

Міністерство освіти і науки України
Українська інженерно-педагогічна
академія

Піднімально-транспортні
машини
Динаміка та міцність машин
Верстати та інструменти
Технологія машинобудування
Економіка та управління
машинобудівними
підприємствами

Машинобудування

Машиностроение

Engineering

Lifting-and-shifting machines
Dynamics and strength of
machines
Machine-tools and instruments
Engineering technology
Economics and management of
engineering operations

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з грудня 2007 р.

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Нестеров А.П., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Фідровська Н.М., к.тех.н., доц.

Члени колегії:

Мовшович О.Я., д.тех.н., проф.

Будіков Л.Я., д.тех.н., проф.

Григоров О.В., д.тех.н., проф.

Тарасюк А.П., д.тех.н., доц.

Кравцов М.К., к.тех.н., проф.

Литвин О.М., д.ф-м.н., проф.

Ловейкін В.С., д.тех.н., проф.

Мельниченко О.А., д.тех.н., проф.

Резніченко М.К., д.тех.н., проф.

Рябчиков М.Л., д.тех.н., проф.

Редакція:**Відповідальні редактори**

Сичов Ю.І., к.тех.н., доц.

Родіонов Л.А., к.тех.н., доц.

Смоляков С.Л., к.тех.н., доц.

Редактор

Ротова Н.В.

Випускові редактори

Ісєміні І.І.

Осипова Т.М.

Відповідальний секретар

Ісєміні І.І.

Дизайнер

Жубр В.А.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-78-18

Факс (057)731-32-36

E-mail: rektor@uipa.kharkov.ua

Машинобудування

2013, № 11

Збірник наукових праць

Засновник

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації

Серія КВ № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.

Мови видання:

українська, російська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА,
протокол № 13 від 20 червня 2013 р.

При використанні матеріалів збірника посилання
на збірник – обов'язкове.

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv

61003, Ukraine

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Tel. (057)733-78-18

Fax (057)731-32-36

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2013



20 квітня 2013 р. головному редактору збірника наукових праць «Машинобудування», доктору технічних наук, професору Артему Павловичу Нестерову виповнилося 80 років. А.П. Нестеров – професор кафедри «Металоріжуче обладнання і транспортні системи» Української інженерно-педагогічної академії, видатний вчений в галузі піднімально-транспортних машин, член-кореспондент Піднімально-транспортної і Будівельної академій наук України, голова вченої ради по захисту кандидатських дисертацій зі спеціальності 05.05.05 – Піднімально-транспортні машини, талановитий педагог, якого знають

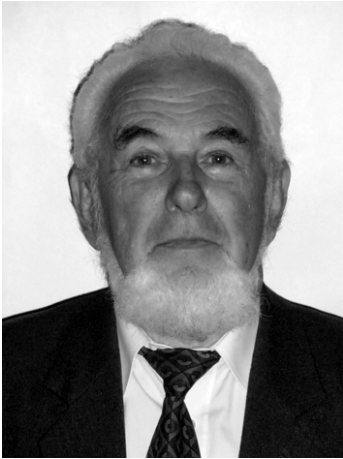
і поважають науковці не тільки на теренах нашої Батьківщини, а й далеко за її межами.

Артем Павлович протягом життя займався питаннями динаміки шахтних підйомних машин, оптимізації силових процесів у шахтних підйомних установках. А.П. Нестеров – автор понад 150 наукових та науково-методичних праць, серед яких 7 монографій, 9 авторських свідоцтв та патентів на винаходи й корисні моделі.

Редакційна колегія від всього серця вітає Артема Павловича Нестерова з ювілеєм, бажає найміцнішого здоров'я, щастя, творчого натхнення, великих радощів та задоволення від всього, що може дати життя Людині з великої букви.

Нехай величезний життєвий досвід Артема Павловича, потужні професійні надбання і надалі продовжують служити на благо нашої рідної України та знаходять своє відображення в майбутніх спеціалістах і науковцях.

За пройденим не треба сумувати,
Попереду щаслива жде пора.
Хай буде щедрим ювілейне свято!
Здоров'я Вам, любові і добра!
Нехай цей день Вам зморщок не прибавить,
Старі нехай розгладить і зітре,
Здоров'я зміцнить, від негод позбавить,
Добра і щастя в дім Вам принесе!
Нехай душа у Вас ніколи не старіє,
На білій скатертині буде хліб і сіль,
Своїм теплом Вас завжди сонце гріє
Й слова подяки линуць звідусіль!



20 травня 2013 р. доктору технічних наук, професору, заслуженому діячеві науки і техніки України, Лауреату державної премії України Олександрю Яковичу Мовшовичу виповнилося 80 років. О.Я. Мовшович – професор кафедри «Інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва» Української інженерно-педагогічної академії, видатний вчений в галузі технології машинобудування, заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат державної премії України, член вчених рад провідних вузів України по захисту докторських та кандидатських дисертацій в галузі машинобудування, зі спеціальностей «Технологія машинобудування» та «Процеси і машини обробки тиском», талановитий педагог, якого знають і поважають науковці не тільки нашої Батьківщини, а й далеко за її межами.

Олександр Якович протягом життя займався питаннями нанесення зміцнюючих покриттів, відновленням та удосконаленням переналагоджуваного технологічного оснащення. Працюючи на провідних посадах науково-дослідних інститутів зробив вагомий внесок в розвиток прогресивного переналагоджуваного штампувального обладнання, яке має попит і в теперішній час, в умовах дискретно-нестабільного виробництва. Коло інтересів професора не обмежується тільки технологічним обладнанням, великі досягнення зроблені в області відновлення працездатності зношених деталей нанесенням детонаційно-газових та вакуумно-плазмових покриттів.

Автор понад 450 наукових робіт, 45 авторських свідоцтв і патентів, 4 монографій, 3 книг. Під його керівництвом захищено понад 30 кандидатських і докторських робіт. За його участю в 1971 році був створений Харківський Міжгалузовий конструкторсько-технологічний інститут переналагоджуваного технологічного оснащення. Є одним з організаторів Харківського науково-дослідного інституту технології машинобудування - головної організації Міністерства оборонної промисловості. Брав участь в освоєнні виробництва ряду складних виробів бронетанкової техніки, ракетного та стрілецько-артилерійського озброєння. є членом редколегії багатьох спеціалізованих журналів, а також членом Спеціалізованих Вчених рад по захистах докторських і кандидатських дисертацій.

Редакційна колегія від всього серця вітає Олександра Яковича Мовшовича з ювілеєм, бажає найміцнішого здоров'я, щастя, творчого натхнення, великих радощів та задоволення від всього, що може дати життя Людині з великої букви.

Нехай величезний життєвий досвід Олександра Яковича, потужні професійні надбання і надалі продовжують служити на благо нашої рідної України та знаходять своє відображення в майбутніх спеціалістах і науковцях.

<u>Піднімально-транспортні машини</u>	8
Знайдюк В.Г., Островський О.С. Діагностика технічного стану швидкохідних барабанів.....	8
Ісьєміні І.І., Смоляков С.Л. Захисні системи вантажопідіймальних кранів з пневмогідравлічними буферними пристроями. Рекомендації до проектування.....	14
Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Синтез оптимального керування рухом кранового візка. Частина I	21
Нестеренко В.В. Визначення компонент напружено-деформованого стану барабана, що має підкріплюючі кільця.....	34
Нестеров А.П., Осипова Т.М., Тріщ Г.М., Фесенко Г.І. Гаситель коливань підйомників.....	44
Оболенская Т.А., Белецкая И.В., Писарцов А.С., Дурдыкулиев А.К. Устойчивость составных стержней, применяемых в подъемно-транспортном оборудовании.....	47
Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Безуглый С.Г. Неупругие явления в металлах и сплавах, применяемых в подъемно- транспортном оборудовании.....	52
Подоляк О.С. Дослідження зношуваності двигунів внутрішнього згорання методом повної квадратики.....	60
Фідровська Н.М., Петренко Н.О. Концепції розрахунків кранових барабанів.....	65
Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Варченко І.С. Визначення напруг у зоні контакту ходових коліс вантажного візка з рейками.....	72
Швачунов А.С., Дорохов Н.Ю. Проектирование устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве каната.....	76

<u>Динаміка та міцність машин</u>	82
Kravtsov M.K., Obolenskaya T.A., Sereda N.V., Beletskaya I.V. Recent development of the strength of theory in the field of material mechanics.....	82
Зеленська Т.С. Крайова задача поздовжніх коливань в канатах змінної довжини.....	85
<u>Верстати та інструменти</u>	92
Ізюмська Л.Ф., Малініна Ю.В. Про умови повного замикання вищих кінематичних пар дводискового кулачкового механізму.....	92
Кондратюк О.Л. Высокотехнологическое обеспечение шлифования сложнопрофильных поверхностей крупногабаритных лопаток турбин.....	98
Лавриненко С.Н. Особенности формирования и контроля функционального микрорельефа обработанной поверхности биоинженерных полимерных изделий.....	103
Мелконов Л.Д. Вывод эмпирических зависимостей шероховатости обработанной рабочей поверхности валов в зависимости от режимов резания, угла скрещивания осей, аналитическим методом.....	108
<u>Технологія машинобудування</u>	112
Дашкевич О.С. Автоматизація формування картонних пачок.....	112
Дерябкина Е.С. Исследование свойств стали 03X19AG3N10 двух способов выплавки для выпарного оборудования.....	115
Калин Н.А., Изотова Е.А. Влияние раскисления углеродом на образование пор в металле швов.....	124

Калин Н.А., Изотова Е.А.

Влияние чугунного порошка на состав шлака сварочных электродов.....129

Коваленко И.В., Романов С.В.Оценка надежности индукционно-нагревательного оборудования,
применяемого для критических технологий.....133**Мовшович А.Я., Этингант А.А., Этингант А.И., Черная Ю.А.**О некоторых вопросах механики процессов резания металлов инструментом
с покрытием.....140**Рябчиков А.Н.**Многоступенчатая модель нормативного обеспечения процесса изготовления
деталей криволинейной формы.....147**Смирнитская М.Б.**Совершенствование процесса планирования обучения работников по
вопросам охраны труда на машиностроительном предприятии.....155**Економіка та управління машинобудівними підприємствами.....160****Фідровська Н.М.**

Економічні аспекти нових методів розрахунків канатних барабанів.....160

Відомості про авторів.....166**До уваги авторів.....170**

ДІАГНОСТИКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ШВИДКОХІДНИХ БАРАБАНІВ

1. Постановка проблеми

Діагностика вузлів і агрегатів підйомно-транспортних машин (ПТМ), яка здійснюється при розбиранні, має велику трудомісткість через велику кількість розбирально-складальних робіт. Крім того, виконання передчасних розбирально-складальних робіт зменшує міжремонтний строк вузлів і агрегатів.

Застосування безрозбірного контролю якості ремонту ПТМ, а саме методів вібродіагностики, сприяє підвищенню надійності при одночасному зниженню вартості обладнання за рахунок відмови від розбирання його після обкатки, зв'язаного з візуальним контролем якості монтажу.

Вибір, розробка та використання науково обґрунтованих методів та приладів для вібродіагностики швидкохідних барабанів, що відповідають вимогам універсальності, відповідності діагностування до рівнів і частот вібрації, властивим барабанам ПТМ, дають можливість достовірно оцінити їх основні параметри є актуальною.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

2.1. Аналіз методів діагностування технічного стану та підвищення надійності швидкохідних барабанів

Нині діагностування технічного стану та підвищення надійності агрегатів і вузлів ПТМ зводиться до двох типів [1].

- методи діагностування і прогнозування роботи вузлів і агрегатів при розбиранні (подетальне діагностування);
- методи діагностування і прогнозування роботи вузлів і агрегатів без розбирання (безрозбірне діагностування).

Діагностування вузлів і агрегатів ПТМ, яке здійснюється при розбиранні, має велику трудомісткість через велику кількість розбирально-складальних робіт. Крім того, виконання передчасних розбирально-складальних робіт зменшує міжремонтний строк вузлів і агрегатів.

Використання великої кількості діагностичних засобів значно підвищує трудомісткість контрольно-діагностичних операцій, при цьому клас точності засобів, які використовуються, та достовірність даних не є достатньо високими. Тому більш ефективними є методи безрозбірного діагностування.

Одним із самих поширених методів безрозбірного діагностування – є вібродіагностика: метод діагностування технічних систем та обладнання, який базується на аналізі параметрів вібрації працюючого обладнання [2]. Вібродіагностика, як і інші методи діагностування машин і вузлів, вирішує завдання пошуку несправностей та оцінки

технічного стану машин та вузлів.

Ефективність методів вібродіагностики обумовлена високою чутливістю характеристик коливальних процесів до зміни параметрів технічного стану. Однак акустичний підхід який базується на розгляданні явищ збудження і розподілення коливань по конструкції, як хвильового процесу (особливо в області високих частот) є більш універсальним, оскільки базується на закономірностях загальних для пружних хвиль в будь-якому середовищі.

Термін «вібродіагностика» не слід розглядати як дослідження вібрації, а як найменування наукового напрямку технічного діагностування стану машин і механізмів. В вібродіагностиці використовується інформація, яка міститься в коливальних процесах у вузлах і деталях машин (відносне та абсолютне переміщення, швидкість та прискорення), розподілення пульсацій швидкості, акустична емісія матеріалу в вузлах тертя і т. ін. Частотний діапазон віброакустичних сигналів є достатньо широким: від долей герц до кілогерц.

Практично всі види дефектів, які визначають надійність машин, мають власні параметри віброакустичного сигналу, тому саме віброакустичні параметри можуть бути основними при діагностуванні дефектів вузлів ПТМ та підвищення її надійності.

Застосування методів вібродіагностування з метою забезпечення безрозбірного контролю якості ремонту ПТМ сприяє підвищенню надійності при одночасному зниженню вартості обладнання за рахунок відмови від розбирання його після обкатки, зв'язаного з візуальним контролем якості монтажу. Використання методів вібродіагностики в період експлуатації ПТМ сприяє забезпеченню безвідмовної роботи, не за призначеним ресурсом, а за фактичним технічним станом.

Технічні засоби вимірювання параметрів вібрації, які випускаються серійно, є компонентами автоматизованих систем або універсальними вібровимірювальними приладами [3]. Існує потреба в простих у застосуванні вібродіагностичних засобах, функціональні можливості й параметри яких відповідають особливостям діагностування ПТМ, а також в засобах для післяремонтного балансування обертових складальних одиниць транспортних машин і кранів, що є істотним резервом підвищення їхньої надійності [4].

Технології вібродіагностування техніки і методики нормування вібрації для всіх видів машин істотно не відрізняються [5]. Але ПТМ, як об'єкт вібродіагностування, має суттєво відмінні риси: компактне розташування механізмів, відсутність спеціально передбачених місць для установки датчиків вібрації, нестабільні частоти обертання валів, значна доля відмов через зношування деталей [6], робота в широкому діапазоні навантажень і несприятливих умов експлуатації, що впливають на ресурс агрегатів [7].

Існуючі технічні засоби й технології вібродіагностування не повною мірою враховують особливості ПТМ як об'єкта діагностування. Це обумовлює необхідність досліджень, спрямованих на створення методів і приладів для діагностування ПТМ і технології виявлення дефектів, які призводять до збільшення динамічних навантажень і зниження їхнього ресурсу.

Таким чином, аналіз можливості застосування існуючих вібровимірювальних приладів і методів для вібродіагностування ПТМ в експлуатації виявив необхідність розробки методу і приладу для вібродіагностування ПТМ, які б відповідали таким вимогам: відносна універсальність

апаратних засобів, забезпечувана відповідністю робочих діапазонів, рівнів і частот вібрації діапазонам, властивим ПТМ; розроблення програмного забезпечення для обробки результатів діагностування і видачі результатів у вигляді класу технічного стану або категорії якості [8].

2.2. Вібродіагностичні прилади

Для діагностування ПТМ в підприємствах необхідні вібродіагностичні прилади та програмне забезпечення, що дозволяють аналізувати вібрацію і прогнозувати ресурс складальних одиниць [9]. Одним із факторів, що стримують застосування універсальних вібровимірювальних приладів при вібродіагностуванні ПТМ, є їхня висока вартість (вартість вібровимірювальних приладів виробництва країн далекого зарубіжжя складає не менше 50 тис. грн., країн СНД – не менше 20 тис. грн.), що є неприйнятним для більшості аграрних підприємств через диспаритет цін на промислову продукцію.

Основні параметри сучасних універсальних вібровимірювальних приладів, вироблених у різних країнах наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Основні параметри цифрових вібровимірювальних приладів

Назва та виробник	Кількість синхронних вимірювальних каналів	Робочі діапазони		Погрішність вимірювання, %	Ціна, тис. грн. (поч. 2012р)
		частот, Гц	рівнів вібрації, мм/с (дБ*)		
2144, Bruel & Kjaer	2	0,35.. 22400	0, 3.. 180 (20..185)	1**; 1***	71
Кварц CU60, Діамех	1	0,3.. 40000	1.. 100 (30.. 130)	5	81,5
Агат, Діамех	1	5.. 10000	1.. 100 (30..130)	5	63,5
795М, НВП «Машинобудування»	1	4..8000	1..200 (30..136)	5****	27
Диана-2М Вібро-Центр	2	3..10000	0,5..100 (25..130)	5	60

* – відносно базового рівня віброприскорення $3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$;

** – нерівномірність амплітудно-частотної характеристики (без акселерометра);

*** – нестабільність показань при вимірюванні рівня вібрації;

**** – без акселерометра.

Для проведення динамічного балансування необхідно мати апаратуру, що дозволяє об'єктивно оцінювати вібрацію підшипникових опор. Як відомо, вібрація оцінюється векторною величиною, тому вимірювання лише абсолютного значення цього вектора недостатні для того, щоб можна було судити про зміни вібрації в процесі балансування. Всі методи балансування передбачають використання апаратури, яка може вимірювати вібрацію як вектор, тобто як

амплітуду, так і фазу вібрацій. Під фазою мається на увазі зсув фаз вимірюваної вібрації і опорного процесу, що протікає синхронно з обертанням балансованого ротора.

Найбільше розповсюдження мають електронні прилади з сейсмічними вібродатчиками і фазометрами, які діють за принципом стробоскопічного ефекту. На рис. 1. приведена структурна схема такого приладу в процесі вимірювання вібрації. Корпус вібродатчика балансувального приладу притискається до підшипника або вручну через щуп, або шляхом закріплення (приклеювання, пригвинчування тощо) і коливається разом з підшипником. Рухома система датчика підвішується всередині корпусу на пружних елементах і сконструйована таким чином, що в діапазоні частот вимірюваних коливань вона залишається практично нерухомою (сейсмічний підвіс).

Взаємне переміщення корпусу і сейсмічної маси датчика *ВД* перетворюється в електричний сигнал, який подається на вхід підсилювача *П*. Після підсилення сигнал випрямляється детектором *Д* і надходить до стрілочного показчика *СП*, який показує розмах вібрації.

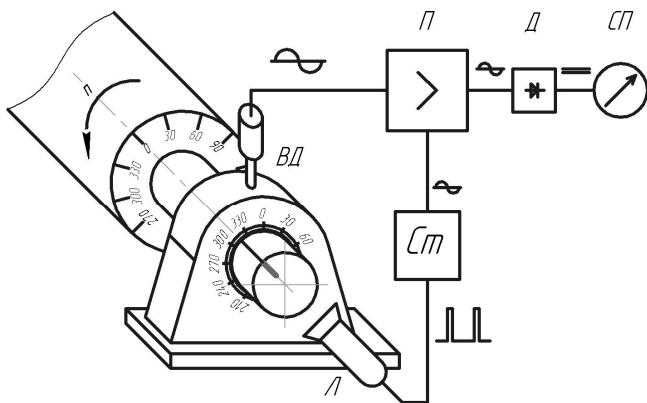


Рис. 1 – Структурна схема балансувального приладу в процесі вимірювання вібрації

Паралельно з підсилювача надходить сигнал на блок стробоскопа *Ст*, де він перетворюється в імпульсну напругу, яка керує спалахом без інерційної лампи *Л*. Якщо на торці ротору нанести відмітку, то при стробоскопічному освітленні вона буде видаватись нерухомою. Її кутове положення визначається фазою напруження вібродатчика (фазою вимірюваної вібрації). Якщо поблизу торця ротора розташувати нерухому кругову шкалу, то кут, на який вказує відмітка, можна

вважати початковим фазовим кутом вимірюваної вібрації. При зміні фази вібрації відмітка зсовується відносно колишнього положення на кут, що відповідає зсуву фази вібрації.

Складніші прилади, крім вказаних елементів, забезпечуються фільтрами для частотного аналізу кривої вібрації, частотомірами або тахометрами для контролю частоти обертання та іншими засобами, які дозволяють отримувати важливу додаткову інформацію при складних балансуванні і вібраційних дослідженнях. Однак наявність приладу, який має тільки вимірювачі розмаху вібрації і фази, є необхідною і достатньою умовою для можливості врівноваження роторів ПТМ.

Для проведення динамічного балансування ротора в власних підшипникових опорах необхідна не тільки апаратура, його методика теж має деякі відмінності. Не можна починати балансування машини, не маючи чіткого уявлення про послідовність майбутніх операцій, або розраховувати на те, що вдасться випадково знайти місце встановлення коригуючої маси.

Існує декілька методів балансування, в яких вектор потрібної коригуючої маси знаходиться розрахунковим шляхом на підставі прирощування вібрацій від встановлення на ротор пробних коригуючих мас. Кожен з цих методів дозволяє досягнути потрібної

збалансованості ротора машини, однак між ними є суттєві відмінності, як в послідовності операцій процесу балансування, так і в обсязі необхідних розрахунків.

Сучасні методи балансування базуються на припущенні, що при незмінній частоті обертання ротора розмахи основної гармонічної складової вібрації підшипників на кожному кроці балансування, а саме від одного пуску до наступного, пропорційні збуджуючим силам, що викликають ці розмахи, і що зсув фаз збуджуючої сили і вібрації при цьому не змінюється.

Швидкохідні барабани ПТМ в більшості випадків мають симетричне виконання і для них найбільш ефективною є метод динамічного двохплощинного балансування, ротор при цьому розглядається як жорсткий. Маючи достатню наочність і простоту розрахункових операцій він дозволяє проводити балансування з малою кількістю пусків.

Висновки

Таким чином, застосування безрозбірного контролю якості ремонту ПТМ, а саме методів вібродіагностування, сприяє підвищенню надійності при одночасному зниженню вартості обладнання за рахунок відмови від розбирання його після обкатки, зв'язаного з візуальним контролем якості монтажу.

Використання методів та приладів для вібродіагностування ПТМ, що відповідають вимогам універсальності, відповідності діагностування до рівнів і частот вібрації, властивим барабанам ПТМ, дають можливість достовірно оцінити їх основні параметри. Для швидкохідних барабанів ПТМ найбільш ефективним є метод динамічного двохплощинного балансування. Маючи достатню наочність і простоту розрахункових операцій він дозволяє проводити балансування з малою кількістю пусків. Наявність прибору, який має тільки вимірювачі розмаху вібрації і фази, є необхідною і достатньою умовою для можливості врівноваження роторів ПТМ.

Список використаних джерел:

1. Ляшенко С. А. Математические модели роторов в системах диагностики вращающихся узлов сельскохозяйственных машин : дис. ... канд. техн. наук : 01.05.02 / С. А. Ляшенко. – Х., 2002. – 193 с.
2. Знайдюк В. Г. Аналіз точності вимірювання параметрів вібрації при вібродіагностуванні молотильних барабанів / В. Г. Знайдюк, О. С. Островський // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х. : УПА, 2011. – Вип. 7/8 – С. 116–125.
3. Овсянников С. И. Анализ технических средств измерения вибрации вращающихся деталей / С. И. Овсянников, В. Г. Знайдюк // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка : зб. наук. пр. – Х. : ХДТУСГ, 2004. – Вип. 21.
4. Назаров А. Д. Нормирование дисбаланса и повышение надежности автотракторных двигателей / А. Д. Назаров ; АН ТССР, Туркм. с.-х. ин-т им. М. И. Калинина. – Ашхабад : Ылым, 1986. – 295 с.
5. Генкин М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М. : Машиностроение, 1987. – 282 с.

6. Когаев В. П. Прочность и износостойкость деталей машин / В. П. Когаев, Ю. Н. Дроздов. – М. : Высшая школа, 1991. – 319 с.

7. Бажинов О. В. Наукові основи оцінки ресурсу силових агрегатів транспортних машин з урахуванням умов експлуатації : автореф. дис. ... доктора техн. наук : 05.22.20 / О. В. Бажинов. – Х., 2001. – 32 с.

8. Шевченко С. А. Контроль технического состояния сельскохозяйственной техники вибродиагностическим методом / С. А. Шевченко // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Новые решения в современных технологиях. – Х. : ХГПУ, 1999. – Вып. 55. – С. 33–35.

9. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара : справ. : в 2 кн. / под. ред. В. В. Клюева. – М. : Машиностроение, 1978. – . – Кн. 2. – 1978.– 440 с.

Знайдюк В.Г., Островський О.С. «Діагностика технічного стану швидкохідних барабанів».

Актуальними є використання науково обґрунтованих методів та приладів для вібродіагностики швидкохідних барабанів підйомно-транспортних машин, що відповідають вимогам універсальності, відповідності діагностування до параметрів вібрації. Проведено аналіз методів діагностування швидкохідних барабанів та вібродіагностичних приладів, що використовуються при діагностиці їх технічного стану з метою підвищення надійності.

Ключові слова: діагностика технічного стану, ПТМ, швидкохідний барабан, вібродіагностичні прилади.

Знайдюк В.Г., Островский О.С. «Диагностика технического состояния быстроходных барабанов».

Использование научно обоснованных методов и приборов для вибродиагностики быстроходных барабанов подъемно-транспортных машин, отвечающих требованиям универсальности, соответствия диагностирования к параметрам вибрации – актуальная проблема. Проведен анализ методов диагностирования технического состояния, и вибродиагностических приборов, которые используются для диагностики технического состояния быстроходных барабанов с целью повышения их надежности.

Ключевые слова: диагностика технического состояния, ПТМ, быстроходный барабан, вибродиагностические приборы.

Znajduk V.G., Ostrovskiy O.S. “Diagnostics technical state speed drums”.

The use of scientific methods and instruments for vibration monitoring of high-speed drum hoisting machines that meet the requirements of universality, matching diagnosis of vibration parameters – current problems. The analysis methods for diagnosis of the technical state and vibrodiagnostic devices that are used for the diagnosis of the technical state of high-speed reels to increase their reliability.

Key words: technical condition diagnostics, HTM, speed drum, vibrodiagnostic device.

Стаття надійшла до редакції 26 квітня 2013 р.

ЗАХИСНІ СИСТЕМИ ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ КРАНІВ З ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИМИ БУФЕРНИМИ ПРИСТРОЯМИ. РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ПРОЕКТУВАННЯ

1. Вступ

Для безпечної експлуатації піднімально-транспортних машин рейковий шлях вантажопідіймальних кранів має бути обладнаний тупиковими упорами, а самі крани – пружними буферними пристроями [1]. Тупикові упори, у відповідності до нормативних документів, розраховуються на найбільше робоче навантаження, а їх конструкція має відповідати зазначеній в настанові з експлуатації.

2. Актуальність досліджень

Практика експлуатації вантажопідіймальних кранів свідчить про те, що підприємства-виготовлювачі кранів свої виготовлені крани тупиковими упорами не комплектують. В проектно-технічній документації відсутні розрахунки максимально-можливих навантажень на захисну систему, які може створити кран даної конструкції з даними кінематичними характеристиками при виникненні позаштатної ситуації.

При проектуванні захисної системи вантажопідіймального крана необхідно мати на увазі, що надмірно жорсткі тупикові упори та неправильно розраховані буферні пристрої призводять до великих динамічних навантажень, руйнувань підкранових споруд і кранових металоконструкцій в результаті взаємодії металоконструкції крана з тупиковим упором.

Проектна організація не виконує й не надає розрахунок максимально-можливого навантаження при можливій відмові одного чи декількох пристроїв безпеки [2]. Доволі частими є випадки, коли підприємство-експлуатаційник купує кран, а, виконувати відповідні розрахунки та виготовляти тупикові упори вимушене самотійно чи шукати підрядника для виконання вищезгаданих робіт [3].

3. Мета статті полягає в створенні рекомендацій з проектування, розрахунку та вибору захисних систем вантажопідіймальних кранів з пневмогідравлічними буферними пристроями в залежності від типу та технічних характеристик крана.

4. Основний матеріал

Традиційна захисна система вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху (рис. 1) складається з вимикальних пристроїв (кінцевих вимикачів та відвідних лінійок) (поз. 1), буферних пристроїв (поз. 2) і тупикових упорів (поз. 3).

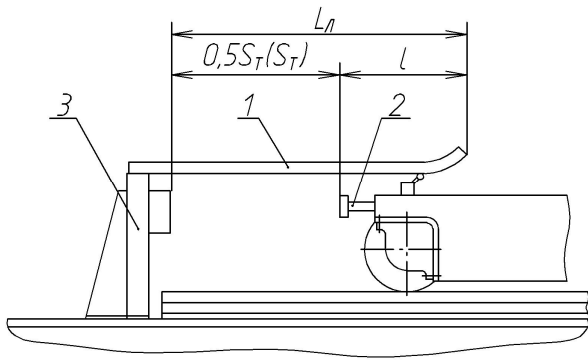


Рис. 1 – Традиційна захисна система вантажопідіймального крана

Вимикальні пристрої повинні забезпечити знеструмлення двигунів механізму пересування, а також знеструмити гальмо, тим самим підготувавши гальма до роботи. Буфер крана має погасити кінетичну енергію крана та зменшити величину ударного навантаження в результаті наїзду крана на тупиковий упор. Тупикові упори, в свою чергу, сприймають навантаження від крана, обмежують навантаження на будівельні

конструкції, запобігають схід крана з кінцевих ділянок кранового шляху в аварійних ситуаціях.

Робота традиційної захисної системи виглядає як послідовний ланцюг незалежних явищ. Якщо надійність захисної системи представити у вигляді

$$R_C = R_1 \cdot R_2,$$

де R_1 – надійність вимикальних пристроїв;

R_2 – надійність гальм механізму пересування,

то можна зробити висновок, що кінцеві елементи захисної системи (буферні пристрої і тупикові упори) повинні спрацьовувати дуже рідко, лише в разі відмови вимикальних пристроїв і неспрацьовуванні гальм. Тому необхідно, щоб саме ці елементи могли запобігти тяжким наслідкам в результаті аварійної ситуації.

Пропонована захисна система вантажопідіймальних кранів [4], яка встановлена в кінцевих ділянках підкранового шляху, складається з пневмогідравлічного буферного пристрою та тупикового упора ударного типу (рис. 2) і призначена для гасіння кінетичної енергії крана, залишкової швидкості крана, для запобігання сходу крана з кранового шляху в аварійних ситуаціях при відмові вимикальних пристроїв або гальм механізму пересування крана. Захисна система вантажопідіймального крана зупиняє кран за рахунок поглинання кінетичної енергії пневмогідравлічним буфером (біля 95 %), встановленим на крані, та частково (біля 5 %) резиновим амортизатором, установленим на нерухомому упорі, прикріпленому до рейкового шляху.

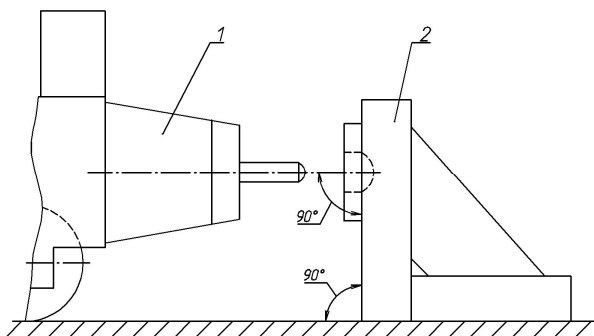


Рис. 2 – Захисна система вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху

Захисна система кранів складається з пневмогідравлічного буферного пристрою 1, який кріпиться до крана, і тупикового упору 2, жорстко закріпленого на підкрановому шляху. Ударна площа стійки тупикового упору 2 розташована під кутом 90° до підкранового шляху, а отже, і до осі буферного пристрою 1.

Захисна система кранів на основі

пневмогідравлічного буферного пристрою працює таким чином. При підході крана до тупикового упору шток буферного пристрою контактує зі стійкою тупикового упору та проштовхує робочу рідину скрізь дросельний отвір до порожнини пневмогідроаккумулятора, тим самим поглинаючи кінетичну енергію що призводить до зупинки крана. Принципова гідравлічна схема пневмогідравлічного буферного пристрою показана на рис. 3. Схема складається з таких елементів: Ц – гідроциліндр; ШТ1...ШТ3 – штуцери; А – перехідник; КО – клапан зворотний з дроселем; Р – рукав високого тиску; АК – гідроаккумулятор; ВН – вентиль для установки манометра; МН – манометр.

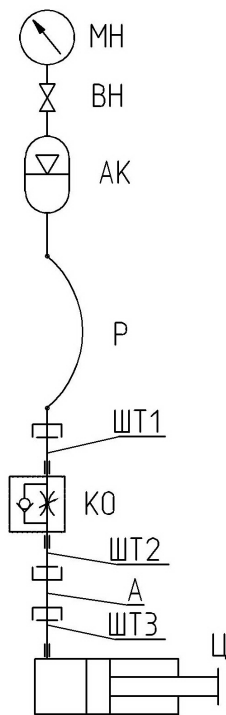


Рис. 3 – Захисна система вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху

При русі крана в зворотному напрямку навантаження на шток зникає, і шток під тиском повітря в пневмогідроаккумуляторі повертається в первісне положення. Для того, щоб повернення штока не було різким і він не завдав удару крану, спричинивши динамічне навантаження, в гідравлічну схему введено дросель. Він регулюється таким чином, щоб повернення штока було плавним.

Як вже зазначалося вище, при проектуванні захисної системи вантажопідіймальних кранів потрібно дуже ретельно підходити до вибору геометричних параметрів пневмогідравлічного буферного пристрою та тупикового упору в залежності від типорозміру крана. Для цього необхідно керуватись методиками, які викладено нижче.

Методика розрахунку пневмогідравлічного буферного пристрою

Розрахунок пневмогідравлічного буферного пристрою полягає в визначенні його основних геометричних параметрів, а саме – діаметру поршня D , ходу поршня L та товщини стінки гідроциліндру δ . Для визначення цих геометричних параметрів необхідно задатися максимально можливим навантаженням від крана, яке буде сприймати буферний пристрій, тобто ударну силу, з якою кран наїжджає на тупиковий упор.

Для визначення ударної сили, з якою кран наїжджає на тупиковий упор, необхідно задатися масою крана та вантажу, швидкістю крана і законом уповільнення крана. Причому швидкість крана розраховується як:

$$V_p = V_K \cdot k_1 \cdot k_2,$$

де V_K – номінальна швидкість крана, м/с;
 k_1 – коефіцієнт, який враховує вітровий напір;
 k_2 – коефіцієнт, який враховує ухил колій.

Закон уповільнення крана обирається таким чином, щоб уповільнення не перевищувало 4 м/с^2 та було постійним на всьому гальмівному шляху крана. На уповільнення крана впливає

гідравлічний опір робочої рідини в гідроциліндрі при проходженні через дроселювальний отвір і пневматичний опір, який створює пневмогідроаккумулятор.

Гідравлічний опір розраховується як:

$$F_{\psi} = \alpha V_p^2,$$

де α – коефіцієнт демпфування [5]:

$$\alpha = \frac{128 \cdot \mu \cdot \rho \cdot l \cdot \pi \frac{D^2}{4}}{\pi d^4},$$

де μ – кінематична в'язкість робочої рідини, м²/с;

ρ – густина робочої рідини, кг/м³;

l – довжина дроселювального каналу, м;

D – передбачуваний діаметр гідроциліндра, м;

d – діаметр дроселювального отвору, м.

Пневматичний опір знаходиться таким чином:

$$F_{pn} = p_k S_{отв},$$

де p_k – кінцевий тиск в пневмогідроаккумуляторі, МПа;

$S_{отв}$ – площа перерізу дроселювального отвору, м².

Оскільки при роботі пневмогідравлічного буфера ми маємо ізотермічний процес, то формула для розрахунку кінцевого тиску в пневмогідроаккумуляторі матиме вигляд:

$$p_k = \frac{p_0 V_0}{V_0 - \frac{\pi D^2}{4} L},$$

де p_0 – початковий тиск в пневмогідроаккумуляторі, МПа;

V_0 – початковий об'єм повітря в пневмогідроаккумуляторі, м³;

L – передбачуваний хід поршня, м.

В результаті розрахунків ми отримаємо значення ударної сили та необхідний хід поршня L , щоб погасити кінетичну енергію крана [6]. Знайшовши хід поршня L , можна визначити час спрацювання пневмогідравлічного буфера (тобто час, за який кран зупиниться).

Після визначення ударної сили знаходимо тиск в гідравлічному циліндрі:

$$p = \frac{4F}{\pi D^2},$$

де F – ударне навантаження, з яким кран наїжджає на тупиковий упор, кН;

D – діаметр поршня, м.

Якщо тиск не перевищує 10 МПа, то діаметр поршня обраний вірно, а попередні розрахунки є правильними.

Знаючи тиск в гідроциліндрі, можна знайти товщину стінки циліндра, що має витримувати навантаження від тиску [7]:

$$\delta = r_1 \left(\sqrt{\frac{(p + [\sigma])r_1^2}{[\sigma]r_1^2 - pr_1^2}} - 1 \right),$$

де p – тиск робочої рідини в гідроциліндрі, МПа;

r_1 – внутрішній радіус циліндру, м;

$[\sigma]$ – напруження в матеріалі стінки циліндру, що допускаються, МПа.

Всі вихідні дані та знайдені величини для розрахунку пневмогидравлічного буферного пристрою можна звести до таблиці 1.

Таблиця 1 – Розрахунок пневмогидравлічного буферного пристрою

Швидкість крана	Гідравлічний опір	Коефіцієнт демпфування	Пневматичний опір	Кінцевий тиск в гідроак-рі	Тиск в гідроциліндрі	Товщина стінки циліндру
V_p	F_ψ	α	F_{pn}	p_k	p	δ

Методика розрахунку тупикового упору

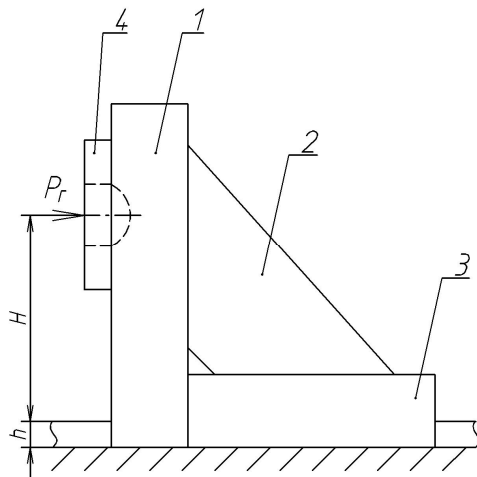


Рис. 4 – Тупиковий упор ударного типу

Головна вимога до тупикового упору ударного типу (рис. 4) – щоб він витримував навантаження від ударної сили, з якою кран наїжджає на тупиковий упор. Конструкція тупикового упору ударного типу складається з таких елементів: 1 – стійка; 2 – укосина; 3 – основа; 4 – резиновий амортизатор. Кожний з цих елементів має бути розрахованим на міцність. Крім того, розраховуються болти, що утримують тупиковий упор під дією перекидального моменту від ударної сили. Також розраховується резиновий амортизатор (площа його перерізу та товщина). Ударна сила приймається рівною тій, яка була обчислена при розрахунку пневмогидравлічного

буферного пристрою. В цілому, формули для розрахунку тупикового упору можуть бути зведені в таблицю [2].

Таблиця 2 – Розрахункові формули для тупикового упору

Ударна сила	Розрахункове зусилля			Перевірка перерізу упору		Ребра жорсткості	
P_r	M	Q	N	σ	τ	t_p	b_p
	$P_r(H + h)$	P_r	$\frac{P_r(H + h)}{l}$	$\frac{M}{W} \leq R_y$	$\frac{QS}{Id} \leq R_x$	$t_p = t$	$0,5b + 40 \text{ мм}$

В таблиці 2 введені такі позначення:

M – перекидальний момент від дії ударної сили, кН·м;

Q – поперечна сила, кН;

N – сила, що утримує тупиковий упор, кН;

H – відстань від голівки рейки до лінії дії ударної сили, м;

h – висота рейки, м;

l – відстань по горизонталі від точки перекидання тупикового упору до точки прикладення вертикальних розтягувальних або стискальних сил, м;

W – момент опору, м³;

S – площа поперечного перерізу металоконструкції, м²;

I – момент інерції матеріалу м⁴;

d – відстань від центру ваги до точки перекидання тупикового упору, м;

R_x, R_y – розрахункові опори сталі розтягненню, згину по межі плинності, МПа;

t_p – товщина підсилювальних ребер, м;

t – товщина полки стійки тупикового упору, м;

b_p – ширина ребра підсилення, м;

b – ширина полки стійки тупикового упору, м.

Крім вищесказаного, потрібно відзначити:

1) тупиковий упор має бути встановлений таким чином, щоб вісь штоку буферного пристрою та вісь резинового амортизатора тупикового упору знаходились на одній лінії;

2) площа резинового амортизатора (поверхня, з якою контактує шток буферного пристрою) має знаходитись строго перпендикулярно по відношенню до вісі штоку гідравлічного буфера. Це виконується для того, щоб удар здійснювався по нормалі, а не по дотичній;

3) болти та зварні шви, що утримують тупиковий упор мають бути розраховані на утримання тупикового упору при дії максимально можливого ударного навантаження.

Висновки

Наведені рекомендації з проектування, розрахунку та вибору захисних систем вантажопідіймальних кранів з пневмогідравлічними буферними пристроями дозволять проектувати оптимальні та надійні захисні системи, зроблять експлуатацію кранів більш безпечною та в подальшому увійдуть до нормативних документів.

Список використаних джерел:

1. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07 07 / Держ. департамент з нагляду за охороною праці України. – Х. : Форт, 2007. – 256 с.

2. Тупиковые упоры. Рекомендации к проектированию, изготовлению и эксплуатации / Г.М. Банных, А.Г. Банных, Л.Р. Кудряшов, В.Г. Жуков, А.В. Ширкевич, Д.А. Ведерников // РД 50:48:0075.02.05: Рекомендации утв. науч.-техн. сов. Науч.-произв. центра

«Путь К». Рекомендации согласованы с Ростехнадзором письмом от 5.11.2005 № 09-03-58/2481. – М., 2005 – 84 с.

3. Дейнега В. И. Защита мостовых кранов от ударов при наездах на тупиковые упоры : дис. ... канд. техн. наук / В. И. Дейнега. – Новочеркасск, 1988. – 137 с.

4. Пат. 69229 UA, МПК⁹ F 16 F 5/00. Захисна система вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху / С. Л. Смоляков, І. І. Ісьєміні (UA); заявник Укр. інж.-пед. акад. – № u 2011 11415; заявл. 27.09.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. – 3 с.

5. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики : В 2-х т. Т. 2. Динамика / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1983. – 640 с.

6. Ісьєміні І. І. Дослідження динамічних процесів при гальмуванні мостових кранів пневмогідравлічними буферними пристроями / І. І. Ісьєміні, Л. А. Родіонов // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2011 – Вип. 7/8. – С. 23–31.

7. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – 2-е изд., перераб. и доп. – К. : Наук. думка, 1988. – 734 с.

Ісьєміні І.І., Смоляков С.Л. «Захисні системи вантажопідіймальних кранів з пневмогідравлічними буферними пристроями. Рекомендації до проектування».

В статті наведено рекомендації щодо проектування, розрахунку та вибору захисних систем вантажопідіймальних кранів з пневмогідравлічними буферними пристроями. Викладено методики розрахунку пневмогідравлічного буферного пристрою та тупикового упору.

Ключові слова: тупиковий упор, пневмогідравлічний буферний пристрій, методика розрахунку, надійність, безпека, вантажопідіймальний кран.

Исьемини И.И., Смольков С.Л. «Защитные системы грузоподъемных кранов с пневмогидравлическими буферными устройствами. Рекомендации к проектированию».

В статье приведены рекомендации по проектированию, расчету и выбору защитных систем грузоподъемных кранов с пневмогидравлическими буферными устройствами. Изложены методики расчета пневмогидравлического буферного устройства и тупикового упора.

Ключевые слова: тупиковый упор, пневмогидравлическое буферное устройство, методика расчета, надежность, безопасность, грузоподъемный кран.

Isyemini I.I., Smolyakov S.L. “The protective systems of hoist cranes with pneumohydraulic buffers. References to design”.

In the article the references of design, estimation and choice of protective systems of the hoist cranes with pneumohydraulic buffers are given. The design procedures of the pneumohydraulic buffer and an end stop are expounded.

Key words: end stop, pneumohydraulic buffer, design procedure, reliability, safety, hoist crane.

Стаття надійшла до редакції 15 травня 2013 р.

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ КРАНОВОГО ВІЗКА. ЧАСТИНА I**1. Постановка проблеми**

Вантажопідійомні крани значну долю від усього циклу роботи працюють при неусталених режимах роботи (пуск, зупинка, реверс). Усталений режим руху крана взагалі може бути відсутнім. Тому динамічні процеси, які виникають протягом перехідних режимів руху кранових механізмів, визначають умови роботи крана. Крім того, перехідні процеси необхідно враховувати при визначенні енергетичних показників роботи крана. Що стосується надійності роботи крана, його продуктивності та зручності експлуатації то ці важливі показники залежать від коливань вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі. Ці коливання виникають протягом перехідних режимів руху крана, продовжуються на усталеному русі і після зупинки вантажного візка.

Основна тенденція розвитку сучасних систем керування рухом крана – перехід на інтелектуальне комп'ютерне керування (мехатронізація крана [1]). Високоінтелектуальні системи керування краном вирішують задачу усунення коливань вантажу, але роблять це не за оптимальними принципами. Дійсно, якщо відома математична модель руху крана [2, 3], то завжди можна обрати закон руху візка (або функцію зміни приводного зусилля) при якому коливання вантажу зникають до кінця зупинки візка [4]. Таких законів керування рухом крана можна знайти безліч. Однак, нас цікавить такий закон, при якому енергетичні та динамічні показники роботи крана будуть якнайкращими. Така постановка задачі властива теорії оптимального керування. Використовуючи методи оптимального керування можна синтезувати функцію зміни приводного зусилля (одну з безлічі можливих варіантів) при якому досягаються якнайкращі, з деяких позицій, характеристики роботи крана. Ці характеристики визначаються оптимізаційним критерієм, у якості якого обирають інтегральний (рідше термінальний) функціонал, який повинен відображати бажані або небажані характеристики руху крана. У першому випадку критерій необхідно максимізувати, у другому – мінімізувати.

Зазначимо, що оптимізація керування зовсім не означає відмову від сучасних інтелектуальних систем керування краном. У системах керування краном (бортовий мікроконтролер) оптимальні закони його руху повинні бути „зашиті”, а система керування повинна сама вирішувати в яких ситуаціях їх використовувати.

У праці [5] зазначається, що досвідчені кранівники коливання вантажу гасять протягом гальмування візка. Очевидно, при цьому економиться час, оскільки тривалість розгону може бути якнайменшою (розгін візка при максимальному керуючому зусиллі). Надалі візок рухається при швидкості близькій до номінальної (вантаж при цьому коливається і візок розганяється або гальмується від цих коливань). Однак руху візка на цьому етапі може взагалі не бути (після розгону візка одразу йде його гальмування). Отже,

фазовий стан системи „візок-вантаж” на початку гальмування візка може бути яким завгодно. Варто також прийняти до уваги те, що на рух візка і вантажу можуть справляти вплив наперед непередбачувані фактори (вітрове навантаження особливо при значній парусності вантажу), а також неточності моделі руху (не прийняте у розрахунок різного роду тертя, неточно визначені параметри моделі візка з вантажем тощо). Тому необхідно синтезувати таке керування, яке б враховувало фактичний стан системи.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

Існують три групи способів усунення коливань вантажу [6]: маневрування механізмами при ручному керуванні [7]; застосування спеціальних підвісок або направляючих [8-12]; використання систем керування приводами кранових механізмів [5-10].

Перші два способи при сучасних темпах перевантажувальних робіт не здатні забезпечити достатню якість усунення коливань вантажу: перший спосіб пов'язаний з надмірною психологічною втомою кранівника, другий – з необхідністю зміни конструкції гнучкого підвісу, включенням до цієї конструкції ненадійних та масивних елементів. Тому більш поширеною є третя група способів.

Апаратна реалізація систем керування рухом крана досягається за допомогою сучасних промислових мікропроцесорів та електронного силового обладнання (частотні перетворювачі [11]). Що стосується алгоритмів роботи систем керування, то вони повинні містити оптимальні закони руху крана. Робота алгоритму повинна базуватись на „склеюванні” різних оптимальних законів руху візка у відповідності до вимог того чи іншого етапу руху. Наприклад, розгін повинен проходити якнайшвидше (критерій оптимізації – час), усталений рух повинен проходити при мінімальних енергетичних витратах (критерій оптимальності енергія·час), гальмування повинно проходити з усунення коливань вантажу і при мінімізації динамічної складової приводного зусилля. Для кожного етапу руху необхідно сформулювати свій критерій оптимальності, що взагалі кажучи, є дуже важливим моментом, але це не є предметом даного дослідження (важливі результати щодо питання розробки оптимізаційних критеріїв для різних режимів роботи вантажопідійомних машин можна знайти у роботі [12]).

На сьогоднішній день математична теорія оптимальних процесів є гарно розробленою галуззю науки, яка має надзвичайно важливі прикладні питання (рух літальних апаратів [13], робота верстатів [14] тощо). Виділяються три основні методи, які дають змогу формалізувати та розв'язати оптимізаційну задачу. Це варіаційні методи [15], принцип максимуму Л.С. Понтрягіна [16] та динамічне програмування Р.Беллмана [17]. Зазначимо, що для проблеми усунення коливань вантажу знайшли використання класичні варіаційні методи [12], прямі варіаційні методи [18] та принцип максимуму [5, 6, 9, 10, 19-22]. Дамо короткий аналіз результатів, які отримані при використанні вказаних методів.

Використання варіаційних методів дозволяє отримати плавний характер керуючої дії на візок. При цьому динамічні навантаження у перехідних процесах не є значними. Однак таке керування у деяких випадках (наприклад, при значній довжині гнучкого підвісу) супроводжується відносно значною тривалістю. Що стосується обмежень, які накладені на

керування, то вони можуть бути виконані лише при збільшенні тривалості перехідних процесів. Затягування перехідних процесів руху крана є небажаним. Тому для задачі усунення коливань вантажу був використаний принцип максимуму, який дав змогу знайти оптимальне за швидкодією керування. Таке керування має релейний характер зміни, що для приводу крана є небажаним, оскільки воно супроводжується знаними струмовими навантаженнями електрообладнання крана та динамічними навантаженнями механічних частин крана. Релейне керування досить важко реалізувати на практиці, оскільки необхідно підтримувати постійним і максимальним значення моменту на валу двигуна. Крім того, не враховується характер електромагнітних перехідних процесів у електроприводі крана. У праці [19] наведено результати експерименту при якому сігнум-функція керування апроксимована неперервною функцією. Така апроксимація зусилля, що діє на візок, зменшує динамічні навантаження у елементах крана, але приводить до того, що коливання вантажу гасяться не повністю.

Для усунення коливань вантажу були застосовані прямі варіаційні методи, які характеризуються плавністю роботи механізмів крана (причому розглядається двомасова модель „візок-вантаж” та тримасова модель „візок-траверса-вантаж”). Ці дослідження дали змогу синтезувати закони руху кранового візка, які неможливо було отримати з використання класичних варіаційних методів. Однак, деякі з цих результатів є неприйнятними для практики.

Отже проблема оптимальних законів керування для руху кранового візка з вантажем – це забезпечення швидкодії з одночасним зменшенням динамічних навантажень на елементи крана. Крім того, усі проаналізовані вище результати мають спільний недолік – вони ніяк не враховують фактичний стан системи „візок-вантаж”. Будь-який зовнішній стохастичний вплив призведе до „зриву” оптимальної траєкторії руху візка або вантажу і коливання вантажу після зупинки візка будуть залишатись. Якщо ж ввести у систему керування зворотній зв’язок за фактичними її параметрами, то при дії на візок або вантаж зовнішніх непередбачуваних впливах система відреагує: вона буде намагатись повернути рух візка до початкової, наперед заданої траєкторії. Така корекція керування, як зазначається у роботі [17], є вже не оптимальною.

3. Постановка мети та задач дослідження

Метою приведеного дослідження (перша частина дослідження) є синтез оптимального керування рухом кранового візка з вантажем на гнучкому підвісі при якому коливання вантажу до кінця зупинки візка будуть усунені. Відповідно до мети ставляться такі задачі: 1) проаналізувати кінцеві умови руху системи „візок-вантаж” та на основі цього аналізу визначити кількість та зміст фазових координат для проведення синтезу оптимального керування; 2) синтезувати оптимальне керування рухом візка у формі зворотнього зв’язку.

4. Виклад основного матеріалу

Для проведення досліджень прийнято двомасову модель механізму пересування кранового візка (рис. 1), яка досить широко використовується у задачах дослідження динаміки руху візка [2, 3] та оптимізації його руху [5-10, 12, 18-22].

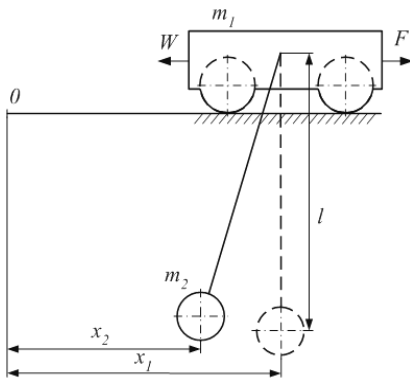


Рис. 1 – Розрахункова модель системи „візок-вантаж”

Приведена розрахункова схема (рис. 1) описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = F - W \operatorname{sign} \dot{x}_1; \\ \ddot{x}_2 + \frac{g}{l} (x_2 - x_1) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де m_1 – приведена маса приводного механізму і вантажного візка; m_2 – маса вантажу; x_1, x_2 – координати центрів мас відповідно візка і вантажу; g – прискорення вільного падіння; l – довжина гнучкого підвісу, F – сумарне тягове або гальмівне зусилля, що діє на візок; W –

приведена сила опору переміщенню візка.

Будемо вважати, що при переміщенні візка протягом гальмування візок не змінює свою швидкість, тобто $\operatorname{sign} \dot{x}_1 = 1$.

Для усунення коливань вантажу необхідно забезпечити такі умови:

$$\begin{cases} \dot{x}_1(T) = 0; \\ x_1(T) - x_2(T) = 0; \\ \dot{x}_1(T) - \dot{x}_2(T) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де $x_1(T)$ і $x_2(T)$ – координати центрів мас відповідно візка і вантажу момент часу T ; $\dot{x}_1(T)$ і $\dot{x}_2(T)$ – швидкість візка і вантажу відповідно у момент часу T ; T – момент закінчення гальмування (T не є фіксованим).

Перше рівняння системи (2) встановлює зупинку візка у момент закінчення гальмування, а інші два – усунення коливань вантажу, оскільки енергія коливань буде рівною нулю (енергія коливань дорівнює сумі кінетичної та потенціальної енергії. Кінетична енергія коливань пропорційна квадрату різниці $\dot{x}_1 - \dot{x}_2$, а потенціальна – квадрату різниці $x_1 - x_2$). З другого рівняння системи (2) знайдемо:

$$\dot{x}_1(T) = \dot{x}_2(T) + \Delta \dot{x}(T), \quad (3)$$

де через $\Delta \dot{x}(T)$ позначено $\frac{l}{g} \ddot{x}_2(T)$. Оскільки згідно з (2) $\Delta \dot{x}(T) = 0$, то умову (3) можна переписати таким чином:

$$\dot{x}_2(T) = 0. \quad (4)$$

Введемо позначення: $y_0 = \frac{l}{g} \dot{x}_2$, $u = \frac{F - W}{m_1}$, тоді систему рівнянь (2) можна переписати у такому вигляді:

$$\begin{cases} \dot{y}_0 = y_1; \\ \dot{y}_1 = y_2; \\ \dot{y}_2 = u - \omega^2 y_1, \end{cases} \quad (5)$$

де $\omega = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)g}{m_1 l}}$ – частота власних маятникових коливань вантажу відносно рухомої точки підвісу (відносно візка).

На керування накладаються обмеження у вигляді нерівності:

$$|u| \leq u_{\max} = \frac{F_{\max} - W}{m_1}, \quad (6)$$

де $F_{\max}$ – максимальне зусилля приводу візка, яке відповідає максимальному моменту на валу двигуна.

Зазначимо, що отримана система рівнянь (5) має на одне рівняння менше ніж ті, які використовувались дослідниками такої ж задачі [21]. Таке зменшення кількості фазових координат системи дає змогу отримати аналітичний розв'язок задачі, причому сам процес розв'язування не є досить складним. Для отриманої системи рівнянь запишемо кінцеві умови руху системи „візок-вантаж”:

$$y_0(T) = y_1(T) = y_2(T) = 0. \quad (7)$$

Початкові умови визначаються значеннями фазових координат на початку гальмування візка з вантажем:

$$\begin{cases} y_0(0) = \frac{l}{g} \dot{x}_2(0); \\ y_1(0) = \frac{l}{g} \ddot{x}_2(0); \\ y_2(0) = \frac{l}{g} \ddot{x}_2(0). \end{cases} \quad (8)$$

У якості критерію, який потребує мінімізації, оберемо інтегральний функціонал:

$$I = \int_0^T [\delta_0 y_0^2 + \delta_1 y_1^2 + \delta_2 y_2^2 + (1 - \delta_0 - \delta_1 - \delta_2) u^2] dt, \quad (9)$$

де $\delta_0, \delta_1, \delta_2$ – деякі коефіцієнти. Пояснимо чому саме такий критерій обрано. Одиничний критерій y_0^2 відображає кінетичну енергію руху вантажу, який коливається. Зазначимо, що природніше було б обрати інший критерій, який би відображав кінетичну енергію руху візка, але при цьому інтегральний критерій став би нелінійним, що значно ускладнює розв'язування задачі. Сума критеріїв y_1^2 та y_2^2 (квадрати відхилення координат центрів мас візка і вантажу, а також квадрат різниці їх швидкостей) з відповідними коефіцієнтами характеризують енергію коливань вантажу. Крім того, у критерії (9) також враховані втрати на керування системою. Необхідно також сказати про те, що величини, які входять у критерій (9) мають різний фізичний зміст. Тому їх необхідно приводити до одної розмірності або до безрозмірної величини. У подальшому будемо вважати, що цю функцію виконують коефіцієнти δ_i ($i=1, 2, 3$). Це означає, що коефіцієнти δ_i ($i=1, 2, 3$) представляються у вигляді добутку двох величин:

$$\delta_i = k_i \tilde{I}_i, \quad (10)$$

де k_i – ваговий коефіцієнт, який відображає важливість i -того одиничного критерію з виразу (9); $\tilde{I}_i$ – деякий коефіцієнт, який приводить розмірність одиничного критерію, наприклад, до безрозмірного вигляду (це може бути мінімально можливе значення i -того критерію). Для скорочення записів введемо позначення: $\delta_u = 1 - \delta_0 - \delta_1 - \delta_2$.

Для розв'язування цієї задачі використаємо метод динамічного програмування [17]. Основне функціональне рівняння запишеться таким чином:

$$\min[\delta_0 y_0^2 + \delta_1 y_1^2 + \delta_2 y_2^2 + \delta_u u^2 + \frac{\partial S}{\partial y_0} y_1 + \frac{\partial S}{\partial y_1} y_2 + \frac{\partial S}{\partial y_2} (u - \omega^2 y_1)] = 0, \quad (11)$$

де S – функція Беллмана.

Будемо вважати, що на керування u не накладено обмежень (6). Це дасть змогу знайти аналітичний розв'язок задачі. Однак у подальшому ми врахуємо нерівність (6).

Мінімум правої частини рівняння (11) будемо шукати по параметру керування u для чого продиференціюємо її за u та прирівняємо отримане до нуля:

$$2\delta_u u + \frac{\partial S}{\partial y_2} = 0. \quad (12)$$

Знайдемо з рівняння (12) керування u :

$$u = -\frac{1}{2\delta_u} \frac{\partial S}{\partial y_2}. \quad (13)$$

Підставимо отримане у рівняння (13), в результаті чого будемо мати:

$$\delta_0 y_0^2 - \frac{1}{4\delta_u} \left(\frac{\partial S}{\partial y_2}\right)^2 + y_2 \left(\frac{\partial S}{\partial y_1} + y_2 \delta_2\right) + y_1 \left(\frac{\partial S}{\partial y_0} + y_1 \delta_1 - \frac{\partial S}{\partial y_2} \omega^2\right) = 0. \quad (14)$$

Рівняння (14) є нелінійним диференціальним рівнянням у частинних похідних. Будемо шукати його розв'язок у вигляді квадратичної форми, як це прийнято при розв'язуванні подібних задач [23]:

$$S = A_1 y_0^2 + A_2 y_1^2 + A_3 y_2^2 + A_4 y_0 y_1 + A_5 y_0 y_2 + A_6 y_1 y_2, \quad (15)$$

де $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6$ – постійні коефіцієнти, які необхідно визначити.

Візьмемо частинні похідні з виразу (15) за параметрами y_0, y_1 та y_2 :

$$\frac{\partial S}{\partial y_0} = 2A_1 y_0 + A_4 y_1 + A_5 y_2, \quad (16)$$

$$\frac{\partial S}{\partial y_1} = A_4 y_0 + 2A_2 y_1 + A_6 y_2, \quad (17)$$

$$\frac{\partial S}{\partial y_2} = A_5 y_0 + A_6 y_1 + 2A_3 y_2, \quad (18)$$

Підставимо вирази (16-18) у рівняння (14), отримаємо:

$$\delta_0 y_0^2 - \frac{1}{4\delta_u} (A_5 y_0 + A_6 y_1 + 2A_3 y_2)^2 + y_2 (A_4 y_0 + 2A_2 y_1 + A_6 y_2 + y_2 \delta_2) + y_1 (2A_1 y_0 + A_4 y_1 + A_5 y_2 + y_1 \delta_1 - A_5 y_0 + A_6 y_1 + 2A_3 y_2 \omega^2) = 0. \quad (19)$$

Розкриємо квадрати та винесемо за дужки спільні множники. У результаті перетворень рівняння (19) будемо мати:

$$y_0^2(\delta_0 - \frac{A_5^2}{4\delta_u}) + y_1^2(A_4 - A_6\omega^2 - \frac{A_6^2}{4\delta_u} + \delta_1) + y_2^2(A_6 + \delta_2 - \frac{A_3^2}{\delta_u}) + y_0y_1 \times \\ \times (2A_1 - \frac{A_6A_5}{2\delta_u} - A_5\omega^2) + y_0y_2(A_4 - \frac{A_3A_5}{2\delta_u}) + y_1y_2(2A_2 + A_5 - \frac{A_3A_6}{2\delta_u} - A_3\omega^2) = 0 \quad (20)$$

Рівняння (20) буде справедливим у тому випадку, коли вирази у дужках будуть рівні нулю, оскільки $y_0 \neq 0$, $y_1 \neq 0$, $y_2 \neq 0$ одночасно. Тому рівняння (20) можна замінити на систему нелінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} \delta_0 - \frac{A_5^2}{4\delta_u} = 0; \\ A_4 - A_6\omega^2 - \frac{A_6^2}{4\delta_u} + \delta_1 = 0; \\ A_6 + \delta_2 - \frac{A_3^2}{\delta_u} = 0; \\ 2A_1 - \frac{A_6A_5}{2\delta_u} - A_5\omega^2 = 0; \\ A_4 - \frac{A_3A_5}{2\delta_u} = 0; \\ 2A_2 + A_5 - \frac{A_3A_6}{2\delta_u} - A_3\omega^2 = 0. \end{cases} \quad (21)$$

Використовуючи рівняння (13) та (18), запишемо:

$$u = -\frac{A_5y_0 + A_6y_1 + 2A_3y_2}{2\delta_u}. \quad (22)$$

Отже нас цікавлять лише три коефіцієнти A_3 , A_5 , A_6 . Для їх знаходження перейдемо до іншої системи з трьох рівнянь, яку можна отримати з системи (21), зробивши деякі перетворення:

$$\begin{cases} \delta_0 - \frac{A_5^2}{4\delta_u} = 0; \\ A_6 + \delta_2 - \frac{A_3^2}{\delta_u} = 0; \\ \frac{A_3A_5}{\delta_u} - A_6\omega^2 - \frac{A_6^2}{4\delta_u} + \delta_1 = 0. \end{cases} \quad (23)$$

Систему рівнянь (23) можна звести до одного алгебраїчного рівняння четвертої степені відносно A_3 :

$$B_1A_3^4 + B_2A_3^2 + B_3A_3 + B_4 = 0, \quad (24)$$

де $B_1 = -\frac{1}{4\delta_u^3}$, $B_2 = -\frac{\delta_2}{2\delta_u^2} - \frac{\omega^2}{\delta_u}$, $B_3 = \pm \frac{2\delta_0}{\sqrt{\delta_0\delta_u}}$ (знак „+” відноситься до випадку, коли

$$A_5 = 2\sqrt{\delta_u\delta_0}, \text{ а знак „-” до випадку, коли } A_5 = -2\sqrt{\delta_u\delta_0}), B_4 = \delta_1 + \delta_2\omega^2 - \frac{\delta_2^2}{4\delta_u}.$$

За допомогою методу Декарта-Ейлера [24] отримали корені рівняння (24) – їх чотири. Оскільки вони значні за об’ємом то приведемо лише їх умовні позначення: $A_{3(j)}$ ($j=1, 2, 3, 4$).

Тепер можемо записати розв’язки системи рівнянь (23), яких буде вісім:

1. $A_5 = 2\sqrt{\delta_u\delta_0}$, $A_6 = -\delta_2 + \frac{A_3^2}{\delta_u}$, $A_{3(1)}$;
2. $A_5 = 2\sqrt{\delta_u\delta_0}$, $A_6 = -\delta_2 + \frac{A_3^2}{\delta_u}$, $A_{3(2)}$;
3. $A_5 = 2\sqrt{\delta_u\delta_0}$, $A_6 = -\delta_2 + \frac{A_3^2}{\delta_u}$, $A_{3(3)}$;
4. $A_5 = 2\sqrt{\delta_u\delta_0}$, $A_6 = -\delta_2 + \frac{A_3^2}{\delta_u}$, $A_{3(4)}$;
5. $A_5 = -2\sqrt{\delta_u\delta_0}$, $A_6 = -\delta_2 + \frac{A_3^2}{\delta_u}$, $A_{3(1)}$;
6. $A_5 = -2\sqrt{\delta_u\delta_0}$, $A_6 = -\delta_2 + \frac{A_3^2}{\delta_u}$, $A_{3(2)}$;
7. $A_5 = -2\sqrt{\delta_u\delta_0}$, $A_6 = -\delta_2 + \frac{A_3^2}{\delta_u}$, $A_{3(3)}$;
8. $A_5 = -2\sqrt{\delta_u\delta_0}$, $A_6 = -\delta_2 + \frac{A_3^2}{\delta_u}$, $A_{3(4)}$.

Необхідно з цих восьми розв’язків обрати один. Для цього необхідно їх проаналізувати шляхом підстановки „реальних” значень параметрів руху візка з вантажем та значень вагових коефіцієнтів. Такий аналіз дає змогу встановити, що в усіх розв’язках, окрім випадків 2 і 7, присутні комплексні числа, що не дає змоги реалізувати таке керування. Отже необхідно з двох розв’язків обрати один. Для цього необхідно розв’язати систему диференціальних рівнянь при відомих керуваннях для випадків 2 і 7. Надалі необхідно проаналізувати як змінюються фазові координати у часі.

Систему диференціальних рівнянь (1) можна привести до одного диференціального рівняння четвертого порядку відносно невідомої функції переміщення вантажу $x_2(t)$:

$$x_2^{IV} + \omega^2 \ddot{x}_2 = u\omega_0^2, \quad (25)$$

де ω_0 – частота коливань вантажу відносно нерухомої точки підвісу, $\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$.

Неоднорідне диференціальне рівняння (25) можна перетворити у однорідне. Справді, керування (22) залежить від фазових координат системи, які, як вже зазначалося, пропорційні кінематичним функціям руху вантажу: $y_0 = \frac{l}{g} \dot{x}_2$, $y_1 = \frac{l}{g} \ddot{x}_2$, $y_2 = \frac{l}{g} \ddot{\ddot{x}}_2$ або $y_0 = \dot{x}_2 \omega_0^{-2}$,

$y_1 = \ddot{x}_2 \omega_0^{-2}$, $y_2 = \ddot{\ddot{x}}_2 \omega_0^{-2}$. Тоді праву частину рівняння (25) можна записати таким чином:

$$u \omega_0^2 = - \frac{A_5 \dot{x}_2 + A_6 \ddot{x}_2 + 2A_3 \ddot{\ddot{x}}_2}{2\delta_u}. \quad (26)$$

Зробивши відповідні перетворення, можемо записати однорідне диференціальне рівняння, яке еквівалентне рівнянню (25):

$${}^{IV}x_2 + Q_1 \ddot{\ddot{x}}_2 + Q_2 \ddot{x}_2 + Q_3 \dot{x}_2 = 0, \quad (27)$$

де Q_1, Q_2, Q_3 – деякі коефіцієнти ($Q_1 = \frac{A_3}{\delta_u}, Q_2 = \omega^2 + \frac{A_6}{2\delta_u}, Q_3 = \frac{A_5}{2\delta_u}$).

Для розв'язування рівняння (26) складемо його характеристичне рівняння, яке є алгебраїчним рівнянням четвертої степені:

$$r^4 + Q_1 r^3 + Q_2 r^2 + Q_3 r = 0. \quad (28)$$

Не будемо зупинятись на методиці розв'язування цього рівняння, а лише запишемо його корені: один нульовий, один дійсний та два комплексно-спряжених:

$$\left\{ \begin{aligned} r_1 &= 0; \\ r_2 &= \frac{1}{6} \left[-2Q_1 + \frac{2^{\frac{4}{3}}(Q_1^2 - 3Q_2)}{(-2Q_1^3 + 9Q_1Q_2 - 27Q_3 + 3^{\frac{3}{2}}\sqrt{-Q_1^2Q_2^2 + 4Q_2^3 + 4Q_1^2Q_3 - 18Q_1Q_2Q_3 + 27Q_3^2})^{\frac{1}{3}}} \right]; \\ r_{3,4} &= \left[-(2^{\frac{4}{3}})Q_1^2 + 3 \cdot 2^{\frac{4}{3}}Q_2 - \left(-4Q_1^3 + 18Q_1Q_2 - 54Q_3 + 6\sqrt{-3(Q_1^2 - 4Q_2)Q_2^2 + 6Q_1Q_3(2Q_1 - 9Q_2) + 81Q_3^2} \right)^{\frac{2}{3}} \right. \\ &\quad \left. - 4Q_1 \left(-2Q_1^3 + 9Q_1Q_2 + 3 \left(-9Q_3 + \sqrt{-3(Q_1^2 - 4Q_2)Q_2^2 + 6Q_1(2Q_1^2 - 9Q_2)Q_3 + 81Q_3^2} \right)^{\frac{1}{3}} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \times \\ &\quad \times \left[12 \left(-2Q_1^3 + 9Q_1Q_2 + 3 \left(-9Q_3 + \sqrt{-3(Q_1^2 - 4Q_2)Q_2^2 + 6Q_1(2Q_1^2 - 9Q_2)Q_3 + 81Q_3^2} \right)^{\frac{1}{3}} \right) \right]^{-1} \pm \\ &\quad \pm \left[-2Q_1^2 + 6Q_2 + 2^{\frac{1}{3}} \left(-2Q_1^3 + 9Q_1Q_2 - 27Q_3 + 3\sqrt{-3(Q_1^2 - 4Q_2)Q_2^2 + 6Q_1(2Q_1^2 - 9Q_2)Q_3 + 81Q_3^2} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \\ &\quad \pm \frac{2^{\frac{5}{3}}\sqrt{3} \left[-2Q_1^3 + 9Q_1Q_2 + 3 \left(-9Q_3 + \sqrt{-3(Q_1^2 - 4Q_2)Q_2^2 + 6Q_1(2Q_1^2 - 9Q_2)Q_3 + 81Q_3^2} \right)^{\frac{1}{3}} \right]}{\left[-2Q_1^3 + 9Q_1Q_2 + 3 \left(-9Q_3 + \sqrt{-3(Q_1^2 - 4Q_2)Q_2^2 + 6Q_1(2Q_1^2 - 9Q_2)Q_3 + 81Q_3^2} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{\frac{1}{3}}}. \end{aligned} \right. \quad (29)$$

Тепер можемо записати розв'язок диференціального рівняння (26):

$$x_2 = C_1 + C_2 e^{ip_2} + e^{t \operatorname{Re}[p_{3,4}]} [C_3 \sin(\operatorname{Im}(p_{3,4})t) + C_4 \cos(\operatorname{Im}(p_{3,4})t)], \quad (30)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 – постійні інтегрування, які визначаються з початкових умов руху системи. Необхідно зазначити, що кількість початкових умов (8) не відповідає кількості постійних інтегрування. Не вистачає однієї початкової умови, яку неважко знайти (це третя похідна функції переміщення вантажу за часом). Отже запишемо систему рівнянь, яка дає змогу знайти невідомі постійні інтегрування:

$$\begin{cases} x_2(0) = x_{20}; \\ \dot{x}_2(0) = \dot{x}_{20}; \\ \ddot{x}_2(0) = \ddot{x}_{20}; \\ \dddot{x}_2(0) = \dddot{x}_{20}. \end{cases} \quad (31)$$

Знайдемо розв'язок системи рівнянь (31):

$$\begin{cases} C_1 = -\frac{\ddot{x}_{20} - \ddot{x}_{20}(p_2 + 2\operatorname{Re}(p_{3,4})) + \dot{x}_{20}(\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) + 2p_2\operatorname{Re}(p_{3,4}) + \operatorname{Re}^2(p_{3,4}))}{p_2(\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) + \operatorname{Re}^2(p_{3,4}))} + x_{20}; \\ C_2 = \frac{\ddot{x}_{20} - 2\ddot{x}_{20}\operatorname{Re}(p_{3,4}) + \dot{x}_{20}(\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) + \operatorname{Re}^2(p_{3,4}))}{p_2(\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) + (p_2 - \operatorname{Re}^2(p_{3,4})))}; \\ C_3 = \frac{\ddot{x}_{20}(p_2 - \operatorname{Re}^2(p_{3,4})) - 2\ddot{x}_{20}(p_2 - \operatorname{Im}^2(p_{3,4}) - 3\operatorname{Re}^2(p_{3,4})) + \dot{x}_{20}p_2(\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) + 2p_2\operatorname{Re}^2(p_{3,4}) - 3\operatorname{Re}^2(p_{3,4}))}{(\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) + \operatorname{Re}^2(p_{3,4}))(\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) + (p_2 - \operatorname{Re}^2(p_{3,4})))}; \\ C_4 = \left[-\ddot{x}_{20}(\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) + \operatorname{Re}(p_{3,4})(p_2 - \operatorname{Re}(p_{3,4}))) + \ddot{x}_{20}\operatorname{Re}(p_{3,4})(p_2^2 + 3\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) - \operatorname{Re}^2(p_{3,4})) + \dot{x}_{20}p_2 \times \right. \\ \left. \times (-3\operatorname{Im}^2(p_{3,4})\operatorname{Re}(p_{3,4}) + \operatorname{Re}^3(p_{3,4}) + p_2(\operatorname{Im}(p_{3,4}) - \operatorname{Re}(p_{3,4}))(\operatorname{Im}(p_{3,4}) + \operatorname{Re}(p_{3,4}))) \right] \times \\ \left[\operatorname{Im}(p_{3,4})(\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) + (p_2 - \operatorname{Re}(p_{3,4}))^2)(\operatorname{Im}^2(p_{3,4}) + \operatorname{Re}^2(p_{3,4})) \right] \end{cases} \quad (32)$$

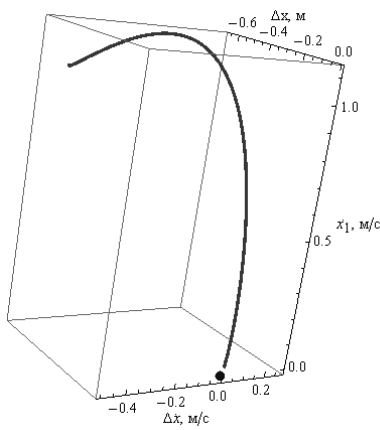
Підставляючи знайдені коефіцієнти у рівняння (30), отримаємо шукану функцію переміщення вантажу у часі.

Однак відкритим залишається питання, який з варіантів розв'язку системи рівняння (23) (2-й чи 7-й) використати. Для вирішення цього питання необхідно проаналізувати графіки функцій (30) для обох випадків. Побудуємо фазові портрети системи „візок-вантаж” для таких фазових координат: Δx , $\Delta \dot{x}$ та $\dot{x}_1$ (рис. 2.). Фазові портрети побудовані при таких параметрах системи: $T = 5\text{ с}$, $m_1 = 1000\text{ кг}$, $m_2 = 1000\text{ кг}$, $l = 10\text{ м}$, $\delta_0 = \delta_1 = \delta_2 = 0,33$, $x_{20} = -0,5\text{ м}$, $\dot{x}_{20} = 1,5\text{ м/с}$, $\ddot{x}_{20} = -0,5\text{ м/с}^2$, $\dddot{x}_{20} = -0,5\text{ м/с}^3$.

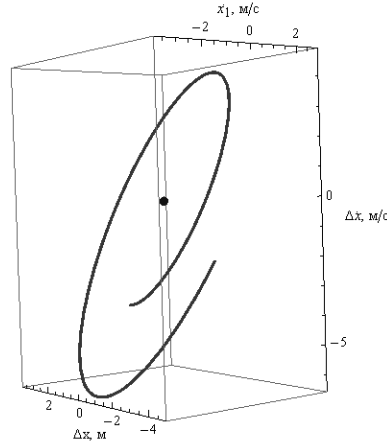
На рис. 2 точкою відмічено початок координат (точка у якій візок має нульову швидкість а коливання вантажу затухають). З рис. 2 видно, що траєкторія руху фазової точки для коефіцієнтів у функції керування (22) для випадку 2 з плином часу наближається до початку координат. Інша ситуація з коефіцієнтами керування для випадку 7 – з плином часу фазова точка віддаляється від початку координат, що свідчить про нестійкість системи. Тому випадок 7 відкидаємо і надалі працюємо лише з випадком 2.

Загалом, з рис. 2(а) видно, що отримано оптимальне керування, яке переводить фазову точку у початок координат (точніше у його достатньо малий окіл), при цьому коливання вантажу практично зникають і візок зупиняється.

На початку дослідження ми використали припущення, що нерівність (6) не враховується. Якщо привод візка обладнаний потужним двигуном, то таке припущення реально відображає можливості керування системою. Однак, як правило, це припущення невірне і тому необхідно його враховувати



а) фазовий портрет руху системи для випадку 2



б) фазовий портрет руху системи для випадку 7

Рис. 2 – Фазові портрети системи „візок-вантаж” для різних варіантів коефіцієнтів керування (22)

рівні нулю. Це дало змогу полегшити розв’язування поставленої задачі. Використання синтезованого у дослідженні оптимального керування дає змогу оптимізувати увесь процес руху крана.

обмеженням на керування. Способом, який дозволяє врахувати ці та інші обмеження присвячена друга частина статті.

Висновки

Використання динамічного програмування дозволяє знайти оптимальне керування рухом візка у формі зворотного зв’язку. Крім того, встановлено, що для усунення коливань вантажу можна використовувати три фазові координати, які у кінці руху візка

Список використаних джерел:

1. Crane Control and Automation Global Solutions. [Electronic Resource]. – Mode of access : URL : http://www.tmeic-ge.com/upload/library_docs/english/TMG-1424_Crane_Control_Industry-LowRes_1249656112.pdf – Title from the screen.
2. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М. С. Комаров. – М. : Машиностроение, 1969. – 206 с.
3. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М. : Машиностроение, 1968. – 331 с.
4. Мисюра В. П. Уменьшение колебаний груза при автоматизированном режиме работы кранов-перегрузателей / В. П. Мисюра, И. Н. Васильченко // Механизация и автоматизация производства. – 1985. – № 11. – С. 22–24.
5. Свиргун В. П. Разработка оптимальных законов управления мостовым грейферным краном и применение микропроцессорной системы для их реализации : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” / В. П. Свиргун. – Х., 1989. – 15 с.
6. Смехов А. А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А. А. Смехов, Н. И. Ерофеев. – М. : Машиностроение, 1975. – 239 с.
7. Сохадзе А. Г. Мехатронная система грузоподъемного крана для автоматической стабилизации положения груза и управления его движением : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.05 / Александр Георгиевич Сохадзе. – Новочеркасск, 2006. – 218 с.
8. Терехов В. М. Системы управления электроприводов : учеб. / В. М. Терехов, О. И. Осипов ; под ред. В. М. Терехова. – Саратов : Академия, 2005. – 300 с.
9. Бушер В. В. Асинхронный электропривод подъемно-транспортных механизмов с микропроцессорным управлением : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.09.03 „Электрические комплексы и системы, включая их управление и регулирование” / В. В. Бушер. – Одесса, 1993. – 16 с.

10. Мельникова Л. В. Автоматизация технологического процесса перемещения механизма с подвешенным грузом средствами микропроцессорного управления : дис. ... канд техн. наук : 05.09.03 / Любовь Васильевна Мельникова. – Одесса, 2000. – 116 с.
11. Преобразователь частоты Altivar 71 от Schneider Electric – оптимальное решение для применения в системах управления подъемно-транспортным оборудованием [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.schneider-electric.ua/ukraine/ua/products-services/offer-updates/news-viewer.page?c_filepath=/templatedata/Content/News/data/ua/local/automation_control/general_information/2009/07/20090722__altivar_71_schneider_electric_.xml. – Название с экрана.
12. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В. С. Ловейкин. – К. : УМК ВО, 1990. – 168 с.
13. Тараненко В. Т. Прямой вариационный метод в краевых задачах динамики полета / В. Т. Тараненко, В. Г. Момоджи. – М. : Машиностроение, 1986. – 127 с.
14. Хитрик В. Э. Методы динамической оптимизации механизмов машин-автоматов / В. Э. Хитрик. – Л. : Изд-во Ленинград. ун-та, 1974. – 116 с.
15. Эльсгольц Л. Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л. Э. Эльсгольц. – М. : Наука, 1969. – 424 с.
16. Математическая теория оптимальных процессов / Л. С. Понтрягин, В. Г. Болтянский, Р. В. Гамкрелидзе, Е. Ф. Мищенко. – М. : Физматгиз, 1961. – 392 с.
17. Беллман Р. Прикладные задачи динамического программирования / Р. Беллман, С. Дрейфус ; пер. с англ. Н. М. Митрофановой, А. А. Первозванского, А. П. Хусу, О. В. Шалаевского. – М. : Наука, 1965. – 460 с.
18. Ловейкін В. С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. – К.; Ніжин : Видавець ПП Лисенко М. М., 2010. – 184 с.
19. Герасимьяк Р. П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р. П. Герасимьяк, В. А. Лещёв. – Одесса : СМІЛ, 2008. – 192 с.
20. Базил Ш. Управление электроприводом циклически работающих механизмов горизонтального перемещения : дис. ... канд. техн. наук : 05.09.03 / Шафик Базил. – Одесса, 1993. – 186 с.
21. Григоров О. В. Вантажопідйомні машини : навч. посіб. / О. В. Григоров, Н. О. Петренко. – Х. : НТУ ХПІ, 2006. – 304 с.
22. Черноусько Ф. Л. Управление колебаниями / Ф. Л. Черноусько, Л. Д. Акуленко, Б. Н. Соколов. – М. : Наука, 1980. – 384 с.
23. Летов А. М. Динамика полета и управление / А. М. Летов. – М. : Наука, 1969. – 360 с.
24. Корн Г. Справочник по высшей математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1973. – 832 с.

Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. «Синтез оптимального керування рухом кранового візка. Частина І».

Виконано постановку задачі оптимального керування рухом крана із вантажем на гнучкому підвісі. Знайдено функціональне рівняння Беллмана, як необхідна умова оптимізації. Задачу знаходження оптимального керування зведено до розв'язування системи

нелінійних алгебраїчних рівнянь. Шляхом аналізу руху точки у фазовому просторі системи встановлено розв'язок, який відповідає стійкості руху динамічної системи „кран-вантаж”. Оптимальне керування знайдено у відкритій області керувань.

Ключові слова: крановий візок, оптимальне керування, гнучкий підвіс, динамічна система.

Ловейкин В.С., Ромасевич Ю.А. «Синтез оптимального управления движением крановой тележки. Часть I».

Поставлена задача оптимального управления движением крана с грузом на гибком подвесе. Найдено функциональное уравнение Беллмана, как необходимое условие оптимизации. Задача нахождения оптимального управления сведена к решению системы нелинейных алгебраических уравнений. Путем анализа движения точки в фазовом пространстве системы установлено решение, которое отвечает устойчивости движения динамической системы „кран-груз”. Оптимальное управление найдено в открытой области управлений.

Ключевые слова: крановая тележка, оптимальное управление, гибкий подвес, динамическая система.

Loveykin V.S., Romasevichy Y.O. “Crane carriage movement optimal control. Part I”.

The optimal control of crane movement with load at flexible suspension has been stated. Bellman's functional equation, such as requirement of optimization, has been find. Optimal control problem has been restricted by solving of non-linear algebraic equation system. Solution has been stated by mean of analysis, witch response stability of motion of dynamical system „crane-load”. Optimal control has been find in open area of control's.

Key words: crane carriage, optimal control, flexible suspension, dynamical system.

Стаття надійшла до редакції 22 квітня 2013 р.

ВИЗНАЧЕННЯ КОМПОНЕНТ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БАРАБАНА, ЩО МАЄ ПІДКРІПЛЮЮЧІ КІЛЬЦЯ

1. Постановка проблеми

Одним з головних напрямів модернізації існуючих та проектування нових моделей піднімально-транспортних машин є зменшення ваги підйомних пристроїв. Для цього необхідно розробити нові методи розрахунку окремих конструкцій та вузлів крана, правильно призначити запаси міцності та стійкості і т.д.

Канатний барабан зустрічається в найрізноманітніших машинах – на кранах, у бурових верстатах, у шахтному підйомі, у тралових та якірних пристроях та інше. У залежності від типу машини, що використовується, різняться й конструкції барабанів. В одних випадках діаметр барабана є малим, а товщина стінки, яка обумовлена технологічними та конструктивними міркуваннями, відносно велика, при цьому не виникає побоювання втрати стійкості стінки. В інших випадках барабан має діаметр три–шість метрів і вимоги до міцності стінки доповнюються вимогами до її стійкості.

У багатьох випадках для підвищення стійкості стінки барабану застосовують поздовжні ребра або підкріплюючі кільця. Вибір оптимального варіанта потребує проведення наукового аналізу, що спирається на практичні дані про працездатність тих або інших конструкцій барабанів.

Розповсюджені при конструюванні приблизні розрахунки барабанів вантажопідйомних машин часто виявляються недостатніми або взагалі неприйнятними. Назріла необхідність уточнити уявлення про роботу барабанів, підкріплених кільцями, в умовах одношарової та багатошарової навивок каната.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

У практиці побудови кранів широко розповсюджені спрощені розрахунки елементів барабану. З деяким наближенням барабан вважають циліндричною оболонкою сталі товщини. Розрахунок канатного барабана засновано на рішенні Р. Мізеса, яке було згодом повторене в роботах П. Ф. Папковича [10], С. П. Тимошенка [13], А. Н. Дінніка [4] та інших спеціалістів в області теорії пружності. У випадках, коли виникають сумніви в стійкості стінки канатного барабана, його підсилюють ребрами та кільцями жорсткості. Це не тільки підвищує металоемність барабана і ускладнює технологію його виготовлення, але й призводить до появи утомних тріщин та зупинки роботи механізму підйому.

Практика розрахунку канатних барабанів вантажопідйомних машин, як правило, передбачає розрахунок стінки барабану тільки на стискання. Напруження стискання в стінці барабану визначають за теорією напруженого стану кільця, навантаженого рівномірно розподіленим по його зовнішній поверхні тиском. Найбільші напруження виникають на

внутрішній поверхні кільця [7]. Але такий розрахунок не враховує ряд факторів, що впливають на величину напружень у стінці барабана і, як наслідок, не відображує дійсних умов роботи стінки у випадку, коли витки каната намотані тільки на частині барабана. Неповне заповнення барабана канатом створює напруження згину вздовж твірної, причому ці напруження можуть бути значними. Питання про їх урахування потребує спеціального аналізу.

3. Постановка мети та задач дослідження

При розрахунках на стискання припускається, що натягіння в канаті зберігає сталі значення. Це не є очевидним, тому що натягіння у витках каната, навитого на барабан, під впливом зминання барабана при навиванні наступних витків каната зменшується. Крім того, рівень напруженого стану поблизу вварених в барабан кілець жорсткості значно вище, ніж той, який дають звичайні розрахунки на міцність. У результаті цього з'являються кільцеві тріщини в місці з'єднання кільця з обичайкою.

Розрахунок оболонки канатного барабана, який навантажений дією каната, базується на теорії пружності. Як правило, оболонка розраховується вільною від підсилюючих елементів, а кільця, якщо вони є, розглядаються окремо від стискаючого навантаження. Було поставлено задачу вирішення напруженого стану оболонки з урахуванням кілець жорсткості, тобто їх сумісної роботи при дії на оболонку змінного натягіння витків каната.

Таким чином, поставлена задача про сумісну роботу довгої тонкостінної циліндричної оболонки в загальному випадку навантаження і ряду циліндричних кілець, що її підкріплюють.

4. Виклад основного матеріалу

Обмеження радіальних деформацій у зоні встановлення підкріплюючих кілець викликає в ній напруження згину, які можуть бути значними і перевищувати «номінальні» напруження стискання [7, 8]. Ці місцеві напруження можуть бути вирішальними вже просто тому, що для чавунних барабанів границя міцності на згин вдвічі менша за границю міцності на стискання.

Крім того стінка барабана підйомної машини працює в умовах змінних циклічних навантажень, тому необхідно проводити розрахунки на утомність для зони встановлення підкріплюючих кілець з точними значеннями компонент напружено-деформованого стану та з урахуванням впливу зварних швів з'єднання кілець – обичайка барабана.

Змінне по колу натягіння у витках каната (а, як наслідок, і по твірній оболонки) викликається силами тертя між канатом і стінкою барабана. В усіх випадках закон змінення натягіння приймається у формі залежності Ейлера.

У місці встановлення кілець виникає напружено-деформований стан, локалізований у зоні контуру плоского перерізу, яке ортогональне осі циліндра, – так званий узагальнений крайовий ефект. Точні рішення крайових задач для циліндричної оболонки, що виникають при розгляді реальних конструкцій, надзвичайно складні, громіздкі і, головне, результати цих рішень у значній мірі знецінюються похибками формулювання задачі.

Для рішення поставленої задачі використано приблизні підходи, у яких прийняті спрощення розрахунку базуються на визначених властивостях тонких оболонок та чітко математично обґрунтовані.

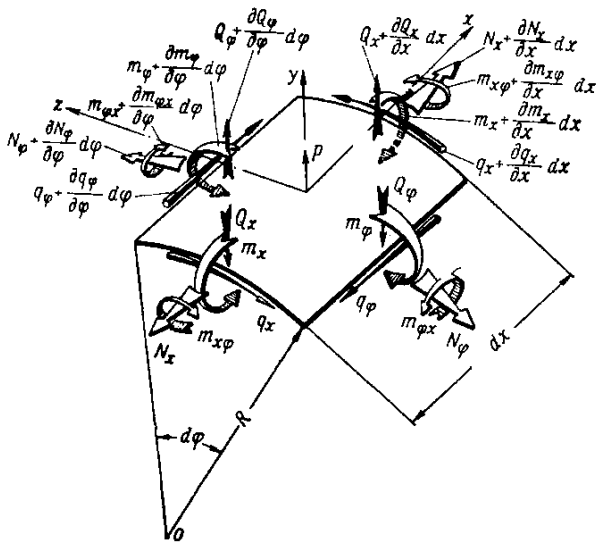


Рис. 1 – Схема зусиль, які діють на елемент оболонки

Вважається, що узагальнений крайовий ефект швидко затухає при віддаленні від лінії контуру. Як наслідок, по відповідній змінній (осьовій x) він має найбільшу змінність. Вважаємо у зв'язку з цим, що узагальнені крайові ефекти можна вивчати за допомогою приблизної теорії напружених станів з великою змінністю [14]. У цій теорії застосовують такі гіпотези:

1. У співвідношеннях, що виражають компоненти деформації згину через переміщення, можливо зберегти тільки доданки, що містять нормальний прогин, тобто прийняти

$$\chi_x = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}; \quad \chi_\phi = \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \phi^2}; \quad \chi_{x\phi} = \frac{1}{a} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \phi},$$

де u, v, w – переміщення в напрямках осей відповідно $x, y(\phi), z$; a – радіус оболонки.

2. Співвідношення пружності для зусилля, що зсуває, необхідно приймати у вигляді

$$N_{x\phi} = -N_{\phi x} = \frac{Eh}{1+\mu} \cdot \frac{\gamma_{x\phi}}{2},$$

де E – модуль пружності першого роду, h – товщина оболонки, μ – коефіцієнт Пуассона, $N_{x\phi}, N_{\phi x}$ – зусилля, що зсувають у відповідних напрямках.

3. У другому рівнянні рівноваги необхідно вважати $Q_\phi = 0$.

Тоді вихідні рівняння для кругової циліндричної оболонки можна використовувати у вигляді: геометричні рівняння стану: рівняння рівноваги: співвідношення:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}; \\ \varepsilon_\phi &= \frac{1}{a} \left(\frac{\partial v}{\partial \phi} - w \right); \\ \gamma_{x\phi} &= \frac{1}{a} \frac{\partial u}{\partial \phi} + \frac{\partial v}{\partial x}; \\ \chi_x &= \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}; \\ \chi_\phi &= \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \phi^2}; \\ \chi_{x\phi} &= \frac{1}{a} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \phi}; \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\left. \begin{aligned} N_x &= \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_x + \mu \varepsilon_\phi); \\ N_\phi &= \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_\phi + \mu \varepsilon_x); \\ N_{x\phi} &= \frac{Eh}{1-\mu^2} \frac{\gamma_{x\phi}}{2}; \\ M_x &= -\frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} (\chi_x + \mu \chi_\phi); \\ M_\phi &= -\frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} (\chi_\phi + \mu \chi_x); \\ M_{x\phi} &= \frac{Eh^3}{12} \chi_{x\phi}; \end{aligned} \right\} (2)$$

$$\left. \begin{aligned} a \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{x\phi}}{\partial \phi} + aX &= 0; \\ a \frac{\partial N_{x\phi}}{\partial x} + \frac{\partial N_\phi}{\partial \phi} + aY &= 0; \\ N_\phi + a \frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_\phi}{\partial \phi} + aZ &= 0; \\ a \frac{\partial M_{x\phi}}{\partial x} - \frac{\partial M_\phi}{\partial \phi} + aQ_\phi &= 0; \\ a \frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial M_{x\phi}}{\partial \phi} - aQ_\phi &= 0; \end{aligned} \right\} (3)$$

де $\varepsilon_x, \varepsilon_\phi, \gamma_{x\phi}$ – відносні деформації у відповідних напрямках, $N_x, N_\phi, N_{x\phi}$ – мембранні зусилля, $M_x, M_\phi, M_{x\phi}$ – згинаючі моменти, X, Y, Z – складові зовнішнього навантаження.

Рівняння рівноваги в переміщеннях здобуті за допомогою (1), (2) мають вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1-\mu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} + \frac{1+\mu}{2a} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\mu}{a} \frac{\partial w}{\partial x} = -\frac{(1-\mu^2)}{Eh} X; \\ \frac{1+\mu}{2a} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial \varphi} + \frac{1-\mu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial w}{\partial \varphi} = -\frac{(1-\mu^2)}{Eh} Y; \\ \mu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{a \partial \varphi} - \frac{w}{a} \frac{ah^2}{12} \nabla^4 w = -\frac{(1-\mu^2)a}{Eh} Z; \end{cases} \quad (4)$$

де $\nabla^4 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{a^2 \partial \varphi^2} \right)^2$.

Отримана система рівнянь теорії тонкостінних оболонок співпадає з системою рівнянь у формі Е. Рейснера, у якій опущені члени другого порядку малості $\propto \frac{h^2}{12a^2}$ [1].

Для випадку тільки радіального навантаження Z , віднесеного до одиниці поверхні, система (4) може декількома операціями бути зведена до звичайного диференціального рівняння восьмого порядку та двом співвідношенням (відносно тільки w):

$$\nabla^8 w + \frac{12(1-\mu^2)}{a^2 h^2} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2}{a^2} \left[\frac{\partial^6 w}{a^6 \partial \varphi^6} + (2+\mu) \frac{\partial^6 w}{a^2 \partial x^4 \partial \varphi^2} + (3+\mu) \frac{\partial^6 w}{a^4 \partial x^2 \partial \varphi^4} \right] = \frac{1}{D} \nabla^4 Z; \quad (5)$$

$$\nabla^4 u = \frac{\mu}{a} \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} - \frac{\partial^3 w}{a^3 \partial x \partial \varphi^2}; \quad (6)$$

$$\nabla^4 v = (2+\mu) \frac{\partial^3 w}{a \partial x^2 \partial \varphi} + \frac{\partial^3 w}{a^3 \partial \varphi^3}; \quad (7)$$

де $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – циліндрична жорсткість оболонки.

Рішення рівняння (5) буде складатися з суми окремого розв'язку, що визначається поверхневими навантаженнями, та загального рішення однорідного рівняння, що відповідає рівнянню (5). Окремий розв'язок рівняння (5), що містить тільки парні похідні w , можна здобути розкладанням прогину w та зовнішнього поверхневого навантаження Z в подвійний ряд Фур'є:

$$w = \sum_m \sum_n (w_{1mn} \cos m\varphi + w_{2mn} \sin m\varphi) \sin \frac{\lambda_n}{a} x; \quad (8)$$

$$Z = \sum_m \sum_n (Z_{1mn} \cos m\varphi + Z_{2mn} \sin m\varphi) \sin \frac{\lambda_m}{a} x; \quad (9)$$

де $\lambda_n = n\pi a/l$, $m = 0, 1, 2, \dots$, $n = 1, 2, 3, \dots$.

Після підстановки (8) та (9) в (5), знаходимо зв'язок між коефіцієнтами розкладання w_{jmn} та Z_{jmn} у вигляді

$$w_{jmn} = \frac{a^4 (m^2 + \lambda_n^2)^2 Z_{jmn}}{D \left\{ (m^2 + \lambda_n^2)^4 + \frac{12(1-\mu^2)}{h^2} \lambda_n^4 a^2 - 2m^2 [m^4 + (2+\mu) \lambda_n^4 + (3+\mu) m^2 \lambda_n^2] \right\}}. \quad (10)$$

Введемо позначення $\alpha = l/a$, $\gamma = a/h$,

$$\varphi_{mn} = \frac{(m^2 + \lambda_n^2)^2}{\alpha^4 \left\{ (m^2 + \lambda_n^2)^4 + 12(1 - \mu^2) \lambda_n^4 \gamma^2 - 2m^2 [m^4 + (2 + \mu) \lambda^4 + (3 + \mu) m^2 \lambda_n^2] \right\}}, \text{ тоді (10) має вигляд}$$

$$w_{jmn} = \frac{l^4}{D} \varphi_{mn} Z_{jmn} \quad (j=1,2). \quad (11)$$

Після підстановки (11) в (8) маємо

$$w = \frac{l^4}{D} \sum_m \sum_n \varphi_{mn} (Z_{1mn} \cos m\varphi + Z_{2mn} \sin m\varphi) \sin \frac{\lambda_n}{a} x. \quad (12)$$

Переміщення u та v можуть бути визначені через w_{jmn} , якщо покласти

$$u = \sum_m \sum_n (u_{1mn} \cos m\varphi + u_{2mn} \sin m\varphi) \cos \frac{\lambda_n}{a} x; \quad (13)$$

$$v = \sum_m \sum_n (v_{1mn} \sin m\varphi + v_{2mn} \cos m\varphi) \sin \frac{\lambda_n}{a} x \quad (14)$$

та підставити ці вирази в рівняння (6), (7). Це дає

$$u_{jmn} = \frac{\lambda_n (m^2 - \mu \lambda_n^2)}{(m^2 + \lambda_n^2)^2} w_{jmn}, \quad (15)$$

$$v_{jmn} = \frac{[(2 + \mu) \lambda_n^2 + m^2] m}{(m^2 + \lambda_n^2)^2} w_{jmn}. \quad (16)$$

З урахуванням (15), (16) та (11) здобуваємо

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{l^4}{D} \sum_m \sum_n \frac{\lambda_n (m^2 - \mu \lambda_n^2)}{(m^2 + \lambda_n^2)^2} \varphi_{mn} (z_{1mn} \cos m\varphi + z_{2mn} \sin m\varphi) \cos \frac{\lambda_n}{a} x; \\ v &= \frac{l^4}{D} \sum_m \sum_n \frac{m [(2 + \mu) \lambda_n^2 + m^2]}{(m^2 + \lambda_n^2)^2} \varphi_{mn} (z_{1mn} \sin m\varphi + z_{2mn} \cos m\varphi) \sin \frac{\lambda_n}{a} x. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Рівняння (12.58) роботи [10] дають вираз для згинаючих моментів та мембранних зусиль (одиничних)

$$M_x = -\frac{D}{a^2} \left[a^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) \right]; \quad M_\varphi = -\frac{D}{a^2} \left[\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + \mu a^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right];$$

$$N_x = -\frac{Eh}{1 - \mu^2} \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \mu \left(\frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \varphi} - \frac{w}{a} \right) \right]; \quad N_\varphi = \frac{Eh}{1 - \mu^2} \left(\frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \varphi} - \frac{w}{a} + \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right).$$

За допомогою (12) та (17) маємо

$$M_x = \alpha^2 l^2 \sum_m \sum_n \varphi_{mn} (Z_{1mn} \cos m\varphi + Z_{2mn} \sin m\varphi) (\mu m^2 + \lambda_n^2) \sin \frac{\lambda_n}{a} x; \quad (18)$$

$$M_\varphi = \alpha^2 l^2 \sum_m \sum_n \varphi_{mn} (Z_{1mn} \cos m\varphi + Z_{2mn} \sin m\varphi) (m^2 + \mu \lambda_n^2) \sin \frac{\lambda_n}{a} x; \quad (19)$$

$$N_x = -12(1 - \mu^2) \alpha^4 \gamma^2 a \sum_m \sum_n \frac{m^2 \lambda_n^2}{(m^2 + \lambda_n^2)^2} \varphi_{mn} (Z_{1mn} \cos m \varphi + Z_{2mn} \sin m \varphi) \sin \frac{\lambda_n}{a} x; \quad (20)$$

$$N_\varphi = -12(1 - \mu^2) \alpha^4 \gamma^2 a \sum_m \sum_n \frac{\lambda_n^4}{(m^2 + \lambda_n^2)^2} \varphi_{mn} (Z_{1mn} \cos m \varphi + Z_{2mn} \sin m \varphi) \sin \frac{\lambda_n}{a} x. \quad (21)$$

Коефіцієнти розкладання навантаження в ряд Фур'є визначаються за допомогою формул обернення рівняння і мають вигляд:

$$Z_{1mn} = \frac{2\Delta}{\pi a l} \iint_{(\sigma)} Z \cos m \varphi \sin \frac{\lambda_n}{a} x d\sigma; \quad (22)$$

$$Z_{2mn} = \frac{2}{\pi a l} \iint_{(\sigma)} Z \sin m \varphi \sin \frac{\lambda_n}{a} x d\sigma, \quad (23)$$

де σ – область навантаження оболонки, $\Delta = 1/2$ для $m = 0$ та $\Delta = 1$ для $m \geq 1$. Після загального рішення системи рівнянь (5)...(7), (вважаючи $\xi = x/a$) отримуємо дійсні вирази для компонент напружено-деформованого стану оболонки, у вигляді (індекс m опущено):

$$F_1 = [(C_1 \cos \beta_1 \xi + C_2 \sin \beta_1 \xi) e^{\gamma_1 \xi} + (C_3 \cos \beta_1 \xi + C_4 \sin \beta_1 \xi) e^{-\gamma_1 \xi} + (C_5 \cos \beta_2 \xi + C_6 \sin \beta_2 \xi) e^{\gamma_2 \xi} + (C_7 \cos \beta_2 \xi + C_8 \sin \beta_2 \xi) e^{-\gamma_2 \xi}] \cos m \varphi \quad (24)$$

$$w_1 = \{ [C_1 (P_{w1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi + q_{w1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi) + C_2 (P_{w1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi - q_{w1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi)] e^{\gamma_1 \xi} + [C_3 (P_{w1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi - q_{w1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi) + C_4 (P_{w1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi + q_{w1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi)] e^{-\gamma_1 \xi} + [C_5 (P_{w1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi + q_{w1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi) + C_6 (P_{w1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi - q_{w1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi)] e^{\gamma_2 \xi} + [C_7 (P_{w1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi - q_{w1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi) + C_8 (P_{w1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi + q_{w1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi)] e^{-\gamma_2 \xi} \} \cos m \varphi \quad (25)$$

$$v_1 = \{ [C_1 (P_{v1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi + q_{v1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi) + C_2 (P_{v1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi - q_{v1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi)] e^{\gamma_1 \xi} + [C_3 (P_{v1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi - q_{v1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi) + C_4 (P_{v1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi + q_{v1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi)] e^{-\gamma_1 \xi} + [C_5 (P_{v1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi + q_{v1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi) + C_6 (P_{v1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi - q_{v1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi)] e^{\gamma_2 \xi} + [C_7 (P_{v1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi - q_{v1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi) + C_8 (P_{v1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi + q_{v1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi)] e^{-\gamma_2 \xi} \} \sin m \varphi \quad (26)$$

Тут C_j – нові довільні константи. Формули написано тільки для F_1 , w_1 , v_1 ; інші формули ідентичні. Зауважимо, що множник $\cos m \varphi$ повинен ставитись при величинах

$$u_1, w_1, N_{x1}, N_{\varphi 1}, M_{x1}, M_{\varphi 1}, Q_{x1}. \quad (27)$$

Множник $\sin m \varphi$ – при величинах

$$v_1, N_{x\varphi 1}, M_{x\varphi 1}, M_{\varphi x1}, Q_{\varphi 1}. \quad (28)$$

За формулами виду (26) будуються вирази для величин

$$w_1, N_{x1}, N_{\varphi 1}, M_{x1}, M_{\varphi 1}, Q_{\varphi 1}. \quad (29)$$

Формулами виду (24)–(26) визначається тільки частина однорідного напружено-деформованого стану. Інша частина може бути отримана, якщо в (24)–(26) множники $\cos m \varphi$ та $\sin m \varphi$ поміняти місцями: ставити $\sin m \varphi$ при величинах (28) та $\cos m \varphi$ при величинах (29). Це пов'язано з тим, що формулами виду (24)–(26) визначається симетричний (відносно твірної $\varphi = 0$) напружено-деформований стан кругової циліндричної оболонки, а взаємна

заміна множників $\cos m\varphi$ та $\sin m\varphi$ відповідає переходу до зворотно-симетричного напружено-деформованого стану.

Вище мова йшла про інтеграли однорідних рівнянь. Це означає, що поверхневі сили відсутні і формулами виду (26) визначається стан, що виникає в результаті впливу на оболонку деякої системи крайових зусиль, прикладених до торця замкненої оболонки. Будемо вважати, що формулами (26) задається напружено-деформований стан оболонки, викликаний зусиллями, прикладеними до краю $\xi = 0$ та оболонка має настільки велику довжину, що її можна вважати напівбезконечною. Аналогічний підхід застосовуємо до жорсткого підкріплюючого кільця, що встановлюємо. Тоді прогини, переміщення, зусилля, моменти на нескінченно віддаленому кінці дорівнюють 0 та, як наслідок, $C_1 = C_2 = C_7 = C_8 = 0$. Тоді (26) буде мати вигляд (нумерація C_j змінена):

$$w = \sum_m \{ [C_1(P_{w1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi - q_{w1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi) + C_2(P_{w1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi + q_{w1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi)] e^{-\gamma_1 \xi} + \\ + [C_3(P_{w1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi + q_{w1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi) + C_4(P_{w1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi - q_{w1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi)] e^{\gamma_2 \xi} \} \cos m\varphi, \\ F = [(C_1 \cos \beta_1 \xi + C_2 \sin \beta_1 \xi) e^{-\gamma_1 \xi} + (C_3 \cos \beta_2 \xi + C_4 \sin \beta_2 \xi) e^{\gamma_2 \xi}] \cos m\varphi, \\ v = \{ [C_1(P_{v1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi - q_{v1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi) + C_2(P_{v1}^{(1)} \sin \beta_1 \xi + q_{v1}^{(1)} \cos \beta_1 \xi)] e^{-\gamma_1 \xi} + \\ + [C_3(P_{v1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi + q_{v1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi) + C_4(P_{v1}^{(2)} \sin \beta_2 \xi - q_{v1}^{(2)} \cos \beta_2 \xi)] e^{\gamma_2 \xi} \} \sin m\varphi.$$

Граничні умови можна вважати як аналітичний вираз того факту, що кожен край оболонки з'єднано з прилеглою до нього конструкцією, яку називають опорою (вільний край при цьому вважають прилеглим до опори нульової жорсткості). Характер з'єднання краю з опорою можна врахувати, якщо надати останній деякі умовні властивості. Наприклад, для шарнірного з'єднання необхідно вважати, що опора не має жорсткості по відношенню до повороту відносно осі шарніру і т.д.

У реальних конструкціях зустрічаються опори, які мають дуже різноманітні пружні властивості. Тому розрахунки оболонки можуть полягати в сумісному інтегруванні диференціальних рівнянь оболонки та диференціальних рівнянь опори (або опор). Останню можна вважати як деяке пружне тіло, наприклад, як криволінійний стержень, і вимагати дотримання умов зчленування оболонки з опорою (у тому числі і з встановленими проміжними підкріплюючими елементами).

При розрахунках приймають деякі спрощуючі припущення відносно пружних властивостей опор та підкріплюючих елементів. Зокрема, якщо жорсткість опори відносно будь-якого узагальненого переміщення невелика порівняно з жорсткістю стінки (краю) оболонки, то часто жорсткість опори вважають рівною нулю. Якщо вона достатньо велика (як у випадку встановлення жорстких діафрагм), то її вважають рівній нескінченності. Граничні умови, що відповідають такому припущенню, називають ідеалізованими граничними умовами. Припускають, що в тій самій точці жорсткість опори може дорівнювати нулю в одному напрямку і нескінченності – в іншому.

Нехай край, який вивчається, жорстко защемлений, тобто опора така, що напрямок будь-якого узагальненого переміщення можна вважати як напрямок її нескінченної

жорсткості. Тоді, вочевидь, необхідні умови, які описують такі властивості опори, будуть полягати в чотирьох рівностях:

$$u = v = w = \frac{\partial w}{\partial \xi} = 0 \quad \text{при } \xi = 0. \quad (30)$$

При цьому буде виконуватись умова єдиного рішення (формула 5.33, 5.34 в [3]):

$$\int_0^{2\pi} \left[N_x u + \left(N_{x\varphi} - \frac{M_{x\varphi}}{a} \right) v + \left(Q_x + \frac{1}{a} \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial \varphi} \right) w + M_x \frac{\partial w}{\partial \xi} \right] a d\varphi \leq 0,$$

тому що в ньому ліва частина рівності обертається в нуль. Це означає, що рішення рівнянь теорії оболонок, що підкоряється граничним умовам (30), буде єдиним.

Роздивимося випадок, коли в напрямку усіх узагальнених переміщень опора має нульову жорсткість (вільний край). Зі структури умови єдиного рішення витікає, що для його виконання досить чотирьох рівностей:

$$N_x = 0; \quad M_x = 0; \quad S_x = N_{x\varphi} - \frac{M_{x\varphi}}{a} = 0; \quad T_x = Q_x + \frac{1}{a} \cdot \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial \varphi} = 0.$$

Під S_x та T_x розуміють приведену мембранну та приведену перерізуючу сили відповідно.

Загалом, приймається, що при накладанні граничних умов, необхідно оперувати не з дійсними, а з приведеними крайовими умовами (зусиллями).

Висновки

1. Описано напружено-деформований стан, що виникає в місці встановлення підкріплюючих кілець, так званий крайовий ефект.
2. Визначено залежності для обчислення компонент напружено-деформованого стану.
3. Отримано рівняння для обчислення переміщень, моментів та мембранних зусиль, що виникають в оболонці, для випадку радіального навантаження.
4. При визначенні переміщень, моментів та мембранних зусиль, що виникають в оболонці, враховано характер з'єднання краю оболонки з опорою.
5. Враховано силу тертя між канатом та поверхнею барабана, тобто навантаження вважаємо змінним по колу та довжині оболонки.
6. Враховано наявність підкріплюючого кільця.

Список використаних джерел:

1. Вольмир А. С. Гибкие пластины и оболочки / А. С. Вольмир. – М. : Гостехиздат, 1948. – 396 с.
2. Гаркуша Н. Г. Экспериментальное исследование действительных усилий в шахтных подъемных канатах / Н. Г. Гаркуша, Н. А. Черныш, Л. В. Колосов [и др.] // Стальные канаты : сб. науч. тр. – К. : Техника, 1967. – № 4. – С. 26–29.
3. Давыдов Б. Л. Применение теории балок, лежащих на упругом основании, к расчету барабанов грузоподъемных машин / Б. Л. Давыдов // Вестник инженеров и техников. – М., 1949. – 300 с.
4. Динник А. Н. Устойчивость упругих систем / А. Н. Динник. – М. : ОНТИ, 1935. – 183 с.
5. Донелл Л. Г. Балки, пластины и оболочки / Л. Г. Донелл. – М. : Наука, 1982. – 568 с.

6. Жулиев А. Л. Устойчивость барабанов шахтных подъемных машин / А. Л. Жулиев // Гірничая електромеханіка та автоматика : наук.-техн. зб., присвячений пам'яті професора В. О. Мурзіна. – Дніпропетровськ : Національна гірничая академія України, 1999. – Спец. вип. 2(61). – С. 77–80.
7. Ковальский Б. С. Напряжение в стенке канатного барабана / Б. С. Ковальский // Научные записки ХАИ. – Х., 1940. – Т.4, Вып. 10. – С. 63–72.
8. Ковальский Б. С. Барабаны грузоподъемных машин / Б. С. Ковальский, С. В. Кожин. – Х. : ХВКИУ, 1969. – 164 с.
9. Моссаковский В. И. Контактные взаимодействия элементов оболочечных конструкций / В. И. Моссаковский, В. С. Гудрамович, Е. М. Макеев // Исследования по упругости и пластичности. – Л. : Изд-во ЛГУ. – 1963. – Вып. 2.
10. Папкович П. Ф. Строительная механика корабля : в 4 т. / П. Ф. Папкович. – Л. : Судостроение, 1962–1963. – Т. 4: Устойчивость стержней, перекрытий и пластин. – 1963. – 552 с.
11. Писаренко Г. С. Уравнение и краевые задачи теории пластичности и ползучести : справ. пособие / Г. С. Писаренко, И. С. Можаровский. – К. : Наукова думка, 1981. – 496 с.
12. Писаренко Г. С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г. С. Писаренко, А. А. Лебедев. – К. : Наукова думка, 1976. – 416 с.
13. Тимошенко С. П. Курс теории упругости / С. П. Тимошенко, ред. Э. И. Григолюка. – К. : Наукова думка. – 1972. – 508 с.
14. Nash W.A. Buckling of Multi – day Ringrein for tic Pressure / W. A. Nash // Journal Applied Mech. – 1953. – Vol. 20, no.4, Dec. – P. 469–474.

Нестеренко В.В. «Визначення компонент напружено-деформованого стану барабана, що має підкріплюючі кільця».

Робота присвячена визначенню компонент напружено-деформованого стану барабана піднімально-транспортних машин, який має підкріплювальні кільця та навантажений неповним числом витків канату. При цьому в розрахунках були враховані сили тертя між канатом і барабаном, пружні властивості канату та барабана, площа перерізу та місця установки кілець жорсткості. За допомогою метода кінцевих елементів визначені напруження в циліндричній оболонці барабана та деформації.

Ключові слова: напружено-деформований стан, підкріплюючі кільця, концентрація напружень, деформації, оболонка, барабан, стійкість, прогин.

Нестеренко В.В. «Определение компонент напряженно-деформированного состояния барабана, имеющего подкрепляющие кольца».

Работа посвящена определению компонент напряженно-деформированного состояния барабана подъемно-транспортных машин, имеющего подкрепляющие кольца, и нагруженного неполным числом витков каната. При этом в расчетах были учтены сила трения между канатом и барабаном, упругие свойства каната и барабана, площадь сечения и места установки колец жесткости. При помощи метода конечных элементов определены напряжения в цилиндрической оболочке барабана и деформации.

Ключевые слова: напругенно-деформированное состояние, подкрепляющие кольца, концентрация напряжений, деформации, оболочка, барабан, стойкость, прогиб.

Nesterenko V. V. “Determination of constituents of the tensely-deformed state of drum, having supporting rings”.

Work is sanctified to determination of constituents of the tensely-deformed state of drum of lifting-transport machines, having supporting rings, and loaded with the incomplete number of coils of rope. Thus in calculations were taken into account force of friction between a rope and drum, resilient properties of rope and drum, area of section and place of setting of rings of inflexibility. Through the method of eventual elements tensions are certain in the cylindrical shell of drum and deformation.

Key words: mode of deformation, reinforcing ring, stress concentration, deformations, methods, means, case, drum, stability, deflection.

Стаття надійшла до редакції 29 квітня 2013 р.

©Нестеров А.П., Осипова Т.М., Тріщ Г.М., Фесенко Г.І.

ГАСИТЕЛЬ КОЛИВАНЬ ПІДЙОМНИКІВ

1. Постановка задачі

При проектуванні та виробництві підйомно-транспортного обладнання для шахтного підйому слід забезпечити можливість поглинання повздовжніх коливань канатів, що впливають на підйомний посуд шахтної підйомної установки, та є важливою експлуатаційною характеристикою підвісного пристрою шахтного підйомного посуду.

2. Огляд літературних джерел

Конструкції підвісних пристроїв підйомної установки [1, 2] містять підвіску, обладнану гасителем коливань, один кінець якої з'єднаний з канатом, а другий з підйомним посудом. В якості гасителя коливань в описаних пристроях використовується комплект пружних гумометалевих елементів, який забезпечує постійну жорсткість підвіски, незалежно від вагового навантаження на підйомний посуд, тобто має лінійну робочу характеристику і не є оптимальною внаслідок змінного характеру вагових навантажень, що мають місце в процесі експлуатації підйомного посуду. Комплект пружних гумометалевих елементів працює як пружина стиснення-розтягування.

Зчіпний пристрій канату з вантажем [3] містить підвіску, обладнану гасителем коливань з сипким матеріалом, один кінець якої шарнірно з'єднаний з канатним коушем, а другий з підйомним посудом. Недоліком цього пристрою є складність конструкції, висока вартість та не можливість забезпечити регулювання жорсткості підвіски в процесі експлуатації.

Підвісний пристрій шахтної підйомної установки [4] містить гаситель коливань з використанням гідродомкратів, який складний за конструкцією, має високу вартість і не забезпечує регулювання жорсткості підвіски в процесі експлуатації в залежності від динамічного навантаження на підйомний канат з вантажем.

3. Зміст дослідження

У даній роботі розглядається підвісний пристрій підйомника, що містить підвіску 1 (рис. 1), обладнану гасителем коливань 2 (рис. 2), виконаним у вигляді пружного клина 8, підпружиненого за допомогою комплекту з щонайменше двох пружних гумометалевих елементів 10, які працюють як пружини стиснення. Один кінець підвіски 1 з'єднаний з корпусом 3 канатного коуша 4, а другий – з шахтним підйомним посудом 5 за допомогою клина 8 болтовим з'єднанням 9. До корпусу 3 канатного коуша 4 корпус 6 підвіски 1 кріпиться за допомогою скоби 11, підвішеної на штифті 7.

Кількість пружних гумометалевих елементів 10 в комплекті може бути два або більше. Пружні гумометалеві елементи 10 симетрично розташовані по обидві сторони

пружного клина 8, розміщені в корпусі 6, та закріплені однією стороною до поверхні корпусу 6, а другою – до поверхні пружного клина 8.

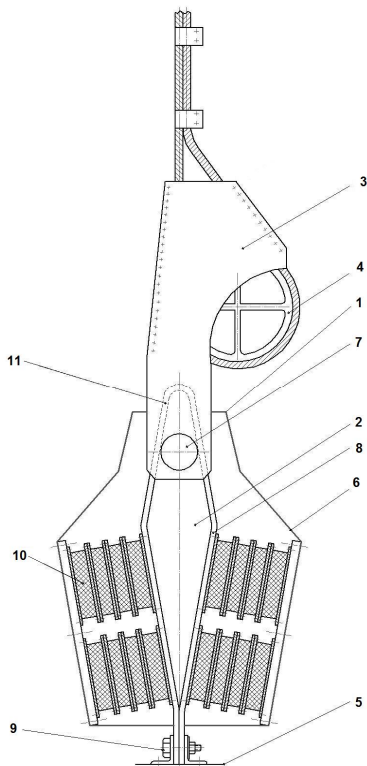


Рис. 1 – Підвісний пристрій шахтної піднімальної установки

установки під дією навантаження відбувається вертикальне переміщення штифта 7 на скобі 11, при якому пружний клин 8 деформується, стискаючи комплект пружних гумометалевих елементів 10.

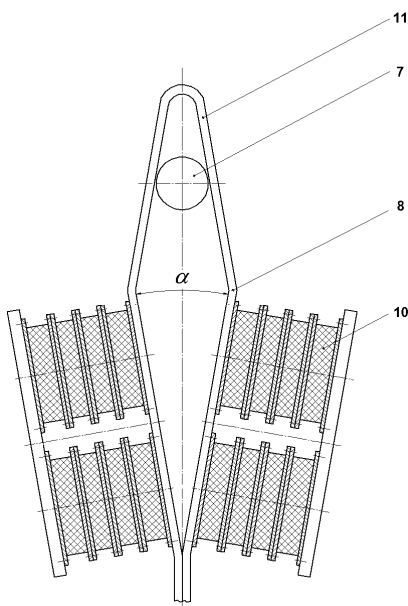


Рис. 2 – Гаситель коливань

характеристику, більш оптимальну з точки зору поглинання повздовжніх коливань канатів з піднімальними сосудами, врахування динамічних навантажень, що виникають при роботі підйомника.

Кожний з пружних гумометалевих елементів 10 виконано циліндричної або шайбоподібної форми, та містить наскрізний осьовий отвір для охолодження.

Форма, тип пружних елементів 10, матеріал із якого вони виконані, можуть бути змінені на інші за умови збереження необхідних пружних властивостей.

Значення кута α нахилу пружного клина 8 обирається в діапазоні $15^\circ \leq \alpha \leq 30^\circ$, що забезпечує оптимальне зусилля стиснення пружних гумометалевих елементів 10 гасителя коливань 2.

Зменшення кута α нахилу пружного клина менше ніж на 15° зменшує ефективність роботи гасителя коливань. Збільшення кута α нахилу пружного клина понад 30° значно збільшує габарити підвісного пристрою підйомника.

Підвісний пристрій шахтної підйомної установки працює наступним чином.

В процесі руху шахтного підйомного сосуду 5 виникають повздовжні коливання канатів з підйомними сосудами, які повинні поглинатись гасителем коливань 2.

При роботі підвісного пристрою шахтної підйомної

установки під дією навантаження відбувається вертикальне переміщення штифта 7 на скобі 11, при якому пружний клин 8 деформується, стискаючи комплект пружних гумометалевих елементів 10.

Пружний клин 8 та підпружинений комплект пружних гумометалевих елементів 10 сприймає поздовжні коливання канатів з підйомними сосудами, що виникають. При цьому пружний клин 8 розжимається, викликаючи стискання гумометалевих елементів 10, а коливання канатів, що виникли, поглинаються.

Оскільки жорсткість пружно-в'язкої підвіски знаходиться в залежності як від сумарної жорсткості пружного клина та комплекту пружних гумометалевих елементів, так і від кінцевої маси, зміна навантаження викликає зміну жорсткості гасителя коливань. На початковій стадії деформації пружного клина жорсткість гасителя коливань мінімальна, при зростанні навантаження вона зростає також.

Описана конструкція гасителя коливань має нелінійну

Висновки

Таким чином, описана конструкція підвісного пристрою шахтної підйомної установки забезпечує ефективне поглинання гасителем коливань повздовжніх коливань канатів з піднімальними судами, що виникають в процесі експлуатації шахтної підйомної установки, та забезпечує покращені експлуатаційні характеристики шахтної підйомної установки в цілому. Конструкція гасителя коливань є простою і має невисоку вартість при її виготовленні, яке можливе з використанням відомих засобів виробництва та розповсюджених матеріалів.

Список використаних джерел:

1. Пат. 1264009 Германия, МПК В 66 В 7/10. – опубл. 21.03.1968.
2. Пат. 58063674 Япония, МПК В 66 В 7/08. – опубл. 15.04.1983.
3. А. с. 1331787 СССР, МПК⁴ В 66 В 7/08. Сцепное устройство для каната с концевым грузом / В. К. Кюльм. – № 4050094/22-11 ; заявл. 07.04.86; опубл. 23.08.87, Бюл. № 31. – 2 с.
4. А. с. 772966 СССР, МПК⁵ В 66 В 7/10. Подвесное устройство шахтного подъемного сосуда / Л. Т. Максимов, Л. Г. Левитин. – № 2697836-11 ; заявл. 19.12.78 ; опубл. 23.10.1980, Бюл. № 39. – 2 с.

Нестеров А.П., Осипова Т.М., Триц Г.М., Фесенко Г.И. «Гаситель коливань підйомників».

У статті розглядається конструкція та принцип дії підвісного пристрою підйомника, обладнаного гасителем повздовжніх коливань канатів, підпружиненого за допомогою комплексу пружних гумометалевих елементів, які працюють як пружини стиснення.

Ключові слова: підйомник, повздовжні коливання, гаситель коливань, пружний клин, пружні гумометалеві елементи.

Нестеров А.П., Осипова Т.Н., Триц Г.М., Фесенко Г.И. «Гаситель колебаний подъемников».

В статье рассматривается конструкция и принцип действия подвесного устройства подъемника, оборудованного гасителем продольных колебаний канатов, подпружиненного с помощью комплекта упругих резинометаллических элементов, которые работают как пружины сжатия.

Ключевые слова: подъемник, продольные колебания, гаситель колебаний, упругий клин, упругие резинометаллические элементы.

Nesterov A.P., Osypova T.N., Trisch G.M., Fesenko. G.I. «Extinguisher of vibrations of lift».

In the article considers a construction and principle of action of the suspended device of lift, equipped the extinguisher of longitudinal vibrations of ropes, subpringy by the complete set of resilient rubber-metallic elements which work as springs of compression is examined.

Key words: lift, longitudinal vibrations, extinguisher of vibrations, resilient wedge, rubber-metallic elements.

Стаття надійшла до редакції 8 лютого 2013 р.

©Оболенская Т.А., Белецкая И.В., Писарцов А.С., Дурдыкулиев А.К.

УСТОЙЧИВОСТЬ СОСТАВНЫХ СТЕРЖНЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОМ ОБОРУДОВАНИИ

1. Актуальность проблемы

Область распространения металлических и композитных конструкций из тонкостенных элементов постоянно расширяется в связи с появлением новых, лёгких и высокопрочных материалов. Несущая способность таких конструкций определяется, как правило, устойчивостью их упругого (иногда и упруго-пластического) равновесия.

Основы теории устойчивости и продольного изгиба были заложены Л. Эйлером. Согласно концепции Эйлера потеря устойчивости выражается в переходе системы к новым формам равновесия, сколь угодно близким к исходной. При этом принимается, что влияние начальных отклонений от номинала несущественно. Перемещения предполагаются происходящими настолько медленно, что инерционные эффекты, связанные с наличием масс, являются несущественными. Появление смежных равновесных форм называют бифуркацией или разветвлением форм равновесия. Такой подход к решению задач устойчивости называют статическим [2].

Эта классическая схема не является универсальной. Можно отметить ещё четыре случая потери устойчивости: появление несмежных форм равновесия, исчезновение устойчивых форм равновесия, полное исчезновение любых форм равновесия, потеря устойчивости при ползучести материала.

2. Постановка задачи

Рассматривая вопросы устойчивости стержней со сплошным поперечным сечением, в основном учитываются деформации изгиба стержня, потерявшего устойчивость, пренебрегая деформациями сжатия и деформациями сдвига. В стержнях, составленных из отдельных ветвей, соединенных между собой какими-то связями (решеткой, планками, шпонками, гвоздями и т. д.) (рис. 1, а, б, в), деформация связей при потере устойчивости создает дополнительную деформативность всей конструкции, что может существенно снизить величину критической нагрузки.

Общая постановка задачи об устойчивости составного стержня дана в работах проф. А.Р. Ржаницына, который делит связи между ветвями на связи сдвига, передающие касательные напряжения, и поперечные связи, передающие нормальные напряжения, действующие перпендикулярно оси стержня (рис. 1, г).

3. Основной материал

Для частного случая шарнирно опертого двумя концами стержня, состоящего из двух ветвей, далеко отстоящих друг от друга (жесткость каждой ветви на изгиб мала по сравнению с жесткостью всего поперечного сечения) с жесткими поперечными связями и

податливими зв'язями сдвига (наприклад, изгибаемые, но сохраняющие свою длину планки, рис. 1, б), минимальная критическая сила определяется по следующей формуле:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\pi^2 EI}{l^2} \cdot \frac{1}{\omega^2 \xi}}, \quad (1)$$

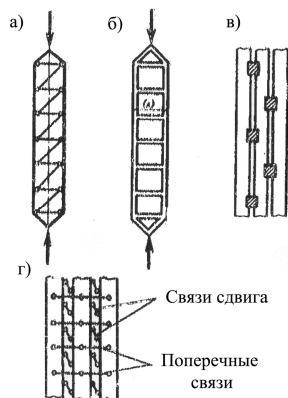


Рис. 1

где EI – жесткость всего сечения;

ω – расстояние между осями ветвей;

ξ – коэффициент жесткости шва на сдвиг;

$$\xi = \frac{T_{сд} m}{\delta_{сд}} \left(\frac{кг}{см^2} \right);$$

$T_{сд}$ – сдвигающее усилие, приходящееся на одну связь;

m – число связей на единицу длины шва;

$\delta_{сд}$ – деформация взаимного сдвига смежных волокон по обе стороны разделяющей плоскости шва.

Величина $\frac{1}{\omega^2 \xi}$ в этом случае эквивалентна удельному углу сдвига сплошного стержня $\frac{k}{GA}$ (k коэффициент, зависящий от формы поперечного сечения) и при такой замене формула (1) совпадает с приближенной формулой Энгессера, данной им в 1891 г. и учитывающей влияние сдвигов в сплошном стержне:

$$F_{кр} = F_э \frac{1}{1 + \frac{k}{GF} \cdot F_э},$$

где $F_э$ – эйлеровская критическая сила при данных граничных условиях.

Формула (1) показывает, что при увеличении жесткости связей критическая сила возрастает и при $\xi \rightarrow \infty$ стремится к эйлеровской критической силе для сплошного стержня: при $\xi \rightarrow 0$, т. е. при отсутствии связей, получаем $F_{кр} = 0$, так как в этой формуле жесткость отдельных ветвей на изгиб принята равной нулю.

Решим энергетическим методом задачу об устойчивости стержня, состоящего из двух поясов, соединенных между собой решеткой в виде раскосов и стоек. Пусть, например, это будет колонна, жестко защемленная внизу и свободная сверху (рис. 2).

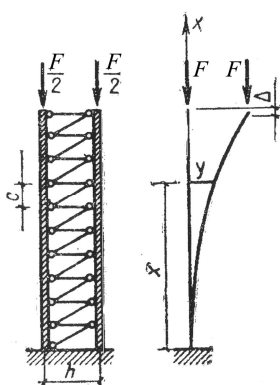


Рис. 2

До потери устойчивости пояса стержня сжаты, решетка не работает. При потере устойчивости ось стержня изгибается, не меняя своей длины; поперечные сечения стержня поворачиваются, при этом один пояс укорачивается, другой – удлиняется, суммарная работа первоначальных продольных сил в поясах равна нулю. Работу производят дополнительные усилия в поясах, возникающие благодаря изгибу, усилия в элементах решетки, также возникающие при потере устойчивости, и внешняя сила. Следует отметить, что элементы решетки в реальных конструкциях прикрепляются к

поясам какими-то более или менее податливыми связями (заклепки, болты и т. д.). Деформативность этих связей также может влиять на величину критической нагрузки. В данном случае этих деформаций мы не учитываем.

Задаемся упругой линией в форме

$$y = a \left(1 - \cos \frac{\pi x}{2l} \right),$$

которая удовлетворяет граничным условиям:

$$\text{при } x = 0 \quad y = 0, \quad y' = 0;$$

$$\text{при } x = l \quad y \neq 0, \quad y' \neq 0, \quad y'' = 0.$$

Опускание верхней точки колонны

$$\Delta = \frac{1}{2} \int_0^l (y')^2 \cdot dx = \frac{a^2 \pi^2}{8l^2} \int_0^l \sin^2 \frac{\pi x}{2l} \cdot dx = \frac{a^2 \pi^2}{8l^2} \cdot \frac{2l}{\pi} \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{a^2 \pi^2}{16l}.$$

Работа внешней силы на перемещениях их криволинейного состояния в прямолинейное

$$W = -F \cdot \Delta = -F \frac{a^2 \pi^2}{16l}.$$

Работу внутренних сил найдем как работу продольных сил, пренебрегая изгибом каждой панели пояса в отдельности:

$$W = \sum_n \frac{N_n^2 c}{2EA_i} + \sum_c \frac{N_c^2 h}{2EA_i} + \sum_p \frac{N_p^2 d}{2EA_i},$$

где первая сумма относится к поясам, вторая – к стойкам и третья – к раскосам;

c – длина панели пояса;

h – длина стойки;

d – длина раскоса.

Усилие в каждой панели пояса определяется, как момент относительно соответствующей моментной точки, деленный на расстояние между поясами h

$$M = F(a - y) = Fa \cos \frac{\pi x}{2l};$$

$$N_n = \frac{M}{h} = F \frac{a}{h} \cos \frac{\pi x}{2l}.$$

Решетка воспринимает перерезывающую силу. Усилия в стойках и в раскосах равны:

$$N_c = \pm Q = \pm \frac{dM}{dx} = \pm \frac{Fa\pi}{2l} \cdot \sin \frac{\pi x}{2l};$$

$$N_p = \pm Q \frac{d}{h} = \pm \frac{Fa\pi}{2l} \cdot \frac{d}{h} \cdot \sin \frac{\pi x}{2l}.$$

Таким образом, суммарная работа внутренних сил

$$W = \sum_n F^2 \cdot \frac{a^2}{h^2} \cos^2 \frac{\pi x}{2l} \cdot \frac{c}{2EA_i} + \sum_c \frac{F^2 a^2 \pi^2}{4l^2} \sin^2 \frac{\pi x}{2l} \cdot \frac{h}{2EA_i} + \sum_p \frac{F^2 a^2 \pi^2}{8l^2} \cdot \frac{d^3}{h^2} \sin^2 \frac{\pi x}{2l} \cdot \frac{1}{EA_i}.$$

Приравняв нулю сумму работ внешних и внутренних сил, получаем

$$F_{kp} = \frac{\frac{\pi^2 E}{2l}}{\frac{4c}{h^2} \sum_n \frac{1}{A_i} \cos^2 \frac{\pi x}{2l} + \frac{\pi^2 h}{l^2} \sum_c \frac{1}{A_i} \sin^2 \frac{\pi x}{2l} + \frac{\pi^2 d^3}{l^2 h^2} \sum_p \frac{1}{A_i} \sin^2 \frac{\pi x}{2l}}, \quad (2)$$

здесь x – координата моментной точки, соответствующей определению усилия в поясе каждой панели.

Формула (2) показывает, что деформативность решетки уменьшает критическую силу. Если площади раскосов или стоек стремятся к нулю (т. е. отсутствуют либо связи сдвига, либо поперечные связи), критическая сила составного стержня с пренебрежимо малой жесткостью отдельной ветви на изгиб стремится к нулю. Если увеличить жесткость решетки, критическая сила возрастает и при $A_c^i \rightarrow \infty$ и $A_p^i \rightarrow \infty$

$$F_{kp} = \frac{\pi^2 E h^2}{8lc \sum_n \frac{1}{A_i} \cos^2 \frac{\pi x}{2l}};$$

что при постоянном сечении поясов равно:

$$F_{kp} = \frac{\pi^2 EI}{4l^2},$$

где $I = \frac{1}{2} A h^2$ – момент инерции монолитного стержня, состоящего из двух поясов с общей площадью $2A$.

Если сечение поясов, стоек и раскосов не меняются по длине стержня, то формулу (2) удобно преобразовать следующим образом: вынося из-под знака суммы постоянные площади и учитывая, что $\frac{1}{2} A_n h^2 = I$

$$F_{kp} = \frac{\pi^2 EI}{4l^2} \cdot \frac{1}{\frac{2c}{l} \cdot \sum \cos^2 \frac{\pi x}{2l} + \frac{\pi^2 I}{l^2} \left[\frac{h}{2l A_c} \sum \sin^2 \frac{\pi x}{2l} + \frac{d^3}{2lh^2 A_p} \sum \sin^2 \frac{\pi x}{2l} \right]}.$$

Под знаком каждой суммы в знаменателе стоит столько членов, сколько панелей длиной c имеется в составном стержне; разделим все члены в знаменателе на c , помножим на dx и заменим суммирование интегрированием.

При этом

$$\int_0^l \sin^2 \frac{\pi x}{2l} dx = \int_0^l \cos^2 \frac{\pi x}{2l} \cdot dx = \frac{2l}{\pi} \left[\pm \frac{1}{4} \sin \frac{\pi x}{l} + \frac{\pi x}{4l} \right] \Big|_0^l = \frac{l}{2}.$$

Введя обозначение

$$F_3 = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2},$$

где μ – коэффициент свободной длины, получаем формулу, действительную при любых граничных условиях:

$$F_{kp} = F_9 \frac{1}{1 + \frac{F_9}{E} \left[\frac{1}{A_c \operatorname{tg} \alpha} + \frac{1}{A_p \sin \alpha \cos^2 \alpha} \right]},$$

здесь α – угол между направлениями раскоса и стойки;

F_9 – критическая сила монолитного стержня;

A_c – площадь сечения стойки;

A_p – площадь сечения раскоса.

Выводы

Анализируя выше сказанное можно сделать вывод, что деформативность решетки уменьшает критическую силу. Если площади раскосов или стоек стремятся к нулю, т.е. отсутствуют либо связи сдвига, либо поперечные связи, критическая сила составного стержня с пренебрежимо малой жесткостью отдельной ветви на изгиб стремится к нулю, при увеличении жесткость решетки, критическая сила возрастает.

Список использованных источников:

1. Багмутов, В. П. Элементы расчетов на устойчивость : учеб. пособие / В. П. Багмутов, А. А. Белов, А. С. Столярчук. – Волгоград : ИУНЛ ВолгГТУ, 2010. – 56 с.
2. Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни / В. З. Власов. – М. : Физматгиз, 1959. – 568 с.

Оболенская Т.А., Белецкая И.В., Писарцов А.С., Дурдыкулиев А.К. «Устойчивость составных стержней, применяемых в подъемно-транспортном оборудовании».

В статье рассматривается задача об устойчивости стержня, состоящего из двух поясов, соединенных между собой решеткой в виде раскосов и стоек.

Ключевые слова: критическая сила, устойчивость, работа.

Оболенська Т.О., Білецька І.В., Писарцов О.С., Дурдикулієв А.К. «Стійкість складових стрижнів, застосовуваних в підйомно-транспортному устаткуванні».

У статті розглядається задача про стійкість стрижня, що складається з двох поясів, з'єднаних між собою решіткою у вигляді розкосів і стійок.

Ключові слова: критична сила, стійкість, робота.

Obolenskaya T.A., Beletskaya I.V., Pisartsov A.S., Durdykuliev A.K. “The stability of composite rods used in Lifting and transporting equipment”.

In the article the problem of the stability of the rod, which consists of two zones, connected by a lattice in the form of braces and struts are examined.

Key words: critical power, stability, and work.

Стаття надійшла до редакції 2 квітня 2013 р.

©Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Безуглый С.Г.

НЕУПРУГИЕ ЯВЛЕНИЯ В МЕТАЛЛАХ И СПЛАВАХ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОМ ОБОРУДОВАНИИ

1. Постановка проблемы

Несмотря на то, что за последние годы создан ряд принципиально новых материалов, решающая роль в развитии техники продолжает принадлежать металлам. Они обладают целым комплексом замечательных механических свойств: высокая прочность (от 140 до 300 МПа), твердость, упругость, сочетание пластичности и вязкости, возможность их использования в условиях глубокого холода, вблизи абсолютного нуля, и при очень высоких температурах, при которых другие материалы служить не могут.

При изучении тонкого внутреннего строения металлов было найдено объяснение многим непонятным явлениям, возникающим при конструировании сплавов, заданными механическими характеристиками. Это дало толчок и изучению упругих несовершенств металлов и несовершенные строения кристаллов.

2. Анализ последних исследований

Рассматривая вопросы, связанные с неэластичной деформацией металлов и сплавов исследователи уверились в том, сколь важное значение для поведения металлов под нагрузкой имеет присутствие в их структуре различного рода несовершенства строения. Это явление было еще замечено Р.Гуком, который занимался изучением механизма рассеивания энергии при деформации.

3. Цели исследования

Интерес к проблемам неупругого поведения металлов связаны, по крайней мере, с двумя причинами, которые и являются целью исследования, а именно: способность металлов к рассеиванию энергии в процессе нагружения в упругой области; изменение внутреннего трения в связи с внутренней перестановкой кристалла, неупругость в металлах и сплавах, релаксационные процессы.

4. Основные материалы исследования

Классическая теория упругости устанавливает связь между напряжением и деформацией в предположении, что нагружение производится бесконечно медленно, так что деформируемое тело последовательно проходит ряд равновесных состояний.

Каждому новому этапу деформирования соответствует новое состояние деформируемого тела, характеризуемое определенной структурной перестройкой в согласии с принципом Ле-Шателье (если какая-нибудь термодинамическая система испытывает внешнее воздействие и

оно прямо и непосредственно изменяет величину одного из параметров, определяющих состояние системы, то при естественном процессе другой параметр, непосредственно не связанный с воздействием, меняется так, чтобы помешать изменению первого параметра). Когда нагружение производится настолько медленно, что нарушения термодинамического равновесия не происходит, так как изменение состояния системы успевает следовать за процессом деформации, последний является обратимым в энергетическом смысле. Энергия, запасенная при нагружении, полностью выделяется при разгрузке, и линии нагрузки и разгрузки на диаграмме деформации в точности совпадают – отсутствует рассеяние энергии и механический гистерезис. В этом случае каждому значению напряжения соответствует определенное значение деформации в соответствии с законом Гука, который с учетом временной зависимости напряжения и деформации должен быть записан в виде

$$\sigma(t) = M \cdot \varepsilon(t), \quad (1)$$

где M – статический модуль упругости. Такое тело является идеально упругим.

Реальное твердое тело при мгновенном нагружении до постоянного напряжения σ_0 также мгновенно увеличивает свою длину до определенного значения (деформация ε_0), а затем ε_0 постепенно растет до $\varepsilon_\infty = \sigma_0/M$. Такое же явление – постепенное увеличение деформации при постоянном напряжении – наблюдается в процессе ползучести при длительных высокотемпературных испытаниях. Поэтому деформацию на участке $\varepsilon_0 - \varepsilon_\infty$ иногда называют деформацией ползучести, хотя закон изменения во времени деформации прямого упругого последствия может отличаться от действующего при ползучести. Если напряжение мгновенно снимается, то деформация ε_∞ мгновенно уменьшается на величину ε_0 , а затем постепенно падает до нуля (рис. 1, а) Постепенное увеличение деформации при нагружении и постепенное ее исчезновение при разгрузке называется соответственно прямым и обратным упругим последствием. Аналогичная картина наблюдается в том случае, если вести нагружение таким образом, чтобы мгновенно была зафиксирована деформация ε_0 (рис. 1, б). В этом случае напряжение скачкообразно увеличивается до значения σ_0 , а затем плавно снижается до величины $\sigma_0 = M\varepsilon_0$. Резкое уменьшение деформации до нуля вызывает симметричное, сначала скачкообразное, а затем плавное изменение напряжения.

Постепенное изменение напряжения до значения, соответствующего закону Гука, называется релаксацией напряжения.

Таким образом, для описания поведения под нагрузкой реальных твердых тел необходимо учитывать временную зависимость напряжения и деформации. В развитой Зинером формальной теории неупругости предполагается, что соотношение между напряжением и деформацией для реального твердого тела можно приближенно выразить уравнением, устанавливающим линейную связь между напряжением, деформацией и их первыми производными по времени

$$a_1 \dot{\sigma} + a_2 \sigma = b_1 \dot{\varepsilon} + b_2 \varepsilon. \quad (2)$$

Твердое тело, поведение которого при нагружении точно описывается уравнением (2), называется стандартным линейным телом или линейным вязко-упругим телом.

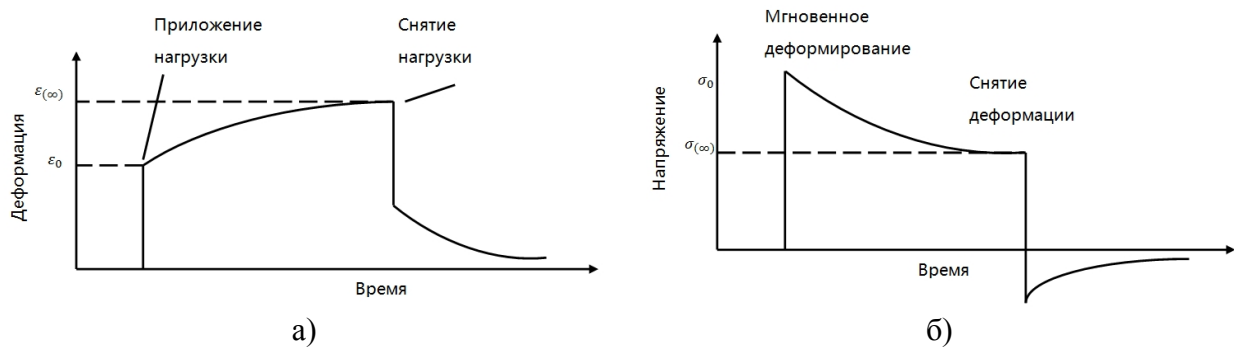


Рис. 1 – Релаксация при постоянном напряжении (а) и при постоянной деформации (б)

Если в случае идеально упругого тела соотношение между напряжением и деформацией при одноосном нагружении характеризуется одним числом – соответствующим упругим модулем, то для установления такой взаимосвязи в случае стандартного линейного тела необходимо знание трех независимых постоянных, роль которых в уравнении (2) могут играть отношения трех коэффициентов к четвертому, т. е. отношения a_2/a_1 , b_1/a_1 и b_2/a_1 .

Уравнение (2) можно также привести к виду:

$$\sigma + \tau_\epsilon \dot{\sigma} = M_p(\epsilon + \tau_0 \dot{\epsilon}) \quad (3)$$

Здесь коэффициенты τ_ϵ , τ_0 и M_p имеют уже вполне определенный физический смысл, а именно: τ_ϵ – время релаксации напряжения при постоянной деформации; τ_0 – время релаксации деформации при постоянном напряжении, M_p – релаксированный (или релаксирующий) модуль упругости т.е. модуль упругости, определенный после завершения процесса релаксации (рис. 2, 3).

Действительно, если в момент времени $t = 0$ мгновенно приложить напряжение σ_0 , то, согласно уравнению (3),

$$M_p \epsilon + M_p \tau_0 \dot{\epsilon} = \sigma_0 \quad (4)$$

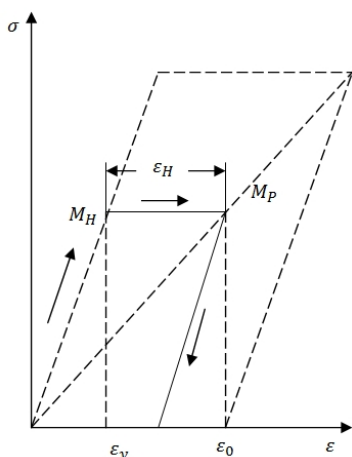


Рис. 1 – Зависимость

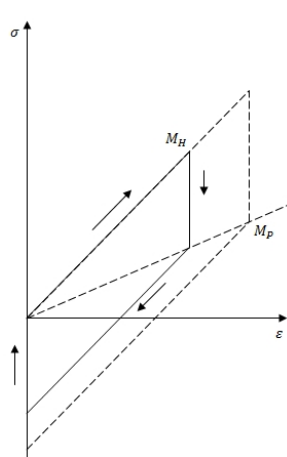


Рис. 2 – Зависимость

первоначальный момент, стремиться к своему конечному значению ϵ_∞ , следуя экспоненциальному закону.

Решение уравнения

$$\epsilon(t) = \frac{\sigma_0}{M_p} + \left(\epsilon_0 - \frac{\sigma_0}{M_p}\right)e^{-t/\tau_\epsilon} \quad (5)$$

показывает, что в начальный момент ($t = 0$) деформация $\epsilon(t) = \epsilon_0$, т.е. мгновенно увеличивается до ϵ_0 (рис. 1), а при $t = \infty$ деформация $\epsilon(t) = \frac{\sigma_0}{M_p} = \epsilon_\infty$ т.е. достигается равновесное значение деформации, определяемое законом Гука. Деформация ϵ_0 , возникшая в

К аналогічному виводу приходим в случае релаксации напряжения при постоянной деформации. Из уравнения (3) при скачкообразном увеличении деформации до ε_0 в момент времени $t = 0$ получаем:

$$\sigma + \tau_\varepsilon \dot{\sigma} = M_p \varepsilon_0 \quad (6)$$

Решением для σ будет:

$$\sigma(t) = M_p \varepsilon_0 + (\sigma_0 - M_p \varepsilon_0) e^{-t/\tau_\varepsilon}, \quad (7)$$

т.е. релаксация напряжений в стандартном линейном теле также происходит по экспоненциальному закону от первоначальной величины σ_0 (при $t = 0$) до $\sigma_\infty = M_p \varepsilon_0$ (соответствующего закону Гука при $t = \infty$). Время релаксации τ_σ и τ_ε определяет скорость приближения нагруженного или деформированного тела к термодинамическому равновесию.

Для того чтобы установить связь между напряжением и деформацией до начала процесса релаксации, надо найти предел отношения малого приращения напряжения $\Delta\sigma$ к соответствующему малому приращению деформации $\Delta\varepsilon$ за малый промежуток времени Δt при $\Delta t \rightarrow 0$. Интегрирование уравнения (3) по времени дает

$$\tau_\varepsilon \Delta\sigma = M_p \tau_\sigma \Delta\varepsilon \quad (8)$$

Отсюда

$$\frac{\Delta\sigma}{\Delta\varepsilon} = M_p \frac{\tau_\sigma}{\tau_\varepsilon} \quad (9)$$

Отношение $\Delta\sigma/\Delta\varepsilon$ называется нерелаксированным (или нерелаксирующим) модулем упругости, так как оно описывает связь между изменениями напряжения и деформации, происходящими со столь большой скоростью, что никакая релаксация не успевает произойти.

Таким образом,

$$M_n = M_p \frac{\tau_\sigma}{\tau_\varepsilon} \quad (10)$$

Из рис. 2 и 3 и последнего равенства следует что нерелаксированный модуль всегда больше или по крайней мере равен релаксированному, а τ_σ больше или равно τ_ε . Величина $\Delta M = M_n - M_p$ называется дефектом модуля или ΔM -эффектом.

Поскольку релаксационные явления в твердых телах часто исследуют при помощи динамических методов с периодическим изменением нагрузки, представляет значительный интерес найти связь между напряжением и деформацией в этих условиях нагружения. Периодически изменяющееся напряжение будет вызывать периодическое изменение деформации, но вследствие релаксации деформация отстает по фазе от напряжения на угол φ . Величину тангенса угла сдвига фазы $\tan \varphi$ принимают за меру рассеяния энергии колебаний. Если выражать фазовые соотношения при циклическом нагружении в комплексной форме, то

$$\sigma(t) = \sigma_0 e^{i\omega t} \text{ и } \varepsilon(t) = \varepsilon_0 e^{i\omega t} \quad (11)$$

где σ_0 и ε_0 – амплитуды напряжений и деформации соответственно;

ω – угловая частота колебаний ($\omega = 2\pi f$, где f – число колебаний в секунду).

Подставляя в уравнения (5) и (7) решения в виде функций (11), получаем

$$(1 + i\omega\tau_\varepsilon)\sigma_0 = M_p(1 + i\omega\tau_\sigma)\varepsilon_0 \quad (12)$$

Амплитуды напряжения и деформации при колебательном движении связаны, таким образом, с комплексным модулем M_k : $\sigma_0 = M_k \varepsilon_0$:

$$M_k = M_p \frac{1 + i\omega\tau_\sigma}{1 + i\omega\tau_\varepsilon} \quad (13)$$

Для упрощения дальнейших выкладок введем среднее геометрическое двух времен релаксации $\tau = (\tau_\sigma \tau_\varepsilon)^{1/2}$ и двух модулей $\bar{M} = (M_p M_n)^{1/2}$, а разность $\tau_\sigma - \tau_\varepsilon$ обозначим $\Delta\tau$

Величина $\tan\varphi$ определяется отношением компоненты деформации, которая отстает от напряжения на 90° , к компоненте, совпадающей по фазе с напряжением, т. е. отношением мнимой и действительной частей комплексного модуля:

$$\tan\varphi = \frac{\omega\Delta\tau}{1 + \omega^2\tau^2} \quad (14)$$

Используя соотношение (10), получаем

$$\tan\varphi = \frac{M_n - M_p}{\bar{M}} * \frac{\omega\bar{\tau}}{1 + \omega^2\tau^2} \quad (15)$$

Первый сомножитель в правой части уравнения (15) называют степенью релаксации модуля, так как он служит мерой относительного изменения напряжения или деформации в процессе релаксации. Второй сомножитель определяет частотную зависимость внутреннего трения. Его максимальная величина равна $1/2$ при $\omega\bar{\tau} = 1$.

Следовательно,

$$(\tan\varphi)_{max} = \frac{\Delta M}{2\bar{M}} \quad (16)$$

Степень релаксации модуля, а следовательно, и величина внутреннего трения зависят от вида напряженного состояния. При продольных или изгибных колебаниях измеряют изменение модуля нормальной упругости E , при крутильных – модуля сдвига G . Используя соотношения между упругими модулями для изотропного тела, выведенные на основании теории упругости можно показать, что

$$\frac{\Delta G}{G} = \frac{3}{2(1+\nu)} * \frac{\Delta E}{E} \quad (17)$$

т. е. при обычных значениях коэффициента Пуассона степень релаксации модуля сдвига приблизительно на 15 % больше, чем модуля нормальной упругости. Следовательно, при измерении внутреннего трения предпочтительно применение крутильных колебаний.

Динамический модуль M_ω определяют как обуславливающий ту компоненту деформации, которая находится в фазе с напряжением, т. е. он представляет собой действительную часть комплексного модуля:

$$M_{\omega} = M_p \frac{1 + \omega^2 \tau^2}{1 + \omega^2 \tau^2_{\varepsilon}} \quad (18)$$

Учитывая соотношения (10) и пренебрегая малой величиной $(\Delta\tau)^2$, можно записать

$$M_{\omega} = M_H \frac{M_H - M_p}{1 + \omega^2 \tau^2} \quad (19)$$

Из последнего выражения следует, что в предельных случаях низкой или высокой частот колебаний динамический модуль достигает значений релаксированного или нерелаксированного модуля соответственно:

$$M_{\omega} \begin{cases} M_p (\omega \tau \ll 1) \\ M_H (\omega \tau \gg 1) \end{cases} \quad (20)$$

Таким образом, частотная зависимость релаксационного внутреннего трения имеет вид кривой с максимумом (рис. 4). При низких частотах колебаний рассеяние энергии отсутствует, так как деформация успевает следовать за изменением напряжения, а при высоких релаксационные процессы не могут протекать из-за недостатка времени, внутреннее трение снова стремится к нулю, а связь между напряжением и деформацией определяется величиной нерелаксированного модуля упругости.



Рис. 4 – Зависимость внутреннего трения и динамического модуля от частоты колебаний

Если релаксационный процесс происходит в результате диффузионного перемещения атомов, то время релаксации должно сильно зависеть от температуры в соответствии с уравнением Аррениуса:

$$\tau = \tau_0 e^{\frac{H}{RT}} \quad (21)$$

где H – энергия активации релаксационного процесса, отнесенная к 1 г-атом;

R – универсальная газовая постоянная;

T – абсолютная температура.

Это соотношение позволяет определять положение максимума внутреннего трения при изменении температуры. Поскольку условием максимума является равенство $\omega \tau = 1$, выявить пик внутреннего трения можно изменяя один из двух сомножителей в таких пределах, чтобы получить определенный интервал значений, $\omega \tau$, включающий и $\omega \tau = 1$, при постоянной величине другого.

Тогда способ, предусматривающий изменение частоты колебаний ω при постоянной температуре (т. е. при постоянном значении времени релаксации τ), может быть заменен другим, значительно более простым в экспериментальном отношении способом, в котором при постоянной частоте колебаний изменяется температура и, следовательно, время релаксации. Если τ подчиняется уравнению (21), зависимость $\lg \varphi$ от $1/T$ должна быть аналогична представленной на рис. 4 частотной зависимости. Последний способ дает возможность более эффективно регулировать произведение $\omega \tau$, так как τ экспоненциально

зависит от температуры и сравнительно небольшое изменение последней может быть равноценно изменению частоты колебаний на несколько порядков.

Существование двух независимых способов выявления максимума внутреннего трения позволяет устанавливать энергию активации релаксационного процесса, обуславливающего появление пика. Кривые $\lg \varphi = f(1/T)$, постоянные для двух разных частот ω_1 и ω_2 будут смещены одна относительно другой по оси абсцисс.

Из условия равенства $\omega_1 \bar{T}_1 = \omega_2 \bar{T}_2$ находим

$$\omega_1 e^{\frac{H}{RT_1}} = \omega_2 e^{\frac{H}{RT_2}} \quad (22)$$

где T_1 и T_2 – температуры первого и второго максимума соответственно. Отсюда

$$H = \frac{\ln \frac{\omega_1}{\omega_2} RT_1 T_2}{T_1 - T_2} \quad (23)$$

Выводы

Анализируя вышесказанное, можно сделать выводы:

1. Для внутреннего трения релаксационного происхождения характерны взаимосвязанные зависимости от температуры и частоты колебаний.
2. Величина амплитуды приложенного напряжения не влияет на затухание этого типа, поскольку уравнение (3), связывающее напряжение и деформацию, линейно.

Список использованных источников:

1. Трощенко В. Т. Рассеянное усталостное повреждение металлов и сплавов. Сообщение 2: Взаимосвязь между усталостью и неупругостью / В. Т. Трощенко // Проблемы прочности. – 2005. – № 5. – С. 5–29.
2. Трощенко В. Т. Рассеянное усталостное повреждение металлов и сплавов. Сообщение 3: Деформационные и энергетические критерии / В. Т. Трощенко // Проблемы прочности. – 2006. – № 1. – С. 5–31.
3. Камашев А. В. Определение времени релаксации механических напряжений в металлах и сплавах при импульсных воздействиях / А. В. Камашев // Вестник Сам.ГТУ. Сер. : Физико-математические науки. – 2006. – Вып. 42. – С. 195–197.
4. Berknev A. N. Features of phase transformations phasing and mass transport in metalls under intensive external reactions / A. N. Berknev, A. V. Kamashev // Journal of physics and chemistry of solids. – 2001. – N 62. – P. 647–651.

Оболенская Т.А., Лазаренко В.И., Безуглый С.Г. «Неупругие явления в металлах и сплавах, применяемых в подъемно-транспортном оборудовании».

В статье рассматриваются варианты рассеивания энергии при нагружении и разгрузке, релаксационные процессы и зависимость их от температуры и частоты колебаний.

Ключевые слова: неупругие явления, рассеивание энергии, релаксация, частота колебаний, сплавы, подъемно-транспортное оборудование.

Оболенська Т.О., Лазаренко В.І., Безуглий С.Г. «Непружні явища в металах та сплавах, що використовуються в підйомно-транспортному устаткуванні».

У статті розглянуті проблеми розсіювання енергії при навантаженні та розвантаженні, релаксаційні процеси та залежність їх від температури і частоти коливань.

Ключові слова: непружні явища, розсіювання енергії, релаксація, частота коливань, сплави, підйомно-транспортне устаткування.

Obolenskaya T.A., Lazarenko V.I., Bezugley S.G. “The unresilient phenomena in the metals and alloys, used in lifting-transport equipment”.

In the article the problems of energy dispersal for loading and off-loading, relaxation processes, and its dependents on temperature and frequency of oscillations.

Key words: unresilient phenomena, dispersion of energy, relaxation, frequency of vibrations, alloys, lifting-transport equipment.

Стаття надійшла до редакції 28 березня 2013 р.

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОШУВАНOSTІ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ МЕТОДОМ ПОВНОЇ КВАДРАТИКИ

1. Вступ

В експлуатаційних умовах довговічність поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВС) основним чином визначається зносом гільз циліндрів, поршневих кілець, вкладишів підшипників колінчастого і газорозподільного валів, ці деталі працюють в складних напружених умовах, і в агресивних середовищах.

Напруженість поверхонь деталей зумовлена режимами роботи двигуна, які в експлуатаційних умовах мають динамічні характеристики, визначаються сталими і не сталими швидкісними, навантажувальними і температурними параметрами.

Систематичний відбір та аналіз терміну служби двигунів експлуатованих в різних умовах [1], дозволив зробити висновок, що термін служби двигунів автомобільних кранів в 1,6 – 2,4 рази менше ніж при експлуатації в сталих умовах (табл. 1).

Таблиця 1 – Термін служби двигунів при різних умовах експлуатації до капітального ремонту

Умови експлуатації	Середній термін служби двигунів у мото-годинах			
	ЗИЛ – 130	ЯМЗ – 236	КАМАЗ – 740	ЗМЗ – 53
Автомагістралі за містом	5250	5400	5600	5350
Грунтові дороги	3750	3600	3950	3566
Міські дороги	3050	2750	2947	2675
Автомобільні крани	2287	2455	2434	2326

2. Мета роботи

Встановити закономірності зношування деталей ДВС, що враховують не тільки роздільний але і спільний вплив коефіцієнта динамічності, навантажувальних, швидкісних та температурних режимів роботи.

3. Планування експерименту

Дослідження моделі зносу двигуна приводу автомобільного крана ускладнено великою кількістю факторів, що впливають на нього. Тому теоретичний опис в цій області носить лише якісний характер і дозволяє науково обґрунтовано спланувати етапи дослідження. Кількісний опис моделі можна отримати експериментально великою кількістю трудомістких дослідів.

Досвід застосування математичних методів планування зносних динамічних випробувань показує, що використовувана методологія їх проведення математично строго і фізично коректно дозволяє поставити сучасний експеримент в рандомізованій формі.

Для встановлення закономірностей інтенсивності зносу двигуна необхідно мати відомості про значення параметрів, що входять у наступну багатовимірну функцію:

$$\frac{du}{d\Theta} = f(P_e; W_p; \omega; \varepsilon; k_d), \quad (1)$$

де P_e – ефективне навантаження;
 W_p – інтенсивність зміни навантаження;
 ω – кутова швидкість колінчастого валу;
 ε – прискорення колінчастого валу;
 K_d – коефіцієнт динамічності.

У зв'язку зі складністю рішення рівняння (1) пропонується спрощений метод повної квадратики, який був розглянутий у роботі [2].

4. Дослідження моделі методом повної квадратики.

Розглянемо шлях реалізації функції (1) за допомогою методу повної квадратики. Отримані рівняння більш повно охоплюють як лінійність, так і нелінійність процесів, що відбуваються і дозволяють врахувати сумісний вплив факторів.

Базуючись на теоретичних положеннях вивчення процесів за допомогою квадратик, багатовимірну функцію (1) представимо у вигляді

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_4 + a_5x_5 + a_{11}x_1^2 + a_{22}x_2^2 + a_{33}x_3^2 + a_{44}x_4^2 + a_{55}x_5^2 + a_{12}x_1x_2 + a_{13}x_1x_3 + a_{14}x_1x_4 + a_{15}x_1x_5 + a_{23}x_2x_3 + a_{24}x_2x_4 + a_{34}x_3x_4 + a_{35}x_3x_5, \quad (2)$$

де $y = \frac{du}{d\Theta}$; $x_1 = P_e$; $x_2 = W_p$; $x_3 = \omega$; $x_4 = \varepsilon$; $x_5 = K_d$.

Грунтуючись на технічних показниках двигунів сучасних автомобільних кранів, попередньо вибираємо межі змін параметрів (табл. 2).

Таблиця 2 – Межі змін параметрів рівняння (2)

Параметр		Автомобільний кран		
		КС – 2571А (ЗИЛ – 130)	КС-4561А (ЯМЗ – 236)	МКА-10М (КАМАЗ – 740)
x_1	$P_e, \text{МН/м}^2$	0,02 – 0,86	0,07 – 0,8	0,06 – 0,8
x_2	$W_p, \text{МН/м}^2 \cdot \text{с}$	0,01 – 2,9	0,01 – 2,9	0,01 – 2,9
x_3	$\omega, \text{об/мин}$	1000 – 3000	1000 – 2500	650 – 3000
x_4	$j, 1/\text{с}$	2 – 46	2 – 40	2 – 40
x_5	K_d	1,3 – 3	1,3 – 3	1,6 – 4,6

Для визначення коефіцієнтів рівняння (2) за допомогою лінійної апроксимації були використані матриці плану експерименту. Коефіцієнти рівняння (2) можуть бути визначені за формулою

$$y_p = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_4x_4, \quad (3)$$

де $a_0 = \sum \frac{y_{an(i)}}{16}$; $a_j = \frac{x_j y_{an}}{16}$; x_j – вектор-стовбці.

Якість апроксимації оцінюється обчисленням коефіцієнта варіації

$$v = \frac{\sigma_F(\dots) \times 100}{y_{cp}} = \frac{100}{a_0} \sqrt{\frac{\sum (y_{an(i)} - y_{(p)i})^2}{N - k}}, \quad (4)$$

де $y_{cp} = a_0$;

N – Число дослідів;

k – число коефіцієнтів лінійної апроксимації, $k = 5$.

При фіксованих значеннях параметрів їх коефіцієнт варіації коливається в межах

$$6 - 8 \% \left(\bar{v} \frac{\bar{\sigma}}{\bar{M}} 100 < \sigma \right).$$

У випадку $\bar{v} \leq v$ прийнято вважати, що рівняння (4) дає цілком задовільне наближення до дослідів.

При здійсненні фізичного моделювання функція (1) досліджувалася наступним чином [3]. Програмна установка на підставі введених в неї алгоритмів задавала різні режими роботи випробуваному двигуну, що виконує на кожному режимі одиницю умовної роботи. Зазначена одиниця відповідає середньому значенню часу, при якому знос має стабільні значення з мінімальним відхиленням.

Статистична обробка осцилограм з записами режимів роботи двигунів в умовах експлуатації дозволила з достовірністю до 0,85 вибрати типові осцилограми і з їх допомогою скласти алгоритми програм випробування для кожного двигуна з урахуванням температур води в системі охолодження і масла, величини навантаження, швидкості обертання колінчастого валу і зміни у часі зазначених режимів роботи. Ці осцилограми після розшифровки а також результати числового експерименту дали підставу для програмування програмної установки і були стохастичною моделлю кожного етапу випробувань. З урахуванням їх варіації (по максимуму) на кожному етапі задавалося додатково по чотири режими, які вибирались за допомогою методу рангової кореляції. Проведені випробування в певній мірі дозволили відтворити експлуатаційні умови і максимально наблизити зміни параметрів до реальних умов експлуатації автомобільного крана.

4. Обговорення результатів

Обробка результатів зносних випробувань двигунів показала, що інтенсивність зносу приводу автомобільного крана в значній мірі залежить від значення коефіцієнта динаміки (рис. 1), інтенсивності зміни навантаження (рис. 2) і величини прискорень (рис. 3).

Так робота двигуна при несталих навантажувальних режимах (0,4–0,8 мН/м²) призводить до збільшення зносу 2,8 рази, робота приводу при зміні прискорення від 5 до 20 1/с² (за 1×10^7 од. ум. роботи) призводить до збільшення зносу деталей двигунів ЯМЗ–236 і КАМАЗ–740 – в середньому в 2,2 рази, ЗІЛ–130 – в 2,3 рази. Однак найбільший вплив на зношуваність двигуна оказує значення коефіцієнта динаміки. Криві, що характеризують інтенсивність зносу при різних значеннях K_d в діапазоні від 1,5 до 4, постійно зростають, при малих навантаженнях крива зносу 4 на рис. 1, змінюється майже пропорційно виконаній

роботі, при зростанні коефіцієнта динамічності її крутизна збільшується, а функція набуває форму параболи. Аналізуючи експериментальні дослідження можна прийти до висновку, що незалежно від типів двигунів при несталіх динамічних режимах роботи автомобільних кранів в порівнянні з еквівалентними сталими режимами знос приводу зростає більш ніж в 3 рази.

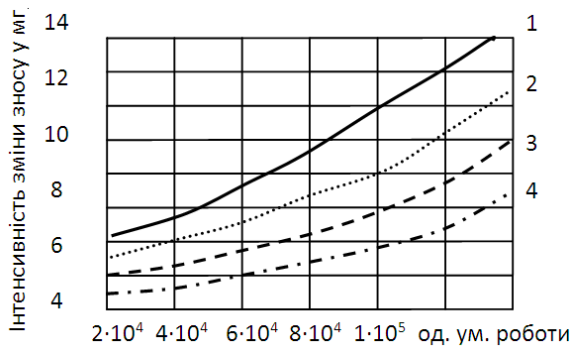


Рис. 1 – Вплив коефіцієнта динамічності на знос двигуна КАМАЗ–740 при стендових випробуваннях 1 – $K_d = 4,5$; 2 – $K_d = 3,5$; 3 – $K_d = 2,5$; 4 – $K_d = 1,5$

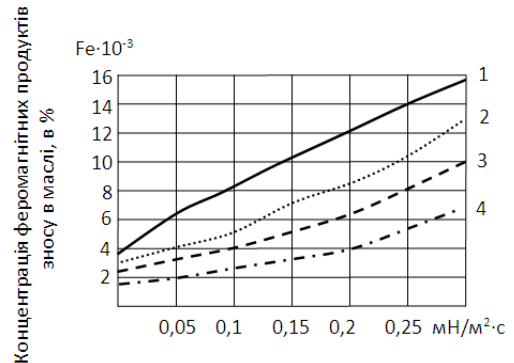


Рис. 2 – Вплив швидкості зміни навантаження на інтенсивність зносу двигуна ЗІЛ–130 при зміні режиму від 0,7–0,8 мН/м² (1), від 0,6–0,7 мН/м² (2), від 0,5–0,6 мН/м² (3), 0,4–0,5 мН/м² (4) за 10⁵ од. ум. роб.

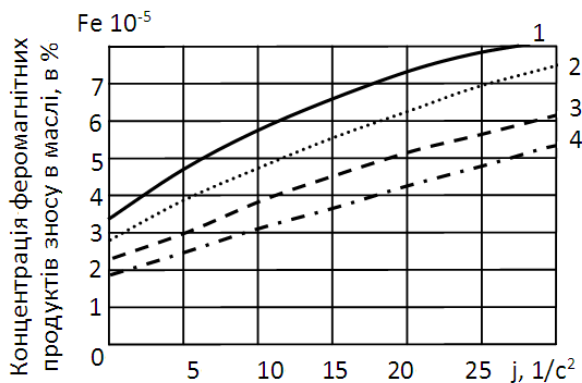


Рис. 3 – Вплив прискорення на інтенсивність зносу двигуна ЗІЛ - 130 при зміні режиму від 2000 - 3000 об / хв (1), від 1400 - 2200 об / хв (2), від 1000 - 1800 об / хв (3), 800 - 1400 об / хв (4) за 10⁵ од. ум. роб.

Отримані залежності також вказують на те, що при сталому режимі роботи і режимах з малим прискоренням колінчастого вала (до 4 с⁻²) мінімальний знос спостерігається в межах еквівалентної швидкості колінчастого вала, рівної 1250–1600 об/хв. При великих навантаженнях і прискореннях знос деталей двигуна збільшується пропорційно зростанню швидкості колінчастого вала (рис. 3).

Висновки

В ході досліджень виявлені закономірності зношування деталей двигунів

автомобільних кранів і встановлені найбільш вагомні експлуатаційні фактори, які приводять до прискореного руйнування поверхонь тертя.

Список використаних джерел:

1. Подоляк О. С. Особенности работы приводов автомобильных кранов при переходных процессах / О. С. Подоляк, А. В. Силка // Современные направления теоретических и прикладных исследований ' 2008. Т. 3 / Науч.-исслед. проектно-конструкторский ин-т морского флота Украины, ОНМУ, Морской учебно-консультационный центр «MarinECC» : сб. науч. тр. Международной научно-практической Интернет-конференции, (Одесса, 5-25 марта 2008 г.). – Одесса, 2008. – С. 34–36.

2. Канарчук В. Е. Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы / В. Е. Канарчук. – К. : Наукова думка, 1978. – 256 с.

3. Подоляк О. С. Исследование модели изменения ресурса силового агрегата автомобильного крана методом итерации / О. С. Подоляк, А. А. Мельниченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – №. 6 (36). – С. 27–30.

Подоляк О.С. «Дослідження зношуваності двигунів внутрішнього згоряння методом повної квадратики».

Проведені дослідження зношуваності деталей двигуна внутрішнього згоряння при несталих режимах роботи з застосуванням методу повної квадратики, реалізація якого здійснювалась на програмованому стенді.

Ключові слова: знос, двигун, режим роботи, стенд, кривошипно-шатунний механізм, математична модель.

Подоляк О.С. «Исследование изнашиваемости двигателей внутреннего сгорания методом полной квадратики».

Проведены исследования изнашиваемости деталей двигателя внутреннего сгорания при неуставившихся режимах работы с помощью метода планирования эксперимента, реализация которого осуществлялась на программированном стенде.

Ключевые слова: износ, двигатель, режим работы, стенд, кривошипно-шатунный механизм, математическая модель.

Podolyak O.S. “Research of internal combustion engine wear with method of complete quadric”.

Internal combustion engine wear by transient condition with method of experimental design are researched. The method at programmed test bench was realized.

Key words: wear, engine, condition, test bench, crank mechanism, mathematical model.

Стаття надійшла до редакції 29 травня 2013 р.

УДК 621.863

©Фідровська Н.М., Петренко Н.О.

КОНЦЕПЦІЇ РОЗРАХУНКІВ КРАНОВИХ БАРАБАНІВ**1. Актуальність**

Наближені розрахунки барабанів вантажопідіймальних машин часто виявляються недостатніми. Головним недоліком формул, які застосовуються для розрахунків канатних барабанів, являється недооцінка міцності циліндричної оболонки барабана, і в наслідок цього, більша металоємкість.

2. Основний матеріал

При контакті каната і барабана між ними виникають сили тертя, які необхідно враховувати при розрахунках як каната, так і барабана. Досить часто при цьому використовують залежність Ейлера, отриману для тертя нитки по шківу. При цьому, як правило, не обмежують область застосування цієї формули і наводять деякі моменти, які суттєво впливають на формування сил тертя між гнучким органом та поверхнею, яка огинається.

Але канат представляє собою досить складну пружну систему, яка в значній мірі відрізняється від нерозтягнутої нитки. Для врахування пружних і геометричних властивостей каната і барабана вводимо поправочний коефіцієнт k [1]

$$k = \frac{E_k d_k}{E_b \sqrt{R \delta}} \quad (1)$$

де d_k – діаметр каната;

E_k , E_b – модулі пружності відповідно каната і барабана;

R – радіус барабану;

δ – товщина стінки барабану.

Тоді натягнення канату буде змінюватися за таким законом

$$T = T_0 e^{-k\mu\alpha} \quad (2)$$

де T_0 – натягнення канату в точці сходу з барабана;

μ – коефіцієнт тертя;

α – кут навивки каната на барабан.

Підставляючи цю формулу в систему рівнянь Кірхгофа для елемента каната, навитого на барабан, можна отримати осьову і поперечні сили і нормальне навантаження в залежності від геометричних і пружних властивостей каната і барабана.

Напруження стиску, яке виникає в оболонці канатного барабану, визначають за формулою Ламе, яка була виведена для безкінечної товстостінної труби. Наближеність цієї формули для випадку канатних барабанів очевидна, тому що вона не враховує ні довжини барабана, ні напруження біля лобовин та ребер жорсткості. Крім цього, враховуючи

змінність натягу каната в результаті його пружності та дії сил тертя, зрозуміло, що тиск на барабан не може бути постійним.

Використовуючи енергетичний метод рішення варіаційної задачі для циліндричної оболонки, розроблений С.Н. Каном, відмовившись від двох прийнятих ним гіпотез про відсутності зсуву в серединній поверхні і розтягненні оболонки в окружному напрямку, була отримана формула для визначення прогину оболонки барабану в залежності від жорсткості закріплення країв та нерівномірності навантаження.

$$w = \left[\cos(\rho \sin \varphi x) (C_1 e^{\rho \cos \varphi x} + C_2 e^{-\rho \cos \varphi x}) + A e^{-k\mu \frac{l-x}{h}} \right] \cos n\phi \quad (3)$$

де

$$C_1 = \frac{2 + \nu(n^2 - 3) - \frac{4\pi^2 k^2 \mu^2 R^2}{h^2}}{J_0 R} \times \left[e^{-\rho} - \frac{\cos \phi (1 + \rho \cos 2\phi L)}{e^{\rho \cos \phi L} (\cos \phi L + \rho \cos 2\phi L) - e^{\rho(2 - \cos \phi L)} (\cos 2\phi L - \cos \phi L)} \right] +$$

$$+ \frac{4\pi^2 k^2 \mu^2 A e^{-k\mu \frac{L-l}{h} 2\pi}}{h^2 \rho^2 \cos(\rho \sin \phi L) [e^{\rho \cos \phi L} (\cos \phi L + \rho \cos 2\phi L) - e^{\rho(2 - \cos \phi L)} (\cos 2\phi L - \cos \phi L)]};$$

$$C_2 = \frac{\left[\frac{4\pi^2 R^2 k^2 \mu^2}{h^2} - 2 - \nu(n^2 - 3) \right] i_m^2 (\cos \phi L + \rho \cos 2\phi L)}{J_0 \operatorname{Re}^{-\rho(2 - \cos \phi L)} (\cos \phi L + \rho \cos 2\phi L)}$$

В навчальних посібниках, монографіях, довідниках розрахунки на стійкість канатних барабанів базуються на дослідженні Р. Мізеса, який розглядав гладку тонкостінну трубу, краї якої вільно обпираються. Але в цьому рішенні величина критичного тиску недооцінювалась, тому що не було враховано закріплення країв і довжина оболонки, а також тиск приймався постійним по всій довжині оболонки і мав максимальне значення.

Це приводить до безпідставного збільшення товщини стінки барабана або підсилено її кільцями або ребрами.

Умова рівності робіт внутрішніх і зовнішніх сил ортотропної конструкції, яка знаходиться в стані байдужої рівноваги з радіальним переміщенням [2]

$$U = \int_0^L \Gamma dx = 0, \quad (4)$$

де потенційна енергія системи на одиницю довжини

$$\Gamma = \oint B R d\phi, \quad (5)$$

де

$$B = \frac{1}{2} m_\phi \chi_\phi + \frac{1}{2} m_{\chi\phi d\phi} \chi_{\chi\phi} + \frac{\delta}{2} \sigma_{\chi d\phi} \varepsilon_\chi + \frac{\delta}{2} \sigma_\phi \varepsilon_\phi - m_{\phi 0} \chi_\phi$$

де $(-m_{\phi 0} \chi_\phi = -p_{kp} w)$ представляють собою потенціал зовнішніх сил, взятий з оборотним знаком.

Робота радіального навантаження p_{kp} на радіальні переміщення w дорівнює нулю, так як $\oint \cos n\varphi d\varphi = 0$. Але від навантаження p_{kp} в оболонці виникають кільцеві зусилля $\sigma_\varphi \delta = p_{kp} R$, які на радіальних переміщеннях w створюють кільцеві моменти згину $p_{kp} R w$.

Ці моменти в свою чергу виконують роботу внаслідок зміни кривизни χ_φ .

Коефіцієнт $\frac{1}{2}$ пов'язаний з тим, що радіальні переміщення, які визначають кільцеві моменти $p_{kp} R w$, змінюються поступово.

Підставляємо переміщення у вигляді, який був отриманий нами раніше радіальні

$$w = f(x) \cos n\varphi$$

колові

$$f(x) = \cos(\rho \sin \phi x) (C_1 e^{\rho \cos \phi x} + C_2 e^{-\rho \cos \phi x}) + A e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi} \quad (6)$$

$$v = \frac{T_0 R \cdot e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}}{E \delta} (\sin \gamma - v \cos \gamma) (\varphi - \pi) - \frac{f(x) \sin n\varphi}{n} \quad (7)$$

$$u = \frac{T_0 (1 - v^2) h e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}}{2\pi k \mu E \delta} \left[\cos \gamma - \frac{v}{1 - v^2} (\sin \gamma - v \cos \gamma) \right] \left(e^{k\mu \frac{2\pi x}{h}} - 1 \right) \quad (8)$$

Тоді

$$\begin{aligned} \Gamma = & \frac{\pi D}{2R} \left\{ \left[\frac{(n^2 - 1)}{R^2} + \frac{24(1 - v^2)}{\delta^2} \right] f^2(x) - 2v(n^2 - 1) \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} f(x) \right\} + \\ & + \frac{\pi D}{2R} \left[R^2 \left(\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \right) + (1 - v) \frac{(n^2 - 1)^2}{n^2} \left(\frac{\partial f}{\partial x} \right)^2 - \frac{R^2 p_0}{D} e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi} f(x) \right] + \\ & + \frac{\pi R^3 \delta p_0^2 (1 - v^2) e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi}}{2E} \left[\cos \gamma - \frac{v}{1 - v^2} (\sin \gamma - v \cos \gamma) \right]^2 \end{aligned} \quad (9)$$

Враховуючи те, що останній член рівняння на декілька порядків менше останніх членів рівняння з невеликою погрішністю ним можна знехтувати.

Тоді після інтегрування виразу (9) отримаємо

$$U = \int_0^L \left(\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \right) - a_1 \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} f(x) + a_2 \left(\frac{\partial f}{\partial x} \right) + a_3 f^2(x) - \frac{2p_0}{D} e^{-k\mu \frac{l-x}{h} 2\pi} f(x) \quad (10)$$

$$\text{де } a_1 = \frac{2(n^2 - 1)v}{R^2}; \quad a_2 = \frac{2(1 - v)(n^2 - 1)^2}{R^2}; \quad a_3 = \frac{1}{R^2} \left[\frac{(n^2 - 1)^2}{R^2} + \frac{12(1 - v^2)}{\delta^2} \right].$$

Після інтегрування рівняння (10) отримаємо

$$U = b_1 - a_1 b_2 + a_2 b_3 + a_3 b_4 - \frac{2p_0}{D} e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} b_5 = 0, \quad (11)$$

де

$$\begin{aligned} b_1 = & \frac{\rho^4 \varphi^4}{4} \left(L + \frac{\sin 4\varphi L}{2\varphi} \right) \left[C_1^2 \left(e^{2\rho} + \frac{1}{2\varphi} \right) + C_2 (C_1 + C_2) \left(e^{-2\rho} + \frac{1}{2\varphi} \right) \right] + \\ & + \frac{\rho^5 \varphi^2}{4} (C_1^2 - C_2^2) \left(\frac{1}{5} \sin 5\varphi L + \frac{1}{3} \sin 3\varphi L \right) - \rho^5 \varphi^2 C_1 C_2 e^{-2\rho} \left(\frac{1}{10} \sin 5\varphi L + \frac{1}{6} \sin 3\varphi L + 5 \sin \varphi L \right) + \\ & + \frac{\rho^3 \varphi^3 C_1^2}{2} \left[\left(e^{2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + \sin \varphi L \right) \right] + \rho^4 \varphi^3 (C_1^2 - C_2^2) \left(\frac{\sin 4\varphi L}{8\varphi} + \frac{\sin 2\varphi L}{\varphi} + \frac{L}{2} - \frac{\sin \varphi L}{\varphi} \right) - \\ & - \frac{\rho^3 \varphi^3 C_2^2}{2} \left(e^{-2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + \sin \varphi L \right) + \frac{\rho^2 \varphi^4 C_1^2}{4} \left(e^{2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) \left(L + \frac{\sin 2\varphi L}{2\varphi} \right) + \\ & + \frac{\rho^3 \varphi^2 (C_1^2 - C_2^2)}{4} \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + 3 \sin \varphi L \right) + \frac{\rho^2 \varphi^4 C_2 (C_2 - C_1)}{4} \left(e^{-2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) \left(L + \frac{\sin 2\varphi L}{2\varphi} \right) - \\ & - \frac{\rho^3 \varphi^3 C_1 C_2}{2} \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + 3 \sin \varphi L \right) + 2A\rho^2 C_1 e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} \left[\sin \varphi L + \rho \left(L + \frac{\sin 2\varphi L}{2} \right) \right] - \\ & - 2A\rho^2 \varphi (C_1 + C_2) \frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos 2\varphi L + 2\varphi \sin 2\varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} + \\ & + \frac{A\rho^3 2\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} (C_2 - C_1) e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos 3\varphi L + 3\varphi \sin 3\varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 9\varphi^2} + \\ & + \frac{A\rho^3 2\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} (C_2 - C_1) e^{-k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos \varphi L + \varphi \sin \varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} - \\ & - 2A\rho \varphi \frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} (C_1 - C_2) e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos \varphi L + \varphi \sin \varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} - \\ & - A\rho^2 \varphi \frac{\pi k \mu}{h} (C_1 + C_2) e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right) - \\ & - A\rho^2 \varphi \frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} (C_1 + C_2) e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos 2\varphi L + 2\varphi \sin 2\varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + A^2 \frac{8\pi^3 k^3 \mu^3}{h^3} e^{-k\mu \frac{l}{h} 4\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 4\pi} - 1 \right) \\
 b_2 = & - \frac{\rho^2 \varphi C_1^2}{2} \left[\frac{\sin 2\varphi L}{2} \left(\frac{1}{\varphi} - e^{2\rho} \right) + \frac{\rho}{\varphi} \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + \sin \varphi L \right) \right] - \\
 & - \rho^2 \varphi C_1 C_2 \left[\frac{\sin 2\varphi L}{2} + e^{-2\rho} L + \frac{\rho}{\varphi} e^{-2\rho} \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + \sin \varphi L \right) \right] - \\
 & - \frac{\rho^2 \varphi C_2^2}{2} \left[\left(e^{-2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) \frac{\sin 2\varphi L}{2} - \frac{\rho}{\varphi} \left(\frac{\sin 3\varphi L}{3} + \sin \varphi L \right) \right] - \\
 & - \frac{\rho \varphi C_1^2}{2} \left[\sin \varphi L \left(e^{2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) + \rho \left(L + \frac{\sin 2\varphi L}{2} \right) \right] + \\
 & - \frac{\rho \varphi C_2^2}{2} \left[\left(e^{-2\rho} + \frac{1}{\varphi} \right) \sin \varphi L - \rho \left(L + \frac{\sin 2\varphi L}{2} \right) \right] - \\
 & - A \rho^2 \varphi (C_1 + C_2) e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos 2\varphi L + 2\varphi \sin 2\varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} + \\
 & + \frac{A \rho^3 \varphi}{2} (C_1 + C_2) e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos \varphi L + \varphi \sin \varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} - \\
 & - \frac{A \rho^3 \varphi}{2} (C_1 + 3C_2) e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos 3\varphi L + 3\varphi \sin 3\varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 9\varphi^2} - \\
 & - A \rho \varphi^2 (C_1 + C_2) e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos \varphi L + \varphi \sin \varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} - \\
 & - \frac{A \rho^2 \varphi^2 h}{4\pi k \mu} (C_1 - C_2) e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} - 1 \right) - \\
 & - \frac{A \rho^2 \varphi^2}{2} (C_1 - C_2) e^{-k\mu \frac{l}{h} 2\pi} \frac{e^{k\mu \frac{L}{h} 2\pi} \left(\frac{2\pi k \mu}{h} \cos 2\varphi L + 2\varphi \sin 2\varphi L \right) - \frac{2\pi k \mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} - \frac{2A^2 \pi k \mu}{h} e^{-k\mu \frac{l}{h} 4\pi} \left(e^{k\mu \frac{L}{h} 4\pi} - 1 \right) \\
 b_2 = & \frac{\rho^2 \varphi^2 (C_1^2 + C_2^2)}{4} \left[e^{2\rho} \left(1 - \frac{\sin 2\varphi L}{2\varphi} \right) + \frac{L}{\varphi} - \frac{\sin 2\varphi L}{2\varphi^2} - \frac{\sin 2\varphi L}{2\varphi} \right] -
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -\frac{\rho^3 \varphi (C_1^2 - C_2^2)}{4} \left(\frac{1}{3\varphi} \sin 3\varphi L - \frac{\sin 3\varphi L}{3} - \frac{\sin \varphi L}{\varphi} \right) - \\
 & -\frac{4A\rho\varphi\pi k\mu(C_1 + C_2)}{h} e^{-k\mu\frac{l}{h}2\pi} \frac{e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi} \left(\frac{2\pi k\mu}{h} \sin \varphi L - \varphi \cos \varphi L \right) + \varphi}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \varphi^2} - \\
 & -\frac{2A\rho^2\varphi\pi k\mu(C_1 - C_2)}{h} e^{-k\mu\frac{l}{h}2\pi} \frac{e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi} \left(\frac{2\pi k\mu}{h} \sin 2\varphi L - 2\varphi \cos 2\varphi L \right) + 2\varphi}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\varphi^2} - \\
 & -\frac{\rho^3 \psi (C_1^2 - C_2^2)}{4} \left[\frac{\sin 3\psi L}{3} \left(\frac{1}{\psi} - 1 \right) - \frac{\sin \psi L}{\psi} \right] + \frac{2A^2\pi k\mu}{h} e^{-k\mu\frac{L}{h}4\pi} - \left(e^{k\mu\frac{L}{h}4\pi} - 1 \right) - \\
 & -\frac{\rho^2 \psi^2 C_1 C_2}{2} \left[\left(1 + \frac{e^{-2\rho}}{\psi} \right) \left(L - \frac{\sin 2\psi L}{2\psi} \right) + \frac{4\rho}{\psi^2} e^{-2\rho} \sin \psi L \right] - \\
 & -\frac{2A\rho^2\psi\pi k\mu(C_1 - C_2)}{h} e^{-k\mu\frac{l}{h}2\pi} \frac{e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi} \left(\frac{2\pi k\mu}{h} \sin 2\psi L - 2\psi \cos 2\psi L \right) + 2\psi}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + 4\psi^2} - \\
 & b_4 = \frac{C_1^2}{2\psi} \left(L + 2\rho \sin \psi L + \psi e^{2\rho} L \right) + C_1 C_2 \left(L + \frac{2\rho}{\psi} e^{-\rho} \sin \psi L + \psi e^{-\rho} L \right) + \\
 & + \frac{C_2^2}{2\psi} \left(L + e^{-2\rho} - 2\rho \sin \psi L \right) + \frac{Ah}{\pi k\mu} e^{-k\mu\frac{l}{h}2\pi} \left(e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi} - 1 \right) \left[\frac{1}{\psi} (C_1 - C_2) + \frac{Ah}{4\pi k\mu} \right] + \\
 & + \frac{2A\rho(C_1 + C_2)}{\psi} e^{-k\mu\frac{l}{h}2\pi} \frac{e^{k\mu\frac{L}{h}2\pi} \left(\frac{2\pi k\mu}{h} \cos \psi L + \psi \sin \psi L \right) - \frac{2\pi k\mu}{h}}{\frac{4\pi^2 k^2 \mu^2}{h^2} + \psi^2}
 \end{aligned}$$

Висновки

Ми отримали рішення для критичного тиску канатного барабана з урахуванням жорсткості закріплення країв і нерівномірності навантаження.

Дані теоретичних розрахунків дали добре спів падання з експериментальними дослідженнями і показали, що напружений стан обичайки барабана значно менший, ніж це показують наближені методи розрахунків.

Список використаних джерел:

1. Фидровская Н. Н. Напряженное состояние оболочки канатных барабанов / Н. Н. Фидровская // Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и

технологических процессов : сб. науч. тр. V Междунар. науч.-техн. конф., (5–12 декабря 2009, Хургада, Египет) / Хмельницкий нац. ун-т. – Хмельницкий, 2009. – С. 38–41.

2. Фідровська Н. М. Уточнений розрахунок канатного барабана на стійкість / Н. М. Фідровська, О. В. Григоров // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. –Х., 2011. – № 7/8.– С. 32–38.

Фідровська Н.М., Петренко Н.О. «Концепції розрахунків кранових барабанів».

В статті вирішена проблема циліндричної оболонки канатного барабана, що знаходиться під дією асиметричного навантаження, за допомогою залежності Ейлера для варіаційної задачі.

Ключові слова: канатний барабан, циліндрична оболонка, розрахунок, кран.

Фидровская Н.Н., Петренко Н.А. «Концепции расчетов крановых барабанов».

В статье решена проблема цилиндрической оболочки канатного барабана, которая находится под действием асимметричной нагрузки, с помощью зависимости Эйлера для вариационной задачи.

Ключевые слова: канатный барабан, цилиндрическая оболочка, расчет, кран.

Fidrovska N.M., Petrenko N.A. “Approach of the calculations of rope drums”.

In article one should solve the problem of cylindrical casings walls sag of roped drum which is occupied with asymmetrical load using equation of Eelier for variated task.

Key words: rope drum, cylindrical casings wall, calculation, crane.

Стаття надійшла до редакції 8 травня 2013 р.

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУГ У ЗОНІ КОНТАКТУ ХОДОВИХ КОЛІС ВАНТАЖНОГО ВІЗКА З РЕЙКАМИ

Попередньо колеса і рейки вибирають виходячи з максимального статичного навантаження P (без урахування динамічних навантажень і вітрового навантаження).

Ходові колеса повинні відповідати умові міцності по контактним напруженням [1]: $\sigma \leq [\sigma]$.

Напруження в контакті обідів колеса і рейки з плоскою головкою

$$\sigma = 505 \sqrt{\frac{K_D P}{BD}} \quad (1)$$

де P – максимальна статичне навантаження на колесо, кН;

D – діаметр колеса, см;

K_D – динамічний коефіцієнт,

$$K_D = 1 + av,$$

де v – швидкість пересування, м/с;

$a = 0,1; 0,15; 0,2; 0,25$ відповідно для укладання рейок на шпали, баласт, металеві балки, залізобетонні балки і масивний фундамент,

D – діаметр ходового колеса, см;

B – розрахункова ширина плоскої рейки;

P – максимальна статичне навантаження на колесо.

Допустима напруга $[\sigma]$ визначається залежно від твердості поверхні колеса НВ і наведеного числа обертів колеса.

Нами був проведений експеримент на ходовій візку (рис. 1), що пересувається по рейковому шляху. На маточинах коліс були наклеєні датчики базою 10 мм, опором 100 Ом, показання з яких знімалися за допомогою приладу ZETLAB.



Рис. 1 – Експериментальний візок

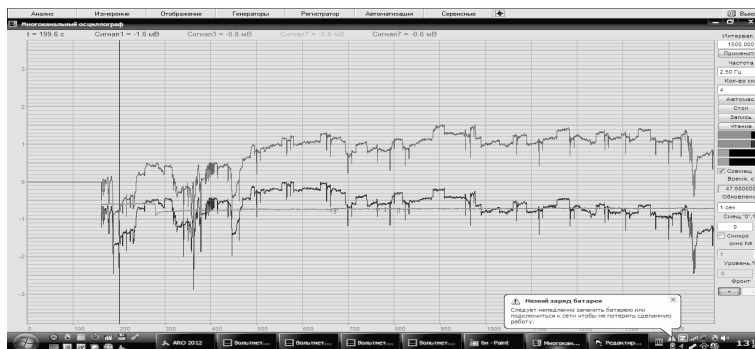


Рис. 2 – Напруження в маточині колеса

Схема напівмостів:

Для даної схеми:

$$\ell_0 = \left(\frac{(1+V) \cdot E}{4} \right) \cdot K_S \cdot \varepsilon_0 \quad (1)$$

$$\ell_0 = \left(\frac{E}{2} \right) \cdot K_S \cdot \varepsilon_0 \quad (2)$$

де ε_0 – деформація. Висловлюємо ε_0 з 1 та 2

$$\varepsilon_0 = \frac{4 \cdot \ell_0}{(1+V) \cdot E \cdot K_S}; \quad \varepsilon_0 = \frac{2 \cdot \ell_0}{E \cdot K_S}$$

Навантаження на візок:

$$Q = 125 \text{ кг}; \quad R = 92,5 \text{ мм}$$

Сигнал 1 – 1–2д.; сигнал 3 – 3–4д.; сигнал 5 – 5–6д.; сигнал 7 – 7–8д.;

V – коефіцієнт Пуасона, $V=0,3 \div 0,1$

Досліджуємо отримані графіки в залежності від часу програми навантаження.

Розіб'ємо на: початок ходу (1); хід (2); зупинка ходу (3); зворотний хід (4); зупинка (5).

Таблиця 1

Назва етапу	Напруга в мВ max		Напруга в мВ min		Час, с
	Сигнал 1 ℓ_o	Сигнал 3 ℓ_o	Сигнал 1 ℓ_o	Сигнал 3 ℓ_o	
1	1,2	1,5	0	0,1	8
2	1	1,5	1	1,3	30
3	1	1,5	0,8	1,3	10
4	1,3	1,7	1,2	1,6	30
5	1	1,4	0,3	0,5	8

Знайдемо відносну деформацію 3 та 4 за max навантаженням

Таблиця 2

Сигнал 1 →	1	$8 \cdot 10^{-4}$	Сигнал 1 →	1	$15 \cdot 10^{-4}$
		$26,6 \cdot 10^{-4}$			$215 \cdot 10^{-4}$
		$36,6 \cdot 10^{-4}$			$315 \cdot 10^{-4}$
		$48,6 \cdot 10^{-4}$			$417 \cdot 10^{-4}$
		$56,6 \cdot 10^{-4}$			$514 \cdot 10^{-4}$

Абсолютна деформація

$$\varepsilon_0 = \frac{\partial \ell}{\ell} = \frac{\varepsilon_0}{\ell_g} \cdot \text{Напруга в точці}$$

$$\delta = E \cdot \varepsilon_0$$

Таблиця 3

Сигнал 1	Сигнал 2
9 МПа	16,7 МПа
7,2 МПа	16,7 МПа
7,2 МПа	16,7 МПа
9,5 МПа	18,2 МПа
7,2 МПа	15,4 МПа

Напруження в контактї колеса і рейки представлені на наступних графіках:

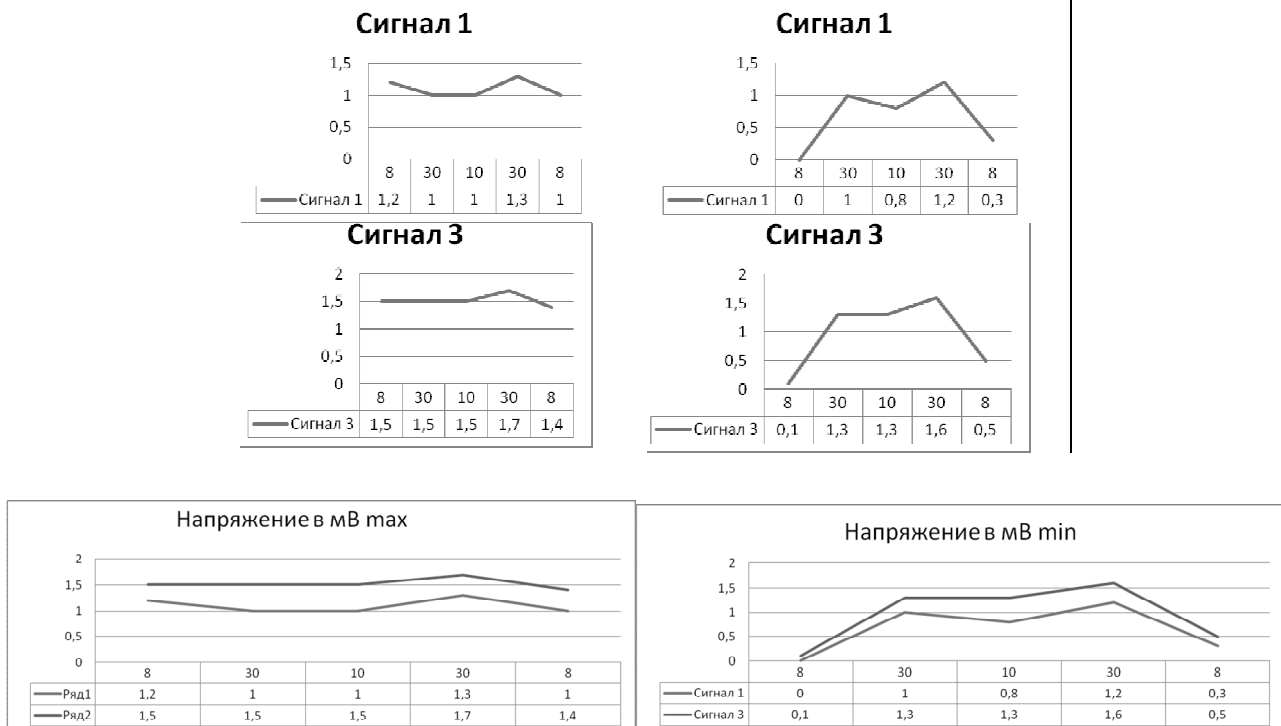


Рис. 3 – Дані напружень, які отримані експериментально

Проведемо розрахунок напружень за формулою (1). Напруження в контактї колеса і рейки складає 70 МПа. Як бачимо, найбільші напруги, отримані в експерименті, складають 18,2 МПа.

Висновки

Проведені експерименти показали, що дійсні напруження в зоні контакту колеса і рейки набагато менше (приблизно в чотири рази), ніж дає розрахункова практика.

Список використаних джерел:

1. Абрамович И. И. Грузоподъемные машины : справочник / И. И. Абрамович, В. Н. Березин, А. Г. Яуре. – М. : Машиностроение, 1989. – 359 с.

Фідоровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Варченко І.С. «Визначення напруг у зоні контакту ходових коліс вантажного візка і рейками».

У статті розглянуто визначення навантаження на ходове колесо вантажного візка експериментальним методом і зроблено порівняння з розрахунковими даними.

Ключові слова: напруга, ходове колесо, вантажний візок, швидкість.

Фидоровская Н.Н., Слепужников Е.Д., Варченко И.С. «Определение напряжений в зоне контакта ходовых колес грузовой тележки с рельсами».

В статье рассмотрено определение нагрузки на ходовое колесо грузовой тележки экспериментальным методом и сделано сравнение с расчетными данными.

Ключевые слова: напряжение, ходовое колесо, грузовая тележка, скорость.

Fidrovska N.M., Slepugnikov E.D., Varschenko I.S. “Determination of the tensions in an around of contact of trolley wheels with runways”.

In the article the definition of the load on the running wheel trolley experimental method and the comparison is made with the calculated data.

Key words: tension, wheel, trolley, speed.

Стаття надійшла до редакції 13 травня 2013 р.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УСТРОЙСТВ, ПРЕДОТВРАЩАЮЩИХ АВАРИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ ПРИ ОБРЫВЕ КАНАТА

1. Актуальность

В цехах и на производственных площадках машиностроительных предприятий при эксплуатации мостовых кранов, на протяжении ряда лет, происходят аварии по причине выхода из строя (разрушения) элементов 1-й группы, к которым относятся стальные подъёмные канаты [1]. Аварии мостовых кранов из-за отказов подъёмных канатов приводят к значительным социальным ущербам. В связи с этим возникает необходимость усовершенствования механизмов подъёма кранов мостового типа. Несмотря на то, что вопросам безопасности эксплуатации мостовых кранов постоянно уделяется большое внимание, в частности, нормативными документами по промышленной безопасности предусмотрены периодический осмотр и дефектоскопия подъёмных канатов, остаётся ряд нерешённых проблем. Так, например, нет достаточного теоретического обоснования частоты проведения обследования канатов, ряд дефектов кантовых канатов, способных вызвать разрушение, не выявляются в начальный период эксплуатации канатов, практически отсутствуют методы прогнозирования влияния качества канатов на безопасность эксплуатации мостовых кранов.

2. Анализ исследований

Анализируя последние исследования, в которых начато решение данной проблемы были рассмотрены работы: Слободяник В.А., Шевцов В.В., Сергеев С.С., Похальченко А.С., Божко А.Г., Винников А.И., Иванов А.П., Шершнева В.В., Абрамов Б.Н. и т.д. [2, 3, 4].

3. Основной материал

В таком случае эффективным является оснащение мостового крана уравнительным барабаном, уравнительное устройство которое должно обеспечить снижение расчётных динамических нагрузок, возникающих после обрыва каната, до величин, гарантирующих надёжное удержание груза. Точность определения величины динамических нагрузок влияет не только на надёжность работы уравнительного барабана, но и на габаритные размеры и металлоёмкость узла уравнительного барабана, что, в конечном счёте, сказывается на металлоёмкости грузовой тележки и крана в целом.

Целью работы является повышение безопасности эксплуатации кранов мостового типа путём совершенствования уравнительного тормозного барабана, входящего в конструкцию механизма подъёма груза.

Теоретические исследования динамических процессов, происходящих в грузоподъёмных машинах, выполняются по динамическим моделям, которые должны

адекватно отражать соединение дискретных масс упругими связями. В известной динамической модели, применяющейся для исследования динамических процессов в мостовом кране при подъеме и опускании груза, не учитывается упругая связь груза с металлоконструкцией, т.к. полиспастный подвес представлен в виде одной упругой связи «груз – привод». Предложена динамическая модель мостового крана, которая учитывает связь груза с металлоконструкцией в результате того, что полиспастный подвес представлен в виде двух упругих связей: «груз – привод» и «груз – металлоконструкция». Это позволяет более точно исследовать динамические процессы, происходящие в мостовом кране при работе механизма подъема, что имеет большое значение при решении задачи предотвращения аварии крана в случае обрыва каната. Рассмотрим режим динамического нагружения мостового крана – подъем груза с основания с подхватом, когда наиболее часто на кран действуют максимальные динамические нагрузки, что увеличивает вероятность обрыва каната. Динамическая модель подъема груза мостовым краном при обрыве каната с уравнительным барабаном соответствует послеотрывной стадии движения груза, когда при нормальной работе крана значение указанных нагрузок максимальное (рис 1). Движение масс в процессе подъема груза целесообразно разделить на четыре этапа [5]. Процессы, происходящие на первых двух этапах, соответственно, в доотрывной и послеотрывной стадиях, до обрыва каната описаны математической моделью [6].

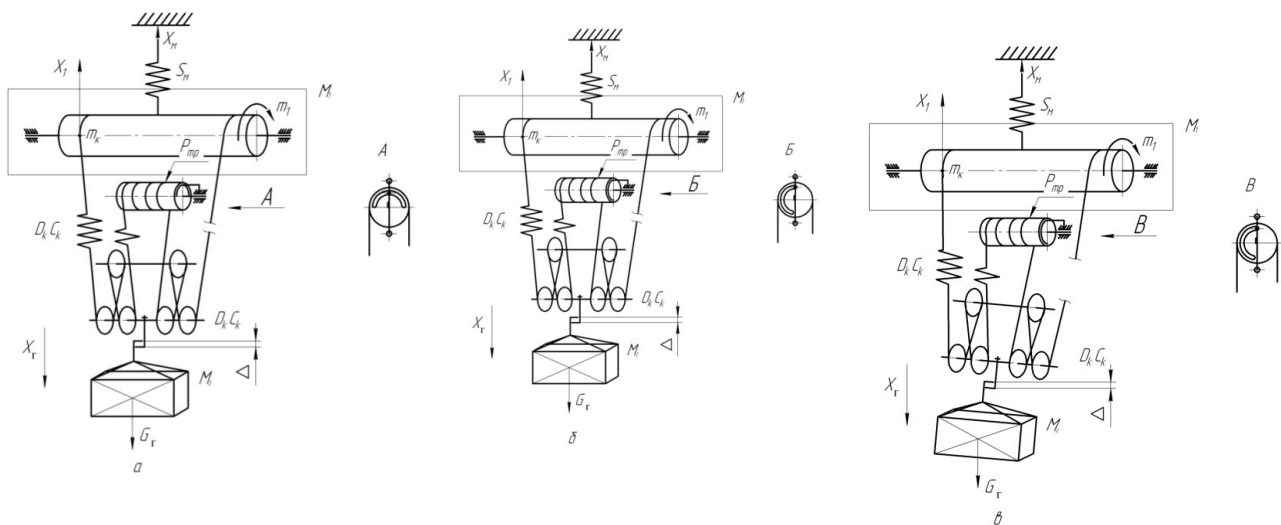


Рис. 1 – Динамическая модель полиспастной системы с уравнительным барабаном при обрыве одной ветви каната

На рис. 2 показана схема уравнительного тормозного барабана, который состоит из барабана механизма подъема груза 1, канат 2, далее канат запасовывается на блоки 3, на уравнительный тормозной барабан (у барабан ограниченный ход $\approx 90^\circ$) 4, тормозные колодки с упорами 5, и на крюковую подвеску 6, паз 7 для установки упора 8, предотвращает вращение барабана больше чем на угол 45° .

При обрыве одной из ветвей каната происходит резкое опускание груза, при этом уравнительный тормозной барабан 4 может повернуться на угол не больше 45° , и после чего тормозится упором 8, груз удерживается канатом с помощью сил трения, что возникли

между канатом и уравнивательным тормозным барабаном, при этом тормозные колодки с упорами 5 не позволяют раскручиваться канату.

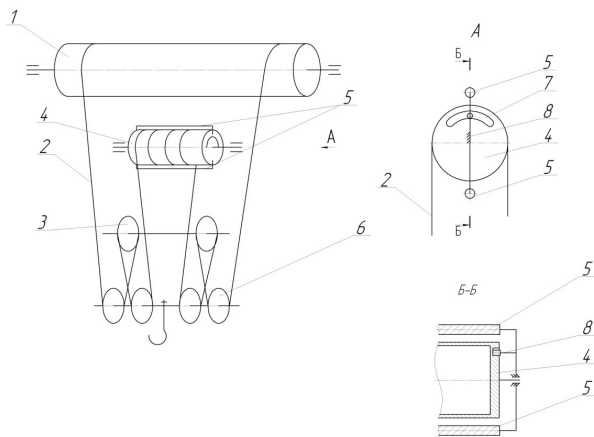


Рис. 2 – Схема уравнивательного тормозного барабана

Системы полученных дифференциальных уравнений, описывающих движение масс динамической модели, решены численным методом для мостового крана грузоподъемностью 20 т, в котором участок свободного хода уравнивательного барабана $\varphi=45^\circ$. При этом для определения степени влияния упругой связи груза на металлоконструкцию, определены по известной и рассмотренной динамическим моделям максимальные динамические нагрузки, действующие на металлоконструкцию и полиспадную систему после обрыва каната [7].

Этот процесс описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} m_n \cdot \ddot{x}_n - P_D + C_k(x_n - x_m - x_z) + D_k(\dot{x}_n - \dot{x}_m - \dot{x}_z) = 0 \\ m_m \cdot \ddot{x}_m + C_m \cdot x_m + D_m \cdot \dot{x}_m - C_k(x_n - x_m - x_z) - D_k(\dot{x}_n - \dot{x}_m - \dot{x}_z) = 0 \\ m_z \cdot \ddot{x}_z - C_k(x_n - x_m - x_z) - D_k(\dot{x}_n - \dot{x}_m - \dot{x}_z) + m_z \cdot g = 0 \\ m_n \cdot \ddot{x}_n - P_{TP} - C_k(x_n - x_m - x_z) - D_k(\dot{x}_n - \dot{x}_m - \dot{x}_z) + m_n \cdot g = 0 \end{cases}$$

где m_n – приведенная к канатам масса вращающихся частей механизма подъема груза;

m_m – приведенная к середине пролета масса средних частей моста и порожней тележки;

m_z – масса поднимающего груза; индексы соответственно n, m, z, k – подъема, металлоконструкция моста, груз, канат; x – перемещение, $\dot{x}$ – аналог скорости, $\ddot{x}$ – аналог ускорения;

C_m – коэффициент жесткости металлоконструкции крана;

D_m – коэффициент затухания колебаний (демпфирования) металлоконструкции;

C_k – коэффициент жесткости грузовых канатов;

D_k – коэффициент затухания колебаний (демпфирования) канатов; x_n, x_m, x_z – пути, проходимые соответственно массами m_n, m_m, m_z от принятого начала координат;

P_D – приведенная к канатам движущая сила двигателя, определяемая в зависимости от режима работы электропривода (двигательный, динамическое торможение, торможение колодочным тормозом) по соответствующим формулам.

Сравнительный анализ полученных результатов свидетельствует о большем влиянии упругой связи груза с металлоконструкцией на динамические нагрузки после обрыва каната, чем при нормальной работе [8]. Это обусловлено снижением приведённой жёсткости полиспадного подвеса вследствие уменьшения после обрыва каната количества ветвей, воспринимающих нагрузку от груза. Результаты численного решения систем дифференциальных уравнений движения масс для мостового крана грузоподъемностью 20 т

приведены на рисунке 3 в виде графиков зависимостей усилий в полиспастном подвесе $S(t)$ и металлоконструкции $F(t)$ от времени.

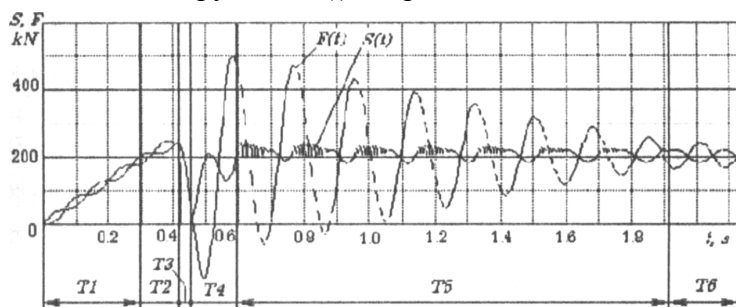


Рис. 3 – График зависимости усилий в полиспастном подвесе и металлоконструкции от времени $S(t)$ и $F(t)$

Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что применение в мостовом кране уравнительного тормозного барабана позволяет при обрыве каната снизить динамические нагрузки при задаваемом коэффициенте сопротивления уравнительного фрикционного устройства, равном 1,1, до величин, при

которых коэффициент динамичности в полиспастном подвесе меньше существующих запасов прочности каната, а в металлоконструкции – больше. Следовательно, для предотвращения падения груза при обрыве каната мостового крана при оснащении его уравнительным барабаном необходимо предусмотреть снижение динамической нагрузки на металлоконструкцию.

Описанная математическая модель позволяет исследовать динамические процессы, происходящие при удержании груза уравнительным барабаном в грузоподъемных машинах с лебедкой, установленной на металлоконструкции, масса и жесткость которой оказывает влияние на указанные процессы.

Выводы

Таким образом, применение уравнительного тормозного барабана и предложенной математической модели позволяет повысить точность определения динамических нагрузок, действующих на мостовой кран после обрыва каната в процессе подъема груза с основания "с подхватом", а также использовать их при проведении исследований как с целью повышения безопасности работы находящихся в эксплуатации мостовых кранов, так и с целью снижения металлоемкости вновь разрабатываемых их конструкций. Установлена область взаимодействия при аварийном срабатывании уравнительного барабана и затормаживанием механизма подъема с металлоконструкцией мостового крана при неустановившемся движении. Реализация предложенной конструкции позволяет увеличить срок службы кранового моста в среднем на 15...18 %, либо уменьшить его вес на 10...12 %. Применение уравнительного тормозного барабана наряду со снижением динамических нагрузок дает значительное повышение безопасности, возможность окончания технологического процесса даже после обрыва ветви каната.

Список использованных источников:

1. Емельянов О. А. Мосты сварные крановые. Конструкция, нагружение, диагностика, обеспечение ресурса / О. А. Емельянов. – Краматорск : ДГМА, 2002. – 334 с.
2. Козлов М. А. Теория и практика проектирования устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве канатов / М. А. Козлов, А. Н. Вудвуд, В. Г. Химченко // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2009. – № 1. – С. 29–30.

3. Пат. 2352516 Российская Федерация, МПК⁸ В 66 С 17/00. Кран для обращения с отработавшим ядерным топливом в защитной камере / А. Г. Божко, А. И. Винников, А. П. Иванов [и др.]; Открытое акционерное общество "Центральное конструкторское бюро машиностроения" (ОАО «ЦКБМ»). – № 2007129870/11 ; заявл. 03.08.2007.

4. Пат. 2266860 Российская Федерация, МПК⁷ В 66 D 3/04. Безопасный канатный полиспаст / Шершнев В. В., Абрамов Б. Н ; Гос. образовательное учреждение высш. проф. образования "Уральский государственный технический университет-УПИ" – № 2004116732/11; заявл. 01.06.2004; опубл.10.11.2002.

5. Слободяник В. А. Повышение грузоподъемности и надежности эксплуатации (при продлении срока службы) кранов с преднапряженной металлоконструкцией / В. А. Слободяник // Проблемы производства и безопасной эксплуатации подъемных сооружений в Украине и России : сб. тр. науч.-практ. конф. 21-24 мая 2002 г. – Одесса, 2002. – С. 248–250.

6. Слободяник В. А. Повышение долговечности крановых мостов методом преднапряжения/ В. А Слободяник // Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Х. : ХГАДТУ, 2000. – С. 54–56.

7. Ловейкин В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин : моногр. / В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров ; Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. – Луганск : [б. и.], 2002. – 368 с.

8. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин / М. С. Комаров. – М. : Машгиз, 1953. – 188 с.

Швачунов А.С., Дорохов Н.Ю. «Проектирование устройств, предотвращающих аварии грузоподъемных кранов при обрыве каната».

Эффективным является оснащение мостового крана уравнильным барабаном, уравнильное устройство которое должно обеспечить снижение расчётных динамических нагрузок, возникающих после обрыва каната, до величин, гарантирующих надёжное удержание груза. Точность определения величины динамических нагрузок влияет не только на надёжность работы уравнильного барабана, но и на габаритные размеры и металлоёмкость узла уравнильного барабана, что в конечном счёте сказывается на металлоёмкости грузовой тележки и крана в целом.

Ключевые слова: грузоподъемный кран, уравнильный барабан, динамические нагрузки, грузовая тележка.

Швачунов О.С. «Проектування пристроїв, що запобігають аварії вантажопідійомних кранів при обриві каната».

Ефективним є оснащення мостового крану зрівняльним барабаном, зрівняльний пристрій який повинен забезпечити зниження розрахункових динамічних навантажень, що виникають після обриву каната, до величин, що гарантують надійне утримання вантажу. Точність визначення величини динамічних навантажень впливає не лише на надійність роботи зрівняльного барабана, але і на габаритні розміри і металоємність вузла зрівняльного барабана, що позначається на металоємності вантажного візка і крану в цілому.

Ключові слова: вантажопідійомний кран, зрівняльний барабан, динамічні навантаження, вантажний візок.

Shvachunov A. “Designing devices to prevent accidents cranes at breakage of the rope”.

Effective is to equip the crane egalitarian drum leveling device which should ensure a reduction in the calculated dynamic loads that occur after failure of the rope, to values that ensure reliable containment. The accuracy of determining the value of the dynamic loads affects not only the reliability of the egalitarian drum, but also on the dimensions and metal assembly egalitarian drum, which ultimately affects the metal trolley and crane as a whole.

Key words: load-lifting crane egalitarian drum, dynamic loads, load trolley.

Стаття надійшла до редакції 5 квітня 2013 р.

УДК 621.171.3

©Kravtsov M.K., Obolenskaya T.A., Sereda N.V., Beletskaya I.V.

RECENT DEVELOPMENT OF THE STRENGTH OF THEORY IN THE FIELD OF MATERIAL MECHANICS

1. Statement of the problem

In the course of Strength of Materials complex of rules and methods is worked out for solving simple tasks of strength in engineering.

At the same time, the practice demands to solve more complex problem. It is necessary to provide special research for solving.

The future mechanical engineers, the practical work of which is connected with problems of strength of structure, have to image the problems, which appear up the scientists on modern stage of technical progress.

These problems are in the design and calculation for strength and stiffness real parts, on which certain force and thermal loads act. It is necessary to select the most suitable materials for optimal work, conditions of exploitation, minimum weight, optimal design forms and technological treatment.

These problems are provoked by technical progress level and by perspective of its dynamic development.

In recent conditions of development of science and technics when new types of materials, having specific properties, are being appeared, the views on such materials and level their strength were changed. The creation of new materials, and in the first turn composites, is the problem not only material engineering, but also calculate engineers. In many cases, it is necessary to create the new materials, in which forming compositions are situated by rational manner. Very often many materials are being created with in advance given properties, obtaining optimal work of the part with due regard exploitation conditions and character of force and thermal loads.

In present time, imagination about modern problems is changed essentially. Such problems creates as a rule in connection with realization of government program for using the modernist discoveries in physics, mechanics, biology and other natural sciences. These are programs, connected with use of atomic energy and space-opening. Namely, in these branches, we have very exploitation conditions of work of constructional parts as in relation of intensity of environment influence and level of force and thermal loading so and in relation of these influences character in time. Generalizing these conditions, we have foundation to say, that in majority, these problems created during design of machine and constructors, which were working in external conditions, and its strength determined by safety and durability of whole machine.

2. Research analysis

Extreme conditions, essentially intensifying unstrengthening of materials in exploitation, are high temperature (up 3000–4000 K), low and very low temperatures, intensive irradiation, high

temperature gasses (products of combustion), containing chemical active mixture, metal alloys and seawater, and also combinations, acting simultaneously different enumeration factors.

The extremely conditions are also such conditions when we have lots of conditions of force and thermal fields, periodical or casual impulse loads and sharp change of temperature, i.e. real conditions, which there are in the most stationary energetic plants, planes, rockets turbines, bodies of ships and submarines, chemical plants, tube conductors, internal combustion engine, rolling stocks, excavators and so on.

The classical methods of strength theory without special investigation, especially experimental, do not allow to take account the influence of many factors, accompanying the real conditions of work, in problems of strength of constructor parts and to foresee its durability.

First of all, it is necessary to store experimental data about physic-mechanical properties for different materials in conditions, maximum closed to exploitation – extreme for this class of materials, that to get equations of material state in given conditions of force and thermal loads.

The simplest equation of condition, characterizing conduct of material under statically load, is graphic notion of dependence deformation of tested specimen from load, (diagram $P\Delta l$) or in relative coordinates – diagram of stress ($\sigma\varepsilon$). In other cases, there are graphic or analytic dependence, researched characteristics of strength (time, temperature, cycle ratio, intensity of irradiation and so on).

It is necessary to provide in the first turn experimental investigations of different aspects of strength of materials, because unstrengthening influence mentioned factors is impossible to calculate.

3. Conclusions

To correctly mention the-influence these factors to strength it is necessary to provide careful thinking over experiment. Analytic criterion dependence can be found only on foundation of many experimental data about material properties, to investigate strength and deformation properties of materials means learning it potential possibility to discover specific properties and conditions, in which using this material is optimal. In other case, it is necessary to determine additional modifications of technological and design character, which will be very important physics and mechanical properties of material, and for increasing its strength and durability for different conditions. The problems, which have to be solved in nearest time, are:

1. Investigation of strength in high temperature for hot strength and refractory materials in simple and complex resistance, under static momentary and long-time loads, alternating stresses and temperature change. Special attention has to be directed to learning long-time strength and endurance material in non-stable regimes force and thermal loads (separately and together).
2. Investigation of the main mechanical characteristics of strength and ductility of construction material in low temperature under static, alternative and impulse loads with account to design technological factors for obtaining equation of material state and basic centurions of limited condition and strength typical elements of construction in low temperature.
3. Research of influence of irradiation to momentary of longtime strength and ductility and also to other mechanical properties of constructional materials under different force and thermal loads, determination equation accounting effect of influence of irradiation.
4. Research of influence of aggressive medium (metal alloys, combustion, sea water and so on), to mechanical properties of constructional materials under longtime static and

alternative loads in conditional of normal and high temperatures to reveal effect of unstrengthening of material. It is necessary to select the optimal protective covers for such material.

5. To research of influence of different covers of materials to strength and ductility in high temperatures for optimization of cover type and technology.

6. To research of composite characteristics for optimization its, state and strength, determination of limited condition criterions for typical parts from.

Many institutes, academies, scientific institutes work out these problem in the worm.

The wide field of activities is open for students of mechanics, which are enlisted for investigations on the chair.

References:

1. Mao-Hong Yu. Advances in strength theories for materials under complex stress state the 20th century / Mao-Hong Yu // Appl. Mech. Rev. – 2002. – Vol. 55, No. 3. – P. 169–218.

2. Механические свойства конструкционных материалов при напряженном состоянии : справочник / А. А. Лебедев, Б. И. Ковальчук, Ф. Ф. Гигиняк, В. П. Ламашевский ; НАН Украины. Ин-т пробл. прочности им. Г. С. Писаренко. – 3-е изд., перераб. и доп. – К. : Ин Юре, 2003. – 540 с.

3. Божидарник В. В. Элементы теории пластичности та міцності : навч. посіб. для вузів за спец. «Механіка», «Фізика твердого тіла» / В. В. Божидарник, Г. Т. Сулим. – Львів : Світ, 1999. – Т. 1 : Розділи 1-11. – 1999. – 530 с. ; Т.2 : Розділи 12-18. – 1999. – 417 с.

Kravtsov M.K., Obolenskaya T.A., Sereda N.V., Beletskaya I.V. “Recent development of the strength of theory in the field of material mechanics”.

The article describes the problems in the design and calculation for strength and stiffness real parts, on which certain force and thermal loads act.

Key words: Extreme conditions, mechanical characteristics, strength.

Кравцов М.К., Оболенська Т.О., Середя Н.В., Білецька І.В. «Розвиток теорії міцності в області механіки матеріалів».

У статті розглядаються проблеми в галузі проектування та розрахунку на міцність і жорсткість елементів, на яких діють сили і теплові навантаження.

Ключові слова: екстремальні умови, механічні характеристики, міцність.

Кравцов М.К., Оболенская Т.А., Середя Н.В., Белецкая И.В. «Развитие теории прочности в области механики материалов».

В статье рассматриваются проблемы в области проектирования и расчета на прочность и жесткость элементов, на которых действуют силы и тепловые нагрузки.

Ключевые слова: экстремальные условия, механические характеристики, прочность.

Стаття надійшла до редакції 11 березня 2013 р.

КРАЙОВА ЗАДАЧА ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ В КАНАТАХ ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ**1. Вступ**

Одними з відповідальних технологічних об'єктів вугільних та рудничних шахт є підйомні установки. Від їхньої працездатності залежить нормальне функціонування та безпека роботи всієї шахти в цілому.

Метою роботи є дослідження динамічних процесів, які відбуваються при підніманні вантажу, і виявлення найбільш критичних моментів напруження головного канату. Актуальність роботи зумовлена необхідністю постійного підтримання безпеки та надійності роботи шахтних підйомних установок.

Незважаючи на досить велику кількість робіт досліджень в цій області, проведених для стаціонарних установок, ряд завдань, характерних для дослідження напружень в перетинах канату за допомогою модифікованого методу продовження, на цей час не мають явного розв'язку.

Оскільки ці проблеми досить нові, є потреба розробити метод для вирішення такого роду завдань. У нашій статті задача про поздовжні коливання сталевго канату змінної довжини приводиться до розв'язку одновимірного хвильового рівняння на інтервалі із змінною границею. А зміна в часі довжини інтервалу викликано силою, що діє в верхньому перетині каната, в точці дотику з барабаном. Представлення рівняння руху каната у формі хвильового рівняння з початково-крайовими умовами першого роду і змішаного типу приводять нас до використання модифікованого методу продовження і відображення, оскільки дозволяють враховувати характер відображених і залишкових хвиль від рухомого кінця. З цього випливає, що ми можемо досліджувати показники напружень в різних перетинах каната в певний момент часу, і спостерігати поведінку кривої напруження за весь період роботи системи.

2. Фізична постановка задачі

Дана робота присвячена задачі обчислення динамічного поля переміщень і напруг у сталевих канатах змінної довжини шахтних піднімальних механізмів; канати є врівноваженими, і головний канат переносить зосереджене навантаження вгору, яке до початку руху системи знаходиться на нижньому кінці головного каната (рис. 1).

Розглянемо випадок одновантажної підйомної установки з одним головним канатом, причому до початку намотування вантаж вже був підвішений і закріплений до нижнього кінця, який буде вважати нерухомим у рухомій системі координат (рис. 2). Тоді, відповідно, верхній кінець головного каната (точка дотику каната з барабаном) буде змінною границею, і змінюватись за певним наперед заданим законом.

Надалі в нашій задачі ми будемо розглядати тільки частину установки: головний канат і закріплений на нижньому кінці вантаж. І будемо шукати переміщення та напруження в перетинах каната на різних режимах роботи системи.

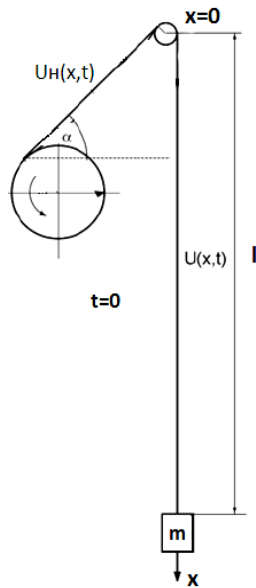


Рис. 1

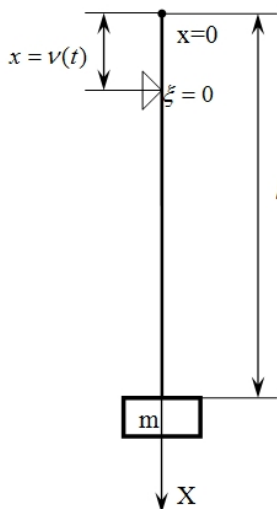


Рис. 2

Перед початком руху канат не провисає, встановилися статичні переміщення $u(\xi)$ та напруження $\sigma(\xi)$, де ξ – вісь, яка направлена вниз, вздовж канату; $\xi = 0$ – точка дотику каната з барабаном.

Канат розглядається як пружна нитка, тобто напруження вигину в канаті набагато менше, ніж напруження розтягу нитки (тому першим можна знехтувати). Канат намотується на барабан радіусом R . Так, як напруження вигину не враховується, канат можна вважати прямолінійним. Додатнім напрямом пружних переміщень в канаті, які позначені $u(x,t)$, будемо вважати співпадаючим з додатнім напрямом вісі ξ . Таким чином, у відносному русі розглядається частина системи, яка представляє собою стержень початкової довжини l , обмежений на інтервалі $0 < x \leq l$, причому точка $x = 0$ рухається за законом

$$v(t) = R \int_0^t \int_0^S \beta(\tau) d\tau ds + R\omega(0)t + v(0),$$

де R – середній радіус намотки каната на барабан; $\beta(t)$ – кутове прискорення барабана;
 $\omega(t)$ – кутова швидкість;
 S – площа поперечного перетину каната.

3. Математична модель та розв'язок задачі

Розглянемо підзадачу, в якій будемо представляти канат як пружний стержень, та знайдемо розв'язок наступної крайової задачі у відносній системі координат:

в області $0 + v(t) < x < l$, $t > 0$ знайти розв'язок хвильового рівняння

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

де a – швидкість звуку в сталевому канаті;
 задовольняє наступним початковим умовам

$$u(x,0) = 0; \quad u_t(x,0) = 0; \quad 0 < x < l \quad (2)$$

та крайовим умовам

$$u(l,t) = 0; \quad u(v(t),t) = \mu(t); \quad t > 0. \quad (3)$$

При $t = 0$ довжина пружної сталевий нитки (канат) дорівнює l , при $t > 0$ незакріплений кінець даного інтервалу представляємо функцією $x = v(t)$, $v(0) = 0$.

Розв'язок шукаємо у вигляді

$$u(x, t) = \chi(x - at) + \chi(x + at).$$

Так як, один кінець закріплений, то

$$u(x, t) = \chi(x - at). \quad (4)$$

Побудуємо продовження функції $\mu(t)$ на всю вісь t

$$\tilde{\mu}(t) = \begin{cases} \mu(t), & t \geq 0 \\ 0, & t < 0. \end{cases} \quad (5)$$

Враховуючи продовження (5) та другу крайову умову (3), підставляємо у форму розв'язку (4)

$$\chi(v(t) - at) = \tilde{\mu}(t). \quad (6)$$

Виконаємо заміну

$$z = v(t) - at. \quad (7)$$

Будемо вважати, що функція $v(t)$ неперервно диференційовна при $t > 0$, тоді

$$v(t) - at < 0, \quad v(t) < at, \quad \left| \frac{dv}{dt} \right| < a, \quad |v'(t)| < a, \quad (v(t) - at)' = \frac{dv}{dt} - a < 0.$$

Для того, щоб дана задача була розв'язною, необхідно існування оберненої функції $t_0(z)$ до перетворення z . Прийmemo, що поздовжні хвилі в пружному сталевому канаті розповсюджуються з дозвуковою швидкістю, і тоді функція $t_0(z)$ буде монотонно спадною по відношенню до z .

Застосовуючи метод продовження, будемо продовження на всю вісь z функції $t_0(z)$

$$t_0(z) = \begin{cases} < 0, & z > 0, \\ = 0, & z = 0, \\ > 0, & z < 0. \end{cases}$$

$$z \equiv v(t_0(z)) - at_0(z),$$

$$t \equiv t_0(v(t) - at). \quad (8)$$

$$\mu(t_0(z)) = \chi(z).$$

Враховуючи властивості оберненої функції, побудуємо продовження для функції $\tilde{\mu}(t)$

$$\tilde{\mu}(t_0(x - at)) = \tilde{\mu}(t) = \begin{cases} \mu(t), & t > 0, \quad x - at < 0, \quad t > \frac{x}{a}, \quad x < at; \\ 0, & t < 0, \quad x - at > 0, \quad t < \frac{x}{a}, \quad x > at. \end{cases}$$

Функція

$$u(x, t) = \tilde{\mu}(t_0(x - at)) = \tilde{\mu}(t) = \mu(t)$$

при $t > 0$ та $t < \frac{l}{a}$ є розв'язком рівняння (1). Для того, щоб функція $u(x, t)$ задовольняла всім початковим та крайовим умовам в постановці задачі на більшому інтервалі, розглянемо суперпозицію хвиль, що випромінюються рухомим кінцем, та відображеної від нерухомого кінця

$$u(x, t) = \tilde{\mu}(t_0(x - at)) - \tilde{\mu}(t_0(2l - (x + at))). \quad (9)$$

При $0 < t < \frac{2l - v(t)}{a}$ функція (9) є розв'язок рівняння (1), і задовольняє початковим умовам (2) та крайовим умовам (3).

При $t > \frac{2l - v(t)}{a}$ в функцію (9) вводимо третій доданок $\tilde{\mu}(t_0(x - at - (3l - 2v(t))))$, як додаткову функцію. Однак, остання функція не задовольняє рівнянню (1), оскільки $x = 3l - 2v(t)$ є рухомою точкою, отже джерело не миттєве, і в розв'язок вносяться деякі уточнення.

Для того, щоб знайти розв'язок задачі на більшому інтервалі методом продовження, потрібно відшукати найменший додатній корінь τ_1 для рівняння $at = 2l - v(t)$. І так, в області $t > \tau_1$, $0 < x < v(t)$ знайти розв'язок рівняння (1), яке задовольняє відповідно таким початковим та крайовим умовам:

$$u(x, \tau_1) = 0; \quad u_t(x, \tau_1) = 0; \quad 0 < x < v(\tau_1), \quad (10)$$

$$u(l, t) = 0; \quad u(v(t), t) = f(t); \quad t > \tau_1, \quad (11)$$

де

$$f(t) = \tilde{\mu}(t_0(2l - v(t) - at)). \quad (12)$$

Продовження функції $f(t)$ на всю вісь t побудуємо таким чином

$$\tilde{f}(t) = \begin{cases} f(t), & t > \tau_1, \\ 0, & t < \tau_1. \end{cases} \quad (13)$$

Далі, аналогічно до побудови розв'язку на попередніх інтервалах будемо мати:

$$u(x, t) = \chi(x - at), \quad \chi(v(t) - at) = \tilde{f}(t), \quad \chi(z) = \tilde{f}(t_0(z)).$$

Тоді розв'язок допоміжної задачі запишемо так

$$u(x, t) = \tilde{f}(t_0(x - at)). \quad (14)$$

Очевидно, що для всіх x , що задовольняють $0 < x < v(t)$, буде справедливою нерівність $x - at < x < v(t) - at$, та в силу строго монотонного спадання функції $t_0(z)$ та властивостей її продовження на всю вісь t , буде справедливим наступне співвідношення

$$t_0(x - at) < t_0(v(t) - at) = t.$$

Для $t > \tau_1$, очевидно, справедливим буде нерівність

$$at < 2l - v(t), \quad \text{або} \quad at + v(t) - l < l.$$

Враховуючи вище попередньо представлені нерівності, функцію (14) можна записати у еквівалентному вигляді

$$u(x, t) = \tilde{\mu}(t_0(2l - v(t_0(x - at) - at_0(x - at)))).$$

Тоді

$$\begin{aligned} u(x, t) = & \tilde{\mu}(t_0(x - at)) - \tilde{\mu}(t_0(2l - (x + at))) + \\ & + \tilde{\mu}(t_0(2l - v(t_0(x - at) - at_0(x - at)))) - \\ & - \tilde{\mu}(t_0(2l - v(t_0(2l - (x + at)) - at_0(2l - (x + at))))) \end{aligned} \quad (15)$$

буде розв'язком рівняння (1), та задовольняти початковим умовам (2) та крайовим умовам (3) при

$$t < \frac{4l - v(t) - 2v(\tau_1)}{a}. \quad (16)$$

Повернемось до побудови відображених хвиль за рис. (2). Використовуючи метод продовження відображених хвиль, як показано в попередньому пункті, знайдемо розв'язок рівняння (1) з врахуванням крайових умов в точці намотки на барабан, тобто, використовуючи принцип суперпозиції представимо розв'язок даної задачі у вигляді суми функцій:

$$u(x, t) = u_1(x, t) + u_2(x, t) + u_3(x, t), \quad (17)$$

причому функція $u_1(x, t)$ визначається виразом (17).

Кожна з функцій $u_i(x, t)$ повинна в області $v(t) < x < l$, $t > 0$ задовольняти хвильовому рівнянню (1). Функція $u_2(x, t)$ також задовольняє відповідно початковим та крайовим умовам

$$u(x, 0) = 0; \quad u_t(x, 0) = 0; \quad 0 < x < l; \quad (18)$$

$$u(v(t), t) = -\tilde{u}(v(t)); \quad u_x(l, t) = 0; \quad t > 0,$$

де $\tilde{u}(x) = \frac{G}{ES}x + \frac{\lg x}{a^2} - \frac{gx^2}{2a^2}$ – частинний розв'язок крайової задачі про пружні переміщення точок канату у відносному русі; $G = mg$, E – модуль пружності першого роду.

Отже, неоднорідні крайові умови для функції $u_2(x, t)$ враховують той факт, що в канаті існують переміщення $\tilde{u}(v(t))$, створені функцією $u(\xi) = \frac{G}{ES}\xi + \frac{\lg \xi}{a^2} - \frac{g\xi^2}{2a^2}$.

Функція $u_3(x, t)$ повинна задовольняти початковим умовам (18) та крайовим умовам

$$u(v(t), t) = 0; \quad u_x(l, t) = \gamma \left(-R\beta(t) + \frac{\partial^2 u_1(l, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 u_2(l, t)}{\partial t^2} \right) H(t), \quad t > 0,$$

де $H(t)$ – функція Хевісайда; $\gamma = \frac{m}{ES}$. Тобто функція $u_3(x, t)$ враховує, що прискорення $\beta(t)$ виникає тільки в момент пуску намотувального барабану.

Розв'язок для кожної з функцій $u_2(x, t)$ та $u_3(x, t)$ шукається по аналогії із запропонованим методом в пункті 1 для функції $u_1(x, t)$.

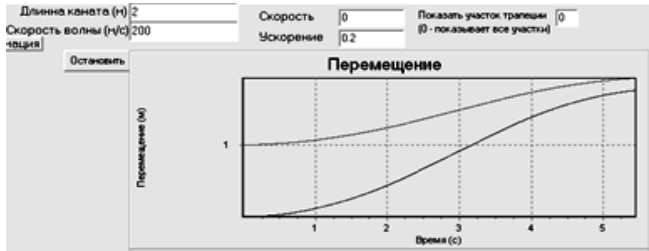
В результаті, ми можемо побудувати динамічні поля переміщень та напруг для будь-якої точки канату, включаючи точку дотику каната з барабаном.

4. Аналіз чисельних результатів

З метою зменшення капітальних затрат та скорочення строків зупинки при зношуванні сталених канатів при підйомі вантажів ми чисельно визначили показники напружень в будь-яких момент часу роботи шахтної установки. Тобто подальша числова реалізація пошуку переміщення та напруження в канаті в точці дотику його з барабаном є досить чіткою та відповідає дійсним природнім умовам робочого використання подібних шахтних машин. Згладжена діаграма швидкості була отримана на основі аналізу

експериментальних даних, отриманих в промислових умовах з використанням спеціалізованої вимірювальної апаратури.

Отже, за допомогою степенної інтерполяції знаходимо аналітичний вид функції переміщення точки дотику канату з барабаном, попередньо знайшовши відповідні дискретні значення оберненої функції до швидкості переміщення. Відобразимо згладжену діаграму швидкості, враховуючи чисельне побудову модифікованого методу відображення для відбитих хвиль.



Також відобразимо час і кількість відбитих хвиль від рухомого кінця каната. Для цього виберемо дві контрольні точки до початку намотування першу візьмемо умовно в центрі каната, а друга буде точкою дотику каната з барабаном. Наведемо порівняльну

характеристику переміщення контрольних точок за весь період роботи підйомної установки, тобто. I-III швидкісні режими. Вибірково покажемо на II і III режимах взаємозалежність показників напруження контрольних точок. Отримана залежність дозволяє знаходити максимальні і мінімальні значення напружень в будь-який момент часу, і заздалегідь передбачити ті перетини канату, в яких імовірна найбільша зношуваність.

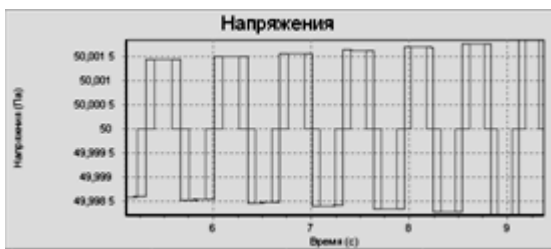


Рис. 3 – II етап

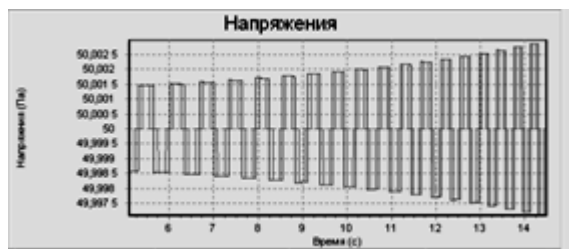


Рис. 4 – III етап

Висновки

В даній роботі проведено дослідження динамічних задач, пов'язаних з поздовжніми коливаннями канатів шахтних систем, що містять деформівні одномірні тіла (пружні канати, стержні, балки). Отримані результати можуть бути сформульовані у вигляді наступних тез:

1. Сформульовано задачу про динаміку підйомної установки з погляду зміни напружень в перетинах каната (пружного стержня) у часі. Встановлені закономірності впливу характеру відбитих хвиль від рухомого і нерухомого кінців пружної нитки, необхідні для оптимальної роботи підйомної системи.
2. Сформульовано задачу про коливання нитки, наділеною жорсткістю, за якою рухається складовий вантаж відповідно до динаміки підвісної дороги.
3. Досліджено закон переміщення незакріпленого верхнього кінця, з урахуванням крайових умов в початковій точці намотування каната; встановлено, що вертикальні коливання несучого каната є джерелом параметричних збурень напружень по всій довжині пружної нитки.

Список використаних джерел:

1. Воеводин В. В. Численные методы в прикладном пакете sage / В. В. Воеводин. – Спб. : БХВ-Петербург, 2011. – 257 с.
2. Коряшкіна Л. С. Чисельні методи : навч. посіб. / Л. С. Коряшкіна, М. М. Одновол ; Нац. гірн. ун-т. – Д., 2007. – 220 с.
3. Ostapenko V. A. Dynamic field of displacements in rods of variable length. / V. A. Ostapenko // Proceedings of 8th International Conference on Dynamical Systems Theory and Applications. – Lodz, 2011. – P. 316–323.

Зеленська Т.С. «Крайова задача поздовжніх коливань в канатах змінної довжини».

У статті розглянуто постановку крайової задачі для сталевго канату підйомної установки. Знайдено розв'язок початково-крайової задачі для пружної нитки, як області з рухомою границею. Представлено програмну реалізацію результатів впливу відображених хвиль на напруження в перетинах каната.

Ключові слова: переміщення, відображення, хвильове рівняння.

Зеленская Т.С. «Краевая задача продольных колебаний в канатах переменной длины».

В статье рассмотрена постановка краевой задачи для стального каната подъемной установки. Найдено решение начально-краевой задачи для упругой нити, как области с подвижной границей. Представлена программная реализация результатов воздействия отраженных волн на напряжения в сечениях каната.

Ключевые слова: перемещения, отображение, волновое уравнение.

Zelenskaya T.S. “Initial-boundary problem of axial vibrations in ropes of variable length”.

Initial boundary value problem definition for a steel rope of lifting installation is considered in the article. The solution of initial-boundary problem for elastic filament as the area with mobile border is found. Program realization of results of influence of the reflected waves on stress in rope sections is presented.

Key words: displacements, reflection, wave equation.

Стаття надійшла до редакції 16 травня 2013 р.

ПРО УМОВИ ПОВНОГО ЗАМИКАННЯ ВИЩИХ КІНЕМАТИЧНИХ ПАР ДВОДИСКОВОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

1. Постановка проблеми

При роботі кулачкових механізмів з пазовим рядом у багатьох випадках для запобігання значних ударів через зазори, застосовують дводискові кулачки, що володіють низкою істотних переваг [1] і успішно замінюють пазові, якщо вищі пари кулачкового механізму необхідно замкнути геометрично для того, щоб закон руху штовхача задавав незмінно профіль кулачка. В статті вирішується проблема створення вищої пари дводискового кулачка, яка б допускала замикання своїх елементів без зіткнень, властивих пазовому кулачку.

2. Ціль досліджень

За величиною сили попереднього затягування пружного елемента, що замикає пару, визначити властивості повного замикання, викласти метод добору параметрів пружного елемента з урахуванням впливу погрішностей профілів кулачка.

3. Основний зміст

На сучасному етапі виникає необхідність створення більш простого методу добору параметрів пружного елемента із можливістю використання цього методу при створенні різноманітних кулачкових механізмів.

Нехай вищі пари дводискового механізму мають повне замикання, яке досягається напруженням з'єднання елементів пари; штовхач для цього попередньо деформують за допомогою болта або пружини (рис. 1, а, б).

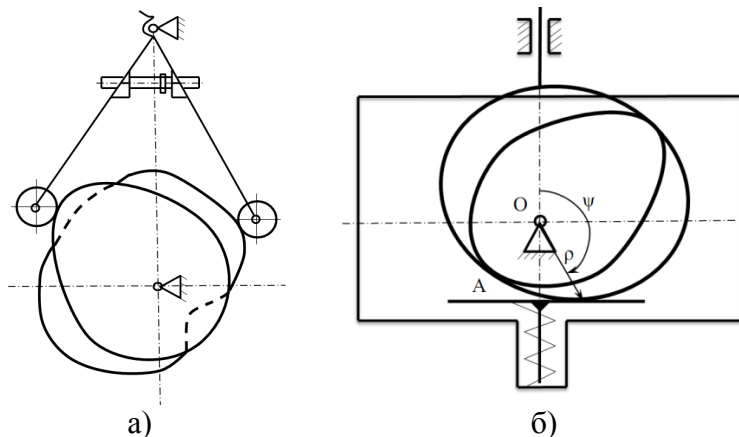


Рис. 1 – Дводискові механізми із попередньо деформованими штовхачами: а – за допомогою болта; б – за допомогою пружини

Припустимо, що стержень і рамка штовхача мають неоднакову поздовжню твердість; тоді механізм має три ступені волі; його динамічна схема надана на (рис. 2).

Позначимо через q_i ($i = 1, 2, 3$) узагальнені координати механізму. Нехай координата $q_1 = \varphi$, де φ – кут, що задає положення кулачка в системі стійки; координати q_2 і q_3 нехай задають у тій же системі

положення точок a і A (точка a належить верхній кромці стержня штовхача, точка A – тарілці,

що притискує рамку до пасивного профілю). Положення точки b стержня штовхача, притиснутої до активного профілю, задає функція $x(\varphi) = \rho_x(\varphi) - \rho_x(0)$, де ρ_x – проекція радіус-вектора активного профілю на вісь OX . Припустимо, що в нижньому граничному положенні штовхача $x = q_2 = q_3 = 0$. Допустимо, нарешті, що $\dot{\varphi} = \text{const}$.

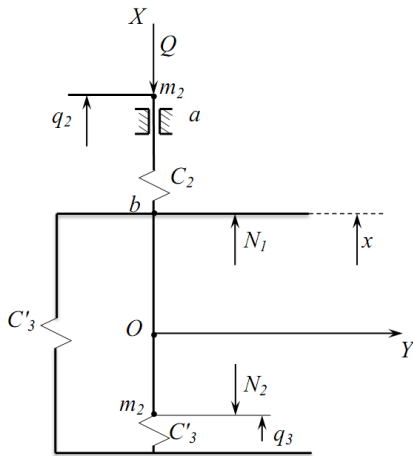


Рис. 2 – Динамічна схема замикання дводискового кулачкового механізму

Приведемо систему всіх мас, ведених штовхачем, разом з масою стержня ab до точки a ; масу системи «рамка – пружина» приведемо до точки A ; нехай $m_i (i=2,3)$ – приведені маси. Через c_2 позначимо приведену твердість веденої системи штовхача і через c_3 – приведену твердість системи «рамка – пружина». Нехай Q – осьова складова приведеної до точки a сили виробничих і паразитних опорів механізму. Сили, які ми будемо розглядати, між собою паралельні і ми присвоїмо позитивний знак силам, напрям яких збігається з позитивним напрямком осі OX .

Введемо в розгляд систему диференціальних рівнянь руху приведених мас механізму. Спершу допустимо, що обидва профілі кулачка позбавлені технологічних помилок. Рівняння запишуться у вигляді

$$\begin{cases} m_2 \ddot{q}_2 - c_2(x - q_2) = -Q, \\ m_3 \ddot{q}_3 = P_0 - N_2, \end{cases} \quad (1)$$

де P_0 – сила попереднього стиску системи «рамка – пружина», N_2 – ідеальна реакція пасивного профілю (це профіль кулачка, що впливає на штовхач через пружний елемент, що здійснює повне замикання вищих пар) і x – функція узагальненої координати q_1 , задана активним профілем кулачка (це профіль кулачка, що має зі штовхачем або з роликком штовхача безпосередній контакт). Далі допустимо, що помилки активного профілю незначні в порівнянні з помилками пасивного (для швидкохідних механізмів таке співвідношення ступенів точності обробки профілів диктується техніко-економічною доцільністю). Тоді система (1) матиме вид

$$\begin{cases} m_2 \ddot{q}_2 - c_2(x - q_2) = Q, \\ m_3 \ddot{q}_3 - c_3(x - q_3^*) = P_0 - N_2, \end{cases} \quad (2)$$

де зірочками показане значення q_3^* , перекручене впливом неперенебрежних помилок пасивного профілю. Перше з рівнянь (2) інтегрується, якщо $Q(x)$ апроксимована деякою функцією. Друге рівняння містить невідому функцію $N_2(x)$, на поведінку якої суттєво впливають помилки похідної $\frac{\delta^2 q_3}{\delta \varphi^2}$ [4].

Представимо (2) у вигляді системи двох рівнянь кінетостатики. Маємо

$$\begin{cases} R_2 + N_1 - Q - P = 0 \\ R_3 - N_2 + P = 0 \end{cases} \quad (3)$$

де $R_i = -m_i \ddot{q}_i$ ($i = 2, 3$) і P – реакція системи «рамка – пружина»; деформацію цієї системи після її попереднього затягування обумовлюють тільки погрішності профілю. Розв'язавши систему (3) щодо ідеальних реакцій, одержимо

$$\begin{aligned} N_1 &= P + Q - R_2, \\ N_2 &= P + R_3, \end{aligned} \quad (4)$$

де

$$P = P_0 + c_3(x - q_3^*). \quad (5)$$

Замикання вищих кінематичних пар механізму буде повним, якщо всюди на інтервалі $[0, 2\pi]$ мають місце нерівності,

$$N_i > 0 \quad (i = 1, 2).$$

Задовольнивши за допомогою (4) і (5) цим нерівностям, одержимо

$$\begin{aligned} P_0^* &> -m_2 \ddot{q}_2 - Q - c_3(x - q_3^*), \\ P &> m_3 \ddot{q}_3 - c_3(x - q_3^*). \end{aligned} \quad (6)$$

З нерівностей (6) розглянемо спочатку першу нерівність. Нехай $\Delta\rho$ – найбільший модуль абсолютної помилки радіус – вектора ρ пасивного профілю. Так як $|x(\varphi - q_3^*)| = |\Delta\rho \cos \psi|$, де ψ – кут радіус-вектора ρ з віссю OX (рис. 1,б), то можна покласти

$$\max x(\varphi - q_3^*) \leq \Delta\rho \quad (7)$$

Додавши абсолютній помилці знак, менш сприятливий для умови повного замикання вищої пари, одержимо перше з нерівностей (6) у вигляді

$$P_0 - \frac{c_3' c_3''}{c_3' - c_3''} \Delta\rho > -m_2 \ddot{q}_2 - Q, \quad (8)$$

де c_3' – приведена твердість рамки і c_3'' – твердість пружини. Маючи розв'язок $q_2(t)$ першого диференціального рівняння, можна знайти за допомогою (8) параметри P_0 і c_3' , задовольняючі поки тільки умову $N_1 > 0$.

Перейдемо до другої нерівності системи (6). Припустимо, що кулачок оброблений по способу малих розподілів; тоді можна скористатися оцінкою Г.А. Ротбарта [4] найбільшого модуля абсолютної помилки прискорення штовхача, викликані погрішностями профілю кулачка. У нашій задачі помилку прискорення виражає двочлен $\ddot{q}_3^* - \ddot{x}$ і оцінка Ротбарта виразиться так:

$$\max |\ddot{q}_3^* - \ddot{x}| = \frac{2\varphi^2}{\Delta\beta^2} \Delta\rho \quad (9)$$

де $\Delta\beta$ – крок при послідовних обертах кулачка в процесі фрезерування пасивного профілю. Запишемо друге з нерівностей у вигляді

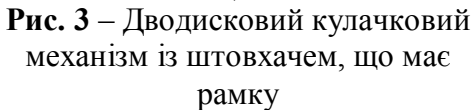
$$P_0^* > m_3(\ddot{q}_2 - \ddot{x}) + m_3 \ddot{x} - c_3(x - q_3^*)$$

і застосуємо оцінку (9). Надавши (9) знак, більш твердий для умови $N_2^* > 0$, одержимо

$$P_0^* - \left(\frac{c_3' c_3''}{c_3' + c_3''} + \frac{2m_3 \varphi^2}{\Delta\beta^2} \right) \Delta\rho > m_3 \ddot{x} \quad (10)$$

Зіставлення правих частин нерівностей (8) і (10), показує, що визначальну роль у проблемі замикання вищих кінематичних пар відіграє дріб $\frac{m_2}{m_3}$. Якщо штовхач приводить у рух важкі маси, якщо його стержень мало податливий і значно важче рамки, то більш слабким буде

Повне замикання вищих кінематичних пар дводискового механізму, штовхач якого має рамку, можна здійснити і для механізму представленому на рис. 3.



На (рис. 4) дана динамічна схема механізму, вищі

Для поставленої задачі, досить розглянути рух

$$m_2 q_2 - c_2(x_1 - q_2) = -Q, \quad (11)$$
$$N_1 - P_1 + c_2(x_1 - q_2) = 0, \quad (12)$$
$$\begin{aligned} N_1 &= P'_0 + c_3''(x_1 - x), \\ N &= P_0 + c_3'(q_3^* - x_1) \end{aligned} \quad (13)$$
$$m_2 \ddot{q}_2 - c(x - q_2) = \frac{c_2 c'_3 (q_3^* - x)}{c_2 + c'_2 + c'_3} + \frac{c_2 (P_0 - P'_0)}{c_2 + c'_2 + c'_3} - Q, \quad (14)$$

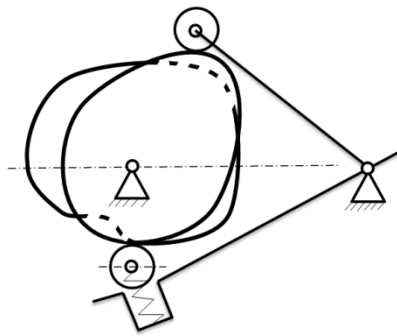
Машинобудування. 2013. №11

$$|q_3^* - x| = \Delta_p \cos \psi$$

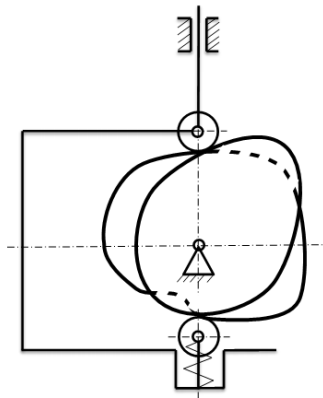
де Δ_p – помилка радіус-вектора пасивного профілю.

Перший член правої частини рівняння (14) вирішує наше завдання – він доводить, що якщо повне замикання пар досягається по (рис. 3) то погрішності пасивного профілю дійсно впливають на рухи точки a . З рівнянь (2) і (14) випливає, що

$$\frac{c}{c_x} = \frac{1}{1 + \frac{c_2}{c_3^2 + c_3}}$$



а)



б)

Рис. 5 – Дводискові кулачкові механізми: а) коромисловий; б) із штовхачем з двома роликами

Отже, передаточна функція $x(\varphi)$ при повному замиканні пар на (рис. 3) спотворюється пружною піддатливістю штовхача в більшій мірі, ніж при замиканні пар на (рис. 1, б).

Результати показують, що обидва вільних параметра пружини, що здійснюють повне замикання вищих пар

дводискового механізму, взаємозалежні нерівностями (8) або (10).

Висновки

Викладений метод добору параметрів пружин, що забезпечує повне замикання вищих кінематичних пар дводискового кулачкового механізму, легко узагальнюється на будь-які дводискові кулачкові механізми, наприклад, на коромислові (рис. 5, а) і на механізми, штовхач яких має два ролики – один ролик сполучений з активним, а інший – з пасивним профілем (рис. 5, б).

Список використаних джерел:

1. Левитская О. Н. Курс теории механизмов и машин : учеб. пособие для механ. спец. вузов / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. – 2-е изд. перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1985. – 279 с.
2. Попов Н. Н. Расчет и проектирование кулачковых механизмов / Н. Н. Попов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980. – 214 с.
3. Озол О. Г. Теория механизмов и машин / О. Г. Озол. – М. : Наука, 1984. – 432 с.
4. Ротбарт Г. А. Кулачковые механизмы / Г. А. Ротбарт. – Л. : Судпромгиз, 1960. – 329 с.

Ізюмська Л. Ф., Малинина Ю.В. «Про умови повного замикання вищих кінематичних пар дводискового кулачкового механізму».

У статті викладений метод підбору параметрів пружин, що забезпечують повне замикання вищих пар дводискового кулачкового механізму з урахуванням впливу погрішностей кулачка.

Ключові слова: кулачкові механізми, дводискові кулачки, замикання вищої пари, пружний елемент, наведена твердість систем, стрижень штовхача, рамка, пружина.

Изюмская Л.Ф., Малинина Ю.В. «Об условиях полного замыкания высших кинематических пар двухдискового кулачкового механизма».

В статье изложен метод подбора параметров пружин, обеспечивающих полное замыкание высших пар двухдискового кулачкового механизма с учетом влияния погрешностей кулачка.

Ключевые слова: кулачковые механизмы, двухдисковые кулачки, замыкание высшей пары, упругий элемент, приведенная твердость систем, стрежень толкателя, рамка, пружина.

Izumskaya L.F, Malinina J.V. “About the conditions of the complete shorting of higher kinematics pairs of double-profile cam”.

In the article the method of selection of parameters of springs that provides the complete shorting of higher pairs of double-profile cam taking into account of influence of inaccuracies of cam.

Key words: cam-gears, two disk fists, shorting of higher pair, resilient element, the brought hardness over of the systems, стрежень of pushrod, scope, spring.

Стаття надійшла до редакції 4 березня 2013 р.

ВЫСОКОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ШЛИФОВАНИЯ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН

1. Актуальность

В условиях сильной конкуренции в энергетическом машиностроении производство становится все более наукоемким. Производители паровых и гидравлических турбин стараются различными способами повысить качество изготавливаемой продукции.

Лопаточный аппарат является самой ответственной и наиболее дорогой частью турбины и составляет 25-30 % общей трудоемкости производства турбин. К проектированию пера лопатки предъявляются повышенные требования по точности и качеству. Точность изготовления рабочей части составляет 0,1 мм. При моделировании закладывается точность расчета 0,001 мм. Вторым важным требованием является качество поверхности (чистота – 8-9-й класс – близка к зеркальной поверхности). Малейшая неровность, получившаяся при проектировании геометрии пера, будет многократно усилена при изготовлении лопатки.

Совершенствование технологии изготовления лопаток, изыскание новых более совершенных методов финишной обработки, обеспечение норм точности изготовления частей лопаток, а также снижение шероховатости поверхностей являются весьма актуальными задачами как с точки зрения повышения надежности и экономичности турбин, так и с точки зрения снижения их себестоимости.

2. Цель работы: обоснование применения технологического комплекса, обеспечивающего процесс многокоординатного глубинного шлифования (МГШ) для обработки лопаток турбин, имеющих длинные криволинейные поверхности, взамен традиционным технологиям обработки.

3. Задачи, решаемые в работе

Сократить время шлифования криволинейных поверхностей лопаток турбин, за счет применения технологического комплекса с пятью одновременно управляемыми координатами и обеспечения плавных, непрерывных перемещений, которые так важны для осуществления такой обработки.

4. Основной материал

При глубинном шлифовании профильных поверхностей лопаток турбин мы сталкиваемся с различными типами поверхностей, для каждого из которых характерна своя специфика обработки. Эти поверхности подразделяются на криволинейные выпуклые, криволинейные

вогнутые, конические выпуклые, конические вогнутые и плоские поверхности (рис. 1).



Рис. 1 – Лопатки турбин различных ступеней

Как правило, детали сначала фрезеруются, а затем на ленточно-шлифовальном станке производится обработка до получения гладкой зеркальной поверхности. Однако ленточное шлифование крупногабаритных лопаток из жаропрочных сталей означает чрезвычайно высокие расходы на инструмент из-за интенсивного износа рабочей поверхности ленты и сложности инструментальной оснастки.

Широкое применение получил ручной способ шлифования и полирования лопаток, особенно последних ступеней турбин (рис. 2).



Рис. 2 – Ручной способ шлифования лопаток

Недостатками данной технологии являются: длительные сроки обработки, грязные условия труда и требуемая высокая квалификация рабочего.

Обработку пера турбинных лопаток также ведут на 5-6 координатных обрабатывающих станках (центрах) зарубежных фирм, таких, как «STARRAG», «LIECHTI», «FERRARY» производства Италии, японских «OKUMA» и немецких «HAMUEL Maschinenbau» при этом такие станки достаточно узкоспециализированные (токарно-фрезерные) и дороги (рис. 3).



Рис. 3 – Обрабатывающие центры ведущих зарубежных фирм

К сожалению, по известным причинам, отечественное станкостроение не может предложить достойную номенклатуру подобных станков.

Одним из выхода со сложившейся ситуации на наш взгляд является создание и внедрение станков с параллельной кинематикой на основе стержневых механизмов.

Подвижные стержневые каркасные механизмы позволяют создавать облегченные технологические машины для операций финишной обработки крупногабаритных турбинных лопаток.

Как видно из рис. 4, основной частью каркасной конструкции является универсальный модуль линейного перемещения, который соединяет собой верхнее и нижнее основание станка, являясь одновременно и несущим элементом конструкции. Нижнее и верхнее основание являются индивидуальными для каждого типа конструкции. Это довольно простые детали и изготавливаются, как правило, за одну установку на станке с ЧПУ.

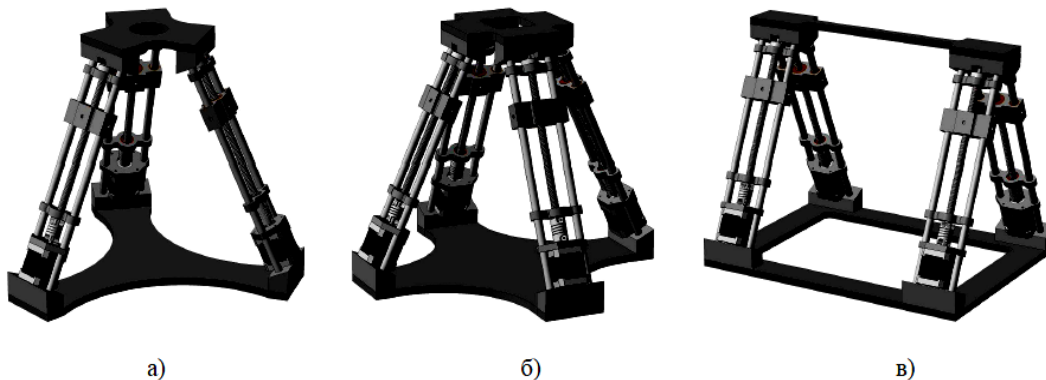


Рис. 4 – Возможные варианты каркасных компоновок станков с применением универсального модуля: а – трехгранная пирамида; б – четырехгранная пирамида; в – клин

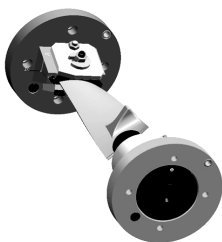


Рис. 5 – Станочное приспособление для крепления лопатки

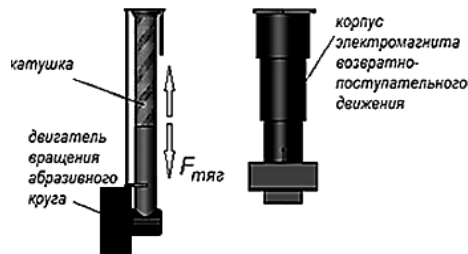


Рис. 6 – Силовая головка с электромагнитным приводом подач

Ориентирование лопатки в пространстве (до 5-ти координат) обеспечивается с помощью закрепленного на стержневом каркасе, приспособления (рис. 5) Двигатели (шаговые) универсального модуля, в зависимости от конфигурации рабочей части лопатки ориентируют обрабатываемый объект таким образом чтобы

обеспечит его постоянный контакт с шлифовальным кругом, расположенным на силовой головке (рис.6) с электромагнитным приводом подач, которая обеспечивает необходимую силу прижима круга к обрабатываемой поверхности лопатки.

Концепция гибридного каркасного станка реализована в моделирующем пакете «SolidWorks» и показана на рис. 7.

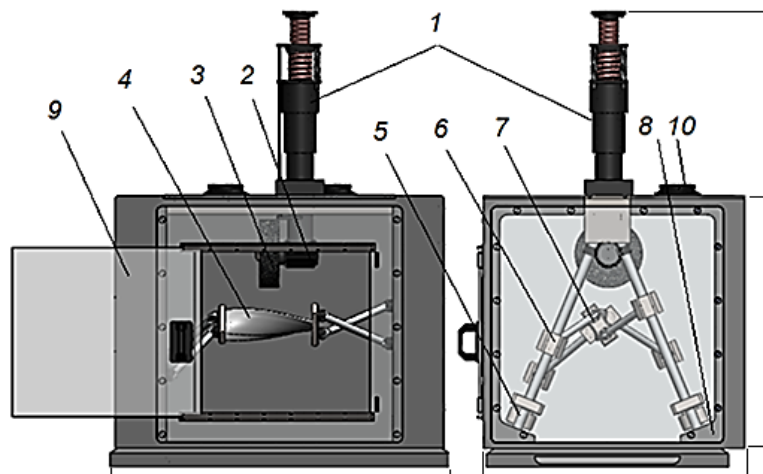


Рис. 7 – Предлагаемая компоновка станка для финишной обработки рабочей поверхности пера лопатки: 1 – силовая головка шлифовальная с электромагнитным приводом подачи; 2 – электродвигатель вращения абразивного круга; 3 – абразивный круг; 4- заготовка (лопатка); 5 – шаговый двигатель, обеспечивающий перемещение каретки 6; 7 – станочное приспособление для крепления заготовки; 8 – корпус станка; 9 – прозрачная дверца; 10 – вытяжка

Выводы

Станки с параллельной кинематикой являются перспективной альтернативой традиционному металлообрабатывающему оборудованию. Пространственные МПС на штангах переменной или постоянной длины дают возможность обеспечить исполнительному органу до 6-и степеней свободы при неизменной структуре механизма, выполнять ускоренные линейные перемещения с одновременной ориентацией относительно объекта обработки, позволяют ИО станка выполнять точные манипуляции с объектом обработки, например, такие, как измерение, переустановка или перебазирование. Станки, построенные на основе пространственных винтовых стержневых систем с МПС способны заменить громоздкие обрабатывающие комплексы для крупногабаритных деталей, а в некоторых случаях вытеснить станки традиционной компоновки за счет своей многофункциональности, меньшей массы, повышенной жесткости.

Список использованных источников:

1. Старков В. К. Шлифование высокопористыми кругами / В. К. Старков. – М. : Машиностроение, 2007. – 688 с.
2. Полетаев В. А. Глубинное шлифование лопаток турбин: библиотека технолога / В. А. Полетаев, Д. И. Волков. – М. : Машиностроение, 2009. – 272 с.
3. Кузнецов Ю. Н. Компоновки станков с механизмами параллельной структуры / Ю. Н. Кузнецов, Д. А. Дмитриев, Г. Е. Диневич ; под. ред. Ю. Н. Кузнецова. – Херсон : ЧП Вышемирский В. С., 2010. – 471 с.

Кондратюк О.Л. «Высокотехнологическое обеспечение шлифования сложнопрофильных поверхностей крупногабаритных лопаток турбин».

В статье рассмотрены вопросы по применению прогрессивного метода обработки сложнопрофильных поверхностей лопаток турбин на многокоординатном шлифовальном

станке с параллельной структурой.

Ключевые слова: лопатка, шлифование, финишная обработка, технологический комплекс, процесс, шероховатость.

Кондратюк О.Л. «Високотехнологічне забезпечення шліфування складнопрофільних поверхонь великогабаритних лопаток турбін».

У статті розглянуті питання по застосуванню прогресивного методу обробки складнопрофільних поверхонь лопаток турбін на багатокоординатному шліфувальному верстаті з паралельною структурою.

Ключові слова: лопатка, шліфування, фінішна обробка, технологічний комплекс, процес, шорсткість

Kondratyuk O.L. “High-tech software complex-surface grinding of large turbine blades.”

The questions on the application of a progressive method of processing complex structure surfaces of turbine blades for multi-axis grinding machine with parallel structure.

Key words: blade, grinding, finishing, processing facility, a process roughness.

Стаття надійшла до редакції 16 травня 2013 р.

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ И КОНТРОЛЯ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО МИКРОРЕЛЬЕФА ОБРАБОТАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ БИОИНЖЕНЕРНЫХ ПОЛИМЕРНЫХ ИЗДЕЛИЙ

1. Актуальность проблемы

Решение проблемы формирования функционального поверхностного слоя полимерных изделий биотехнического назначения в процессе алмазной лезвийной обработки и осуществление контроля микро- и субмикрорельефных параметров на основе выбранного критерия функциональности микрорельефа обработанной поверхности актуальной.

2. Анализ предыдущих исследований и постановка задачи

Оценка шероховатости поверхности только по результатам измерения по параметру среднеарифметического отклонения профиля (R_a) или по высоте микронеровностей обработанной поверхности по 10 точкам (R_z) не является всесторонней, так как эти показатели не учитывают шага и профиля макронеровностей и характер неоднородности шероховатости [1 - 4]. Варьируя параметры режима резания можно получить совершенно различный макрогеометрический профиль поверхности, сохраняя практически постоянным значение параметра R_a , однако эксплуатационные свойства таких поверхностей будут совершенно различными и это необходимо исследовать.

3. Основные результаты исследований

На рис. 1 - 3 показаны профилограммы обработанных поверхностей заготовок из полистирола (ПС), обработанных с различными параметрами режима резания. Измерение производилось поперек и вдоль направления продольной подачи однозубой алмазной фрезы (вектора D_s).

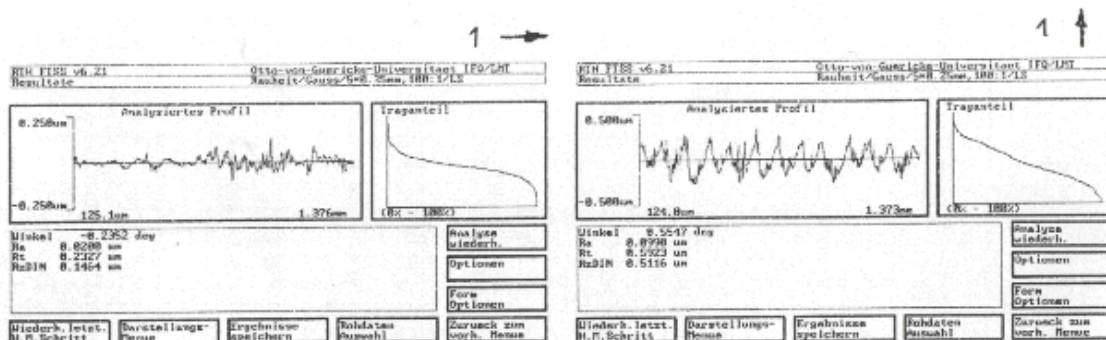


Рис. 1 – Профилограммы поверхности образца №1 из ПС ($v = 1705$ м/мин; $s_z = 0,8$ мкм/зуб; $t = 0,1$ мм) поперек и вдоль вектора D_s

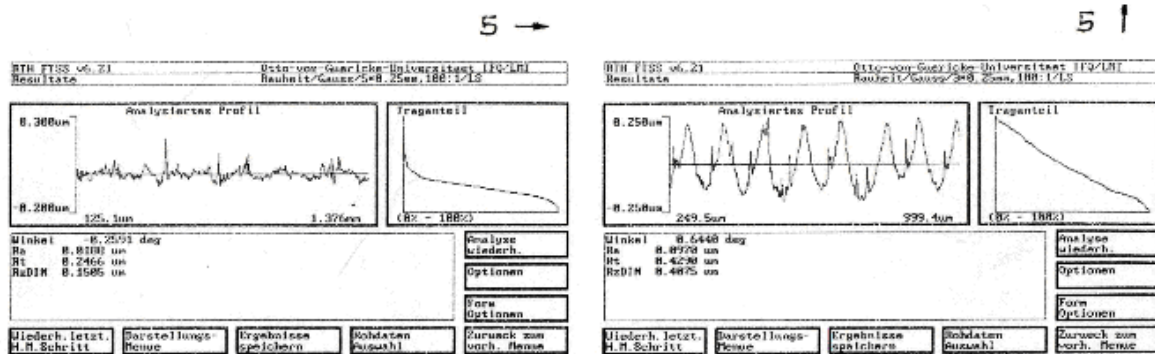


Рис. 2 – Профиліограми поверхності зразка №5 із ПС ($v = 853$ м/мин;
 $s_z = 4,2$ мкм/зуб; $t = 0,1$ мм) поперек і вдоль вектора D_s

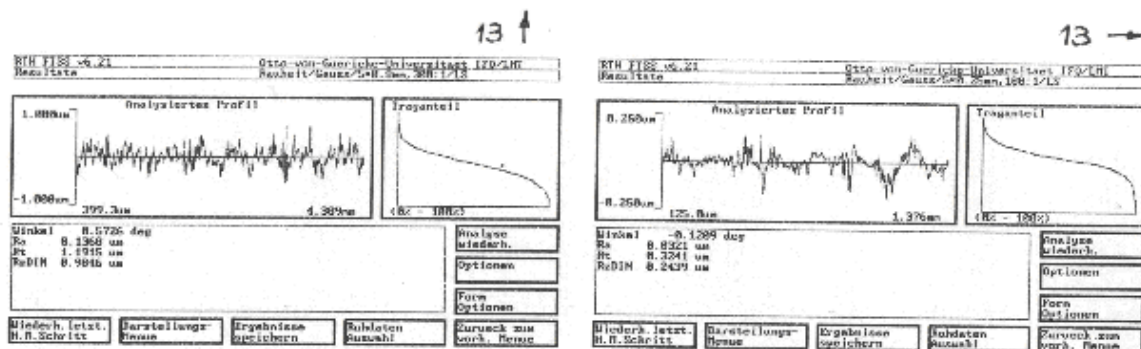
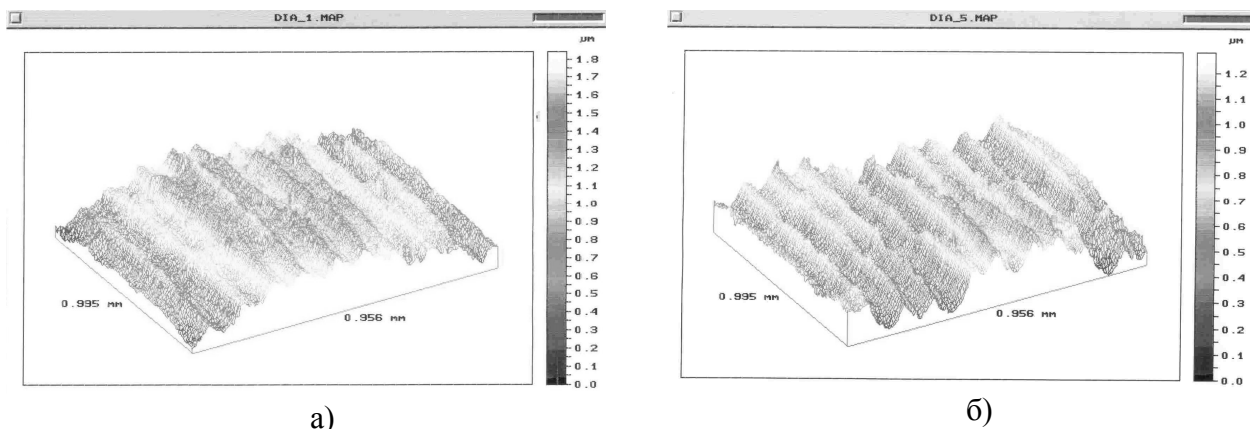


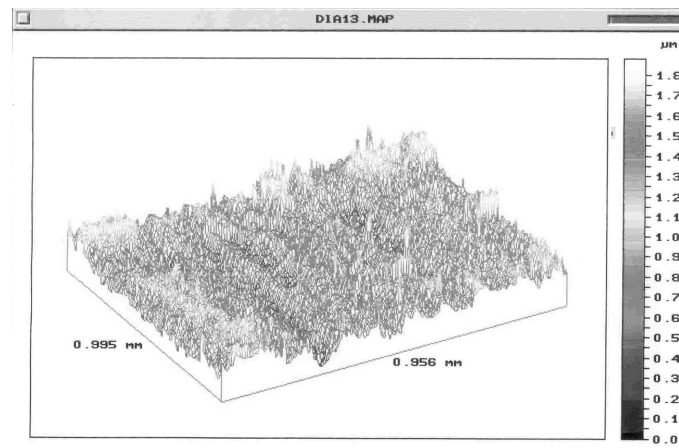
Рис. 3 – Профиліограми поверхності зразка №13 із ПС ($v = 1705$ м/мин;
 $s_z = 8,75$ мкм/зуб; $t = 0,1$ мм) поперек і вдоль вектора D_s

Несмотря на существенные различия в значениях параметров режима резания при обработке этих поверхностей, значение их шероховатости по параметру среднеарифметического отклонения профиля отличается незначительно (средние значения вдоль направления главного движения резания: $Ra_{1>} = 0,026$ мкм, $Ra_{5>} = 0,019$ мкм, $Ra_{13>} = 0,037$ мкм; в поперечном направлении: $Ra_{1^{\wedge}} = 0,111$ мкм, $Ra_{5^{\wedge}} = 0,099$ мкм, $Ra_{13^{\wedge}} = 0,142$ мкм). Однако 3D топограммы этих поверхностей, полученные при помощи интерферометра модели WYKO RST500 [5] (рис. 4), показывают значительное различие характера сформированного микрорельефа, что существенным образом отражается на эксплуатационных характеристиках, в частности, на показателе светового выхода готового изделия (рис. 5).



а)

б)



в)

Рис. 4 – Топограммы поверхности после обработки однозубой алмазной фрезой:

- а) при $v = 1705$ м/мин; $s_z = 0,8$ мкм/зуб; $t = 0,1$ мм;
- б) при $v = 853$ м/мин; $s_z = 4,2$ мкм/зуб; $t = 0,1$ мм
- в) при $v = 1705$ м/мин; $s_z = 8,75$ мкм/зуб; $t = 0,1$ мм

Из-за определенного диапазона требований к микрогеометрии формируемых в процессе резания функциональных поверхностей, которая определяется геометрией режущей кромки инструмента, а также варьированием параметрами режима резания, особый интерес представляет рассмотрение вопроса влияния этих факторов на формирование различных вариантов распределения высот неровностей получаемого профиля, который определяет функциональные характеристики образуемых обработанных поверхностей готовых изделий оптического и биоинженерного назначения.

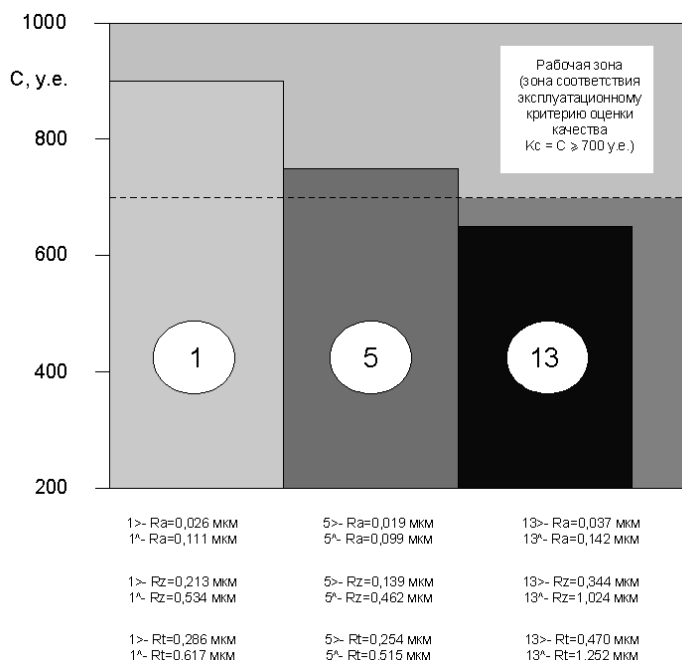


Рис. 5 – Влияние характера сформированного микрорельефа на показатель светового выхода изделия

Законы распределения точек экстремумов высот и впадин неровностей профиля могут быть различными и при этом характер их распределения на обработанной поверхности может отличаться от нормального закона. Для установления реального закона распределения ординат высот микронеровностей с регулярным, т.е. периодическим профилем экспериментально было получено большое количество профилограмм, на которых отображены стандартные параметры шероховатости в двух взаимно перпендикулярных по отношению к направлению следа движения режущего клина алмазного

инструмента (в направлениях векторов главного движения резания D_z и движения продольной подачи D_s) на поверхностях образцов, полученных при различных параметрах режима

ультрапрезизионного фрезерования.

На рисунке 6 представлены 2D и 3D топограммы и соответствующая им гистограмма поверхности изделия из ПС, полученной при торцовом фрезеровании однозубой фрезой с алмазной режцовкой вставкой.

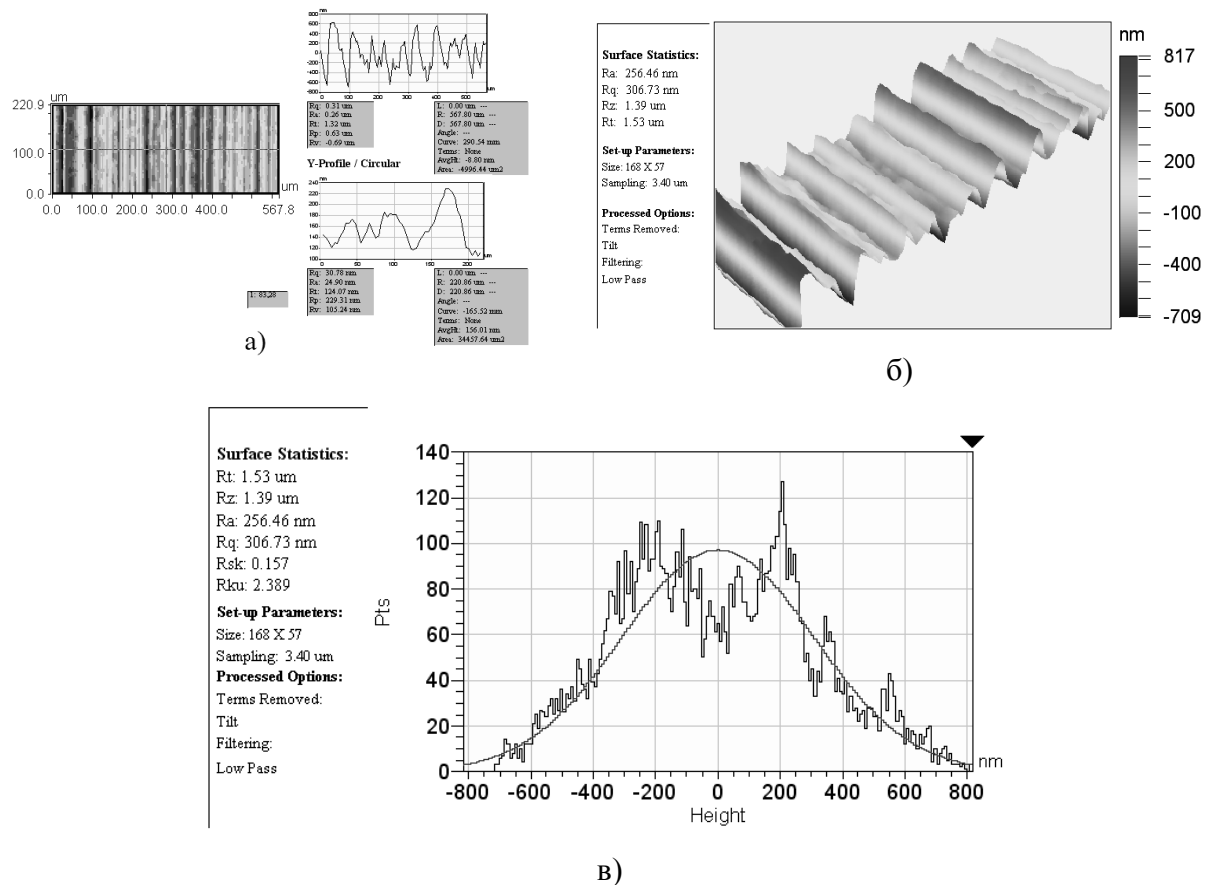


Рис. 6 – Параметры микрогеометрического профиля поверхности, полученной при торцовом алмазном фрезеровании полистирола однозубой фрезой при $v = 1$ м/с; $s_z = 10$ мкм/зуб; $t = 30$ мкм: а) 2D топограмма; б) 3D топограмма; в) гистограмма поверхности

В структуре микропрофиля обработанных поверхностей преобладает периодическая составляющая, наличие которой подтверждается величиной коэффициента регулярности $K_p = 0,75$.

Выводы

1. Для прецизионной лезвийной алмазной обработки, в результате которой предполагается формирование функциональных поверхностей полимерных биоинженерных изделий с заданным регулярным микрогеометрическим профилем, сложно согласовать законы распределения шероховатости по высоте профиля с нормальным законом распределения. При этом возникает необходимость создания соответствующей математической модели.

2. При достижении высокого качества регулярного формообразования на этапе ультрапрецизионной алмазной лезвийной обработки инструментом заданной геометрии целесообразно исключение из технологического цикла операции шлифования и полирования.

Список использованных источников:

1. Армареги И. Дж. А. Обработка металлов резанием / И. Дж. А. Армареги, Р. Х. Браун. – М. : Машиностроение, 1977. – 325 с.
2. Таратыпов О. В. Особенности микрорезания при суперфинишировании / О. В. Таратыпов // Технология и производство деталей автомобильной техники. – М., 1990. – С. 50–59.
3. Ultra-Precision Metal Cutting – Past, Present and Future / N. Ikawa, R. R. Donaldson, R. Komanduri, W. Koenig, P.A. McKeown, T. Moriwaki, I.F. Stowers // Annals of the CIRP. – 1991. – Vol. 40 (1). – P. 587–594.
4. Лавриненко С. Н. Исследование наногеометрических характеристик поверхности полимерной оптики после прецизионной лезвийной обработки / С. Н. Лавриненко // Резание и инструмент в технологических системах. – 1999. – № 53. – С. 100–103.
5. WYKO Corporation. RST 500 Operator's Guide / Version 1.60 – 980–082 A – 47 p.

Лавриненко С.Н. «Особенности формирования и контроля функционального микрорельефа обработанной поверхности биоинженерных полимерных изделий».

Статья посвящена решению актуальной проблемы формирования функционального поверхностного слоя полимерных изделий биоинженерного назначения в процессе алмазной лезвийной обработки и осуществлению контроля микро- и субмикрогеометрических параметров на основе выбранного критерия функциональности микрорельефа обработанной поверхности.

Ключевые слова: функциональный микрорельеф, параметры шероховатости, алмазная лезвийная обработка, биоинженерные полимеры.

Лавриненко С.М. «Особливості формування та контролю функціонального мікрорельєфу обробленої поверхні біоінженерних полімерних виробів».

Стаття присвячена вирішенню актуальної проблеми формування функціонального поверхневого шару полімерних виробів біоінженерного призначення в процесі алмазної лезової обробки та здійсненню контролю мікро- і субмікрогеометричних параметрів на основі обраного критерію функціональності мікрорельєфу обробленої поверхні.

Ключові слова: функціональний мікрорельєф, параметри шорсткості, алмазна лезова обробка, біоінженерні полімери.

Lavrynenko S.N. “Features of formation and control of functional bioengineered polymer components machined surface micro relief”.

The article is devoted to solving the actual problem of forming a functional surface layer of polymer products for bioengineered destination by diamond cutting and control of micro- and submicrogeometrical parameters which based on selected criteria for functional micro-relief of finished surface.

Keywords: functional microrelief, roughness parameters, diamond cutting, bioengineering polymers.

Стаття надійшла до редакції 29 березня 2013 р.

ВЫВОД ЭМПИРИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ШЕРОХОВАТОСТИ ОБРАБОТАННОЙ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ВАЛОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ, УГЛА СКРЕЩИВАНИЯ ОСЕЙ, АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

1. Введение

В случае возникновения необходимости установления наиболее благоприятных режимов резания, а так же угла скрещивания осей обрабатываемого вала и чашечного инструмента, не всегда есть возможность провести экспериментальные исследования в этом направлении. Это объясняется большими материальными и финансовыми затратами. Наиболее быстрым и относительно малозатратным методом является использование аналитических формул зависимости шероховатости обработанной поверхности от режимов резания и угла скрещивания осей вала и инструмента. В этом случае возникает необходимость вывода этих формул. Были выведены эмпирические формулы для определения зависимости шероховатости обработанной поверхности от режимов резания и угла скрещивания осей вала и чашечного инструмента, при точении гладких цилиндрических валов [3].

Поэтому целью данной работы, является вывод эмпирических формул зависимости шероховатости рабочей поверхности винтовых валковых калибров от режимов резания и угла скрещивания.

2. Основная часть

Для вывода эмпирических зависимостей были проведены серии экспериментов по определению шероховатости обработанной рабочей поверхности винтовых валковых калибров, при чистовом точении. Шероховатость поверхности установленных валов при различных значениях режимов резания и угла скрещивания. Все полученные результаты представлены в протоколах (табл. 1-4).

Анализ данных записанных в протоколах позволяет сделать вывод, что шероховатость обработанной поверхности, получившейся в результате чистовой обработки винтовых валковых калибров, чашечными принудительно вращающимся резцами находится в прямой зависимости от режимов резания и угла скрещивания. Запишем эти зависимости в общем виде.

В нашем случае зависимость шероховатости поверхности от режимов резания и угла скрещивания выразится следующим выражениями:

$$\begin{aligned} R_a &= C_{Ra}^1 \times V^{x_{Ra}}, & R_a &= C_{Ra}^2 \times S^{y_{Ra}}, \\ R_a &= C_{Ra}^3 \times t^{z_{Ra}}, & R_a &= C_{Ra}^4 \times \lambda^{k_{Ra}}. \end{aligned} \quad (1)$$

Коэффициенты C_{Ra}^1 ; C_{Ra}^2 ; C_{Ra}^3 ; C_{Ra}^4 и показатели X_{Ra} ; Y_{Ra} ; Z_{Ra} ; K_{Ra} при V ; S ; t и λ_c определяется логарифмированием уравнений. Для проведения дальнейших расчетов воспользуемся данными из протоколов (табл. 1- 4).

Таблица 1 – Зависимость шероховатости обработанной поверхности от угла скреживания, при $V=8$ м/с, $S=0.38$ мм/об, $t=0.4$ мм

Угол скреживания λ_c	Шероховатость обратной поверхности
	Высота микронеровностей Ra
105	1.5
110	1.25
115	1
120	0.8
125	0.64
130	0.58
140	0.5
145	0.51
150	0.52
155	0.56
160	0.62

Таблица 2 – Зависимость шероховатости обработанной поверхности от скорости резания, при $\lambda_c=135^\circ$, $S=0.38$ мм/об, $t=0.4$ мм

Скорость резания, м/с	Шероховатость обратной поверхности
V	Высота микронеровностей Ra
3,5	1,25
4,5	1
6,0	0,8
7,5	0,67
9	0,63
10,5	0,59
12	0,59

Таблица 3 – Зависимость шероховатости обратной поверхности от подачи, при $\lambda_c=135^\circ$, $V=8$ м/с, $t=0.4$ мм

Подача	Шероховатость обратной поверхности
S	Высота микронеровностей Ra
0,2	0,5
0,4	0,52
0,5	0,52
0,6	0,56
0,7	0,59
0,9	0,59
1	0,63

Таблица 4 – Зависимость шероховатости обработанной поверхности от глубины, при $\lambda_c=135^\circ$, $V=8$ м/с, $S=0.38$ мм/об

Глубина резания	Шероховатость обратной поверхности
t	Высота микронеровностей Ra
0,2	0,5
0,4	0,62
0,6	0,74
0,8	0,81
1	0,9
1,2	
1,4	

Запишем и решим в качестве примера следующее уравнение:

$$\lg Ra = \lg C_{Ra}^1 + X_{Ra} \lg V \quad (2)$$

Подставив предельные значения Ra и V, из протоколов запишем:

$$\lg 1.25 = \lg C_{Ra}^1 + X_{Ra} \lg 3.5 \quad (3)$$

$$\lg 0.59 = \lg C_{Ra}^1 + X_{Ra} \lg 12$$

Решив совместное уравнение, найдем показатель степени X_{Ra} при скорости резания $V=0.12$.

Аналогично найдем остальные показатели степеней при S , t , λ_c равные $Y_{Ra} = 0.14$, $Z_{Ra} = 0.53$, $K_{Ra} = -0.35$.

Зависимость Ra от режимов резания и угла скрещивания будет иметь вид:

$$Ra = C_{Ra} \times V^{x_{Ra}} \times S^{y_{Ra}} \times t^{z_{Ra}} \times \lambda^{k_{Ra}} \quad (4)$$

Прологарифмировав это уравнение, подставим в него значение Ra , V , S , t , λ_c найдем – C_{Ra}

$$C_{Ra}^1 = \frac{Ra}{V^{x_{Ra}} \times S^{y_{Ra}} \times t^{z_{Ra}} \times \lambda_c^{k_{Ra}}} = 104 \quad (5)$$

Тогда зависимость шероховатости поверхности от режимов резания и угла скрещивания выразится конечной формулой:

$$Ra = 104 \times V^{-1.2} \times S^{0.14} \times t^{0.53} \times \lambda^{-3.35} \quad (6)$$

Выводы

Полученные эмпирическим путем аналитические зависимости величины шероховатости обратной рабочей поверхности винтовых валковых калибров позволяют сохранить время и финансовые затраты по определению величины шероховатости (Ra) от режимов резания (V ; S ; t), а так же угла скрещивания заготовки и инструмента. Появилась возможность определить режимы резания и угол скрещивания при заданном значении шероховатости математическим методом.

Список использованных источников:

1. Маталин А. А. Технология машиностроения / А. А. Маталин. – Л. : Машиностроение, 1995. – 542 с.
2. Гурин Ф. Р. Повышение качества и точности поверхности валов технологическими методами / Ф. М. Гурин, Е. У. Зарубицкий, Л. Д. Мелконов // Режущий инструмент и производительная обработка резанием : материалы Всесоюзного науч.-техн. семинара. – М. : МДНТП, 1982. – С. 122–128.
3. Мелконов Л. Д. Исследование влияния угла скрещивания и режимов резания на качество и точность обработанной поверхности чашечными принудительно вращающимся резцом / Л. Д. Мелконов // Прогрессивные конструкции режущих инструментов и рациональные условия их эксплуатации : сб. – М. : МДНТП, 1983. – С. 34–38.
4. Мелконов Л. Д. Технологические особенности обработки рабочих поверхностей винтовых валковых калибров чашечными принудительно вращающимися резцами / Л. Д. Мелконов. – Луганск, 2012. – С. 52–57.

Мелконов Л.Д. «Вывод эмпирических зависимостей шероховатости обработанной рабочей поверхности валов в зависимости от режимов резания, угла скрещивания осей, аналитическим методом».

Предложен аналитический метод расчета величины шероховатости поверхности обработанной поверхности валов чашечными принудительно вращающимися резцами. Применение выведенных эмпирических зависимостей позволит сократить время и материальные затраты на определение шероховатости.

Ключевые слова: шероховатость поверхности, режим резания, угол скрещивания, математическая зависимость.

Мелконов Л.Д. «Виведення емпіричних залежностей шорсткості обробленої робочої поверхні валів в залежності від режимів різання, кута схрещування осей, аналітичним методом».

Запропоновано аналітичний метод розрахунку величини шорсткості поверхні обробленої поверхні гвинтових валкових калібрів чашковими примусово обертовими різцями. Застосування виведених емпіричних залежностей дозволить скоротити час і матеріальні витрати на визначення шорсткості.

Ключові слова: шорсткість поверхні, режим різання, кут схрещування, математична залежність.

Melkonov L.D. "Conclusion empericheskikh dependency of the working surface roughness of the machined roller shafts of the cutting, the angle of crossing of the axes by an analytical method".

An analytical method of calculating the surface roughness of the machined surface roller screw gauge cup forcibly rotating cutters. Application withdrawn empericheskikh dependency will reduce the time and material costs to determine the surface roughness.

Key words: surface roughness, the cutting mode, the angle of crossing, a mathematical relationship.

Стаття надійшла до редакції 3 квітня 2013 р.

АВТОМАТИЗАЦІЯ ФОРМУВАННЯ КАРТОННИХ ПАЧОК

1. Актуальність проблеми

В наш час багато галузей народного господарства випускають тисячі найменувань фасованої продукції. В картонні пачки фасуються такі продукти харчової промисловості, як чай, сіль, сода, макарони, крупи та ін. Зростання об'ємів випуску продукції в значній мірі залежить від продуктивності фасувального обладнання. В багатьох виробництвах формування картонних пачок виконується вручну, що стримує зростання об'єму випуску продукції. Вирішення проблеми підвищення продуктивності вузла формування картонних пачок дасть змогу суттєво підвищити і продуктивність пакувальних машин. В пакувальних машинах автоматичної дії формування картонних пачок здійснюється із плоско складених заготовок.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналіз літератури показує, що існує три основних способи формування пачок із плоско складених заготовок: за допомогою механічних, пневматичних та комбінованих робочих органів. Найбільш розповсюджені пристрої з пневматичними робочими органами. Характерними представниками таких пристроїв можуть бути конструкції, новизна яких зареєстрована трьома авторськими свідоцтвами. Найпростішим є спосіб, представлений в авторському свідоцтві SU № 1685804 [1]. Принцип дії пристрою ґрунтується на вакуумному захваті однієї із сторін пачки та її подальшому формуванні. Стопу картонних пачок розміщують в магазині. Виділення кожної пачки проводять за допомогою вакуумного захвата. Потім пачку переміщують з одночасною дією на одну з його бокових граней криволінійним розкривачем. При цьому пачка стає об'ємною.

В пристрої [2] принцип дії ґрунтується на тому, що заготовки пачок в магазині захоплюються вакуумним захватом, причому бокові клапани пачки, що прилягають до магазину утримуються стержнями. Під час повороту осі одна напрямна закриває нижній передній клапан, а друга – підгинає нижній задній клапан. Під час руху конвеєра два штовхачі рухаються назустріч, при цьому закривається задній нижній клапан.

Також відомий пристрій для поштучної подачі і формування картонних пачок із плоско складених заготовок [3]. Він складається із магазину з заготовками, ротора, встановленого на горизонтальній осі, вакуум-присоски для розкриття заготовок та конвеєра з лотками для заготовок.

Ретельний аналіз цих конструктивних схем пристроїв виявив такі основні їх недоліки:

- невисока надійність роботи вакуум-присосок (не захоплення ними пачки);
- наявність холостого ходу під час зворотного руху вакуум-присосок; - низька продуктивність.

3. Виклад основного матеріалу досліджень

Нами запропонований механічний пристрій для автоматичного формування картонних пачок. Будову і принцип дії розглянемо на прикладі формування картонної пачки для упаковки чаю.

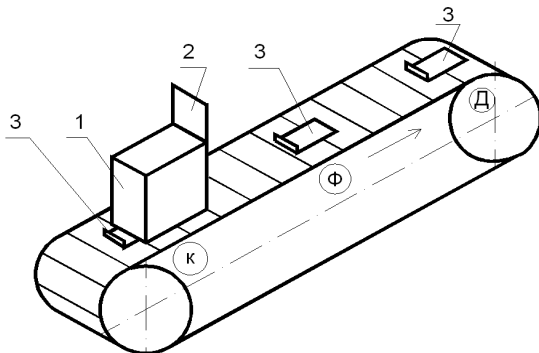


Рис. 1 – Механічний пристрій для автоматичного формування картонних пачок: 1 – магазин; 2 – засув; 3 – лотки

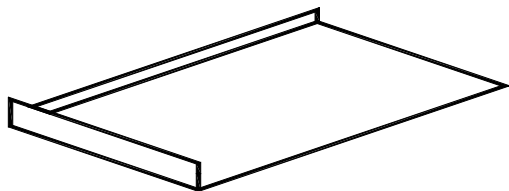


Рис. 2 – Лоток для переміщення картонних пачок

При цьому русі закривається задній клапан пачки 3 і відбувається загрузка порожньої пачки упаковкою чаю з фасувального автомата. Під час загрузки упаковки з чаєм коробка утримується за допомогою захватів маніпулятора.

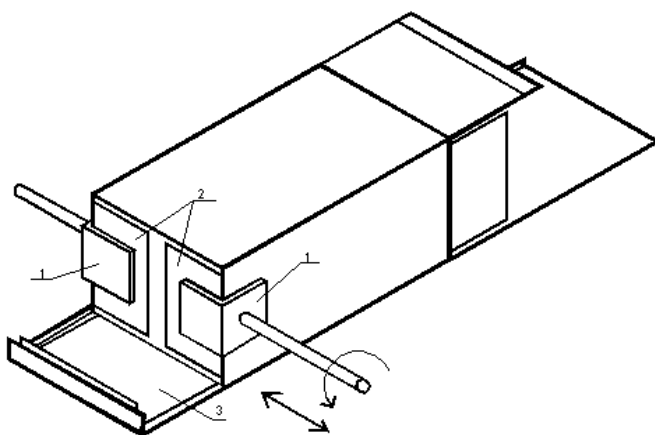


Рис. 3 – Схема формування картонної пачки: 1 – маніпулятори; 2 – бокові клапани; 3 – задній клапан

На механічному кільцевому конвеєрі (рис. 1) закріплені лотки 3 спеціальної форми (рис. 2). Ширина лотка відповідає ширині об'ємної картонної пачки, а задня частина лотка загнута під прямим кутом.

Плоско складені верхньою частиною вперед пачки розміщуються в магазині (1) із засувом (2). Засув пропускає тільки нижню пачку. При русі конвеєра виступ лотка захватчує плоско складену пачку (позиція К).

При переміщенні лотка в позицію Φ (рис. 3) з боків конвеєра назустріч друг другу висуваються захвати маніпулятора 1, які мають форму кута. При цьому русі захвати одночасно, за рахунок їх форми, розкривають пачку і закривають її нижні бокові клапани (2). В цій же позиції Φ маніпулятори повертають об'ємну картонну пачку проти руху конвеєра на кут 90 градусів.

При цьому забезпечується чітка синхронізація часу знаходження пачки під фасувальним автоматом з моментом загрузки упаковки з чаєм. Маніпулятори повертаються в початкове положення, а конвеєр переміщує лоток з вертикально розташованою коробкою в позицію Д, яка знаходиться на повороті конвеєра. При цьому коробка з чаєм випадає на другу конвеєрну лінію, на якій відбувається заключне формування картонної упаковки з чаєм (закриваються верхні клапани).

Висновки

Представлений механічний пристрій має просту конструкцію; не потребує великих затрат на виробництво і експлуатацію; суміщає на одній позиції дві операції: формування

картонної пачки і загрузку в цю пачку розфасованої упаковки з чаєм; дозволяє швидко виконувати переналадку конвеєрної лінії на інший формат картонної пачки шляхом заміни лотків.

Список використаних джерел:

1. А. с. 1685804 СССР, МПК⁵ В 65 43/32. Способ поштучного отбора из стопы картонных плоскосложенных ящиков и их формирования / К. М. Федоров, Ю. Н. Стеблецкий, Н. В. Марчук ; Киев. технол. ин-т пищ. пром-сти. – № 4740659/13 ; заявл. 28.06.1989 ; опубл. 23.10.1991, Бюл. № 39.
2. А. с. 1446032 СССР, МПК⁴ В 65 43/26 Устройство для поштучной выдачи картонных плоскосложенных коробок и их формирования / Г. Ф. Деркач, А. А. Уманцев, К. Ш. Слуцкий ; Техрыбпром. – № 4241757/28-13 ; заявл. 11.05.1987 ; опубл. 23.12.1988, Бюл. № 47.
3. А. с. 2000261 СССР МПК⁵ В 65 43/18. Устройство для поштучной подачи и формирования картонных пачек из плоскосложенных заготовок / Е. Л. Перельман, В. Н. Тарасов, Ю. В. Буланцев ; Ленингр. науч.-производ. об-ние «Прогресс». – № 4925788/13 ; заявл. 04.04.1991 ; опубл. 07.09.1993, Бюл. № 33/36.

Дашкевич О.С. «Автоматизація формування картонних пачок».

В статті зроблений аналіз пристроїв для автоматизації процесу формування плоско складених картонних пачок і запропоновано механічний пристрій, який має просту, економічну конструкцію і дозволяючий збільшити продуктивність процесу їх формування.

Ключові слова: картонні коробки, автоматизація, конвеєр, формування, конструкція.

Дашкевич А.С. «Автоматизация формирования картонных пачек».

В статье сделан анализ устройств для автоматизации процесса формирования плоско сложенных картонных пачек и предложено механическое устройство, имеющее простую, экономичную конструкцию и позволяющее повысить производительность процесса их формирования.

Ключевые слова: картонные коробки, автоматизация, конвейер, формирование, конструкция.

Dashkevich A.S. “Automation of carton boxes formation”.

The analysis of carton boxes formation automation processes is made. The new mechanical device with simple, economic design and higher productivity level is proposed.

Key words: carton boxes, automation, conveyor, formation, design.

Стаття надійшла до редакції 25 березня 2013 р.

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОЙСТВ СТАЛИ 03X19AG3N10 ДВУХ СПОСОБОВ ВЫПЛАВКИ ДЛЯ ВЫПАРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

1. Состояние вопроса

Эффективным путем снижения металлоемкости химического оборудования является внедрение высоколегированных нержавеющих сталей с азотом. Подавляющее большинство нержавеющих сталей, особенно вновь разрабатываемых, содержат азот в широком диапазоне концентраций от 0,1 до 1 % и более [1]. Констатируется повышение прочностных свойств аустенитных нержавеющих сталей под влиянием азота, положительное влияние на стойкость против межкристаллитной коррозии (МКК) [2]. Новая немецкая сталь Реманит 4565, содержащий до 0,42 % азота с пределом текучести до 420 МПа рекомендуется для использования в химической промышленности, особенно для толстостенного оборудования производств бумажной и нефтегазовой промышленности [3]. В случае использования специальных установок, в которых выплавка производится под давлением, может быть изготовлен металл, содержащий до 1 % азота. Высокопрочный японский сплав с 20-30 % хрома, до 10 % никеля, 0,3-0,8 % азота и 0,02 % углерода имеет высокую стойкость против общей коррозии [4].

Таким образом, анализ литературных данных показал, что легирование азотом аустенитных коррозионностойких сталей способствует упрочнению и повышению её коррозионной стойкости. Поэтому целесообразно расширение применения хромоникелевых сталей с азотом в оборудовании, работающем в средах производств азотной кислоты, бумажной, нефтегазовой промышленности и т.п.

2. Основной материал

Низкоуглеродистая коррозионностойкая сталь марки 03X19AG3N10 с пределом текучести более 350 МПа разработана как заменитель менее прочной стали 03X18N11. Предполагалось, что введение марганца и азота будет способствовать повышению прочностных свойств, не отражаясь на коррозионной стойкости, так как в новой стали также предусматривалось низкое содержание углерода – не более 0,03 %, как и в стали 03X18N11. В дальнейшем было установлено, что при низком содержании углерода азот не только не ухудшает, но и способствует повышению стойкости против МКК в слабой азотной кислоте [2]. Однако широкое применение стали 03X19AG3N10, несмотря на ее явные преимущества перед сталью 03X18N11, сдерживалось сложностями выплавки в открытых электродуговых печах. До последнего времени сталь 03X19AG3N10 выплавлялась на Челябинском металлургическом комбинате (ЧМК) в открытых электродуговых печах с использованием чистых шихтовых материалов – низкоуглеродистого феррохрома ФХ001 и низкоуглеродистого азотированного марганца Мрн6А. При этом обеспечивался необходимый уровень содержания углерода не

более 0,03 %, что в свою очередь, гарантировал необходимую стойкость против МКК, при испытании стали по ГОСТ 6032-89 (0,5 мм/год).

В последние годы поставка на Украине низкоуглеродистых ферросплавов существенно сократилось, и в связи с этим более половины изготавливаемого металла не выдерживало испытаний на стойкость против МКК из-за повышенного содержания углерода. В сложившейся ситуации было принято решение об изготовлении стали 03X19AG3N10 с применением специальных методов рафинирования, позволяющие при выплавке дополнительно удалять углерод. С этой целью на заводе «Днепроспецсталь» началось освоение выплавки на установке газокислородного рафинирования, а на ЧМК – в плазменно – тигельных печах. Впервые в отечественной практике производилось изготовление стали 03X19AG3N10 в конвекторах с применением газокислородного обезуглероживания, когда путем последовательной продувки кислородом, аргоном и азотом производилась окончательная доводка металла и обеспечивался требуемый уровень содержания углерода и азота. Таким образом было изготовлено две опытные плавки 903033 и 903039 листа толщиной 30-36 мм. Лист толщиной 6 мм и трубную заготовку прокатывали из слитков, выплавленных плазменно-тигельным методом в 12-тонной печи с использованием низкоуглеродистой феррохрома ФХ001. Введение азота производилось азотированным феррохромом и марганцем в завалку. Раскисление осуществляли алюминием и ферроцерием. Определение возможности применения стали 03X19AG3N10 повышенной прочности двух методов выплавки взамен стали 03X18N11 при изготовлении выпарного оборудования для производства редкоземельных элементов является актуальным и позволит снизить толщину стенок оборудования, что обеспечит экономию дефицитной высоколегированной стали.

3. Целью исследований являлось сравнение свойств стали 03X19AG3N10 двух методов выплавки – толстого листа толщиной 30-36 мм, изготовленной в конверторах с применением газокислородного рафинирования, листа толщиной 6 мм и труб размером Ø25x2 мм, выплавленных в плазменно-тигельных печах.

4. Результаты исследований

Химический состав толстолистовой стали 03X19AG3N10, выплавленной на установке газокислородного рафинирования (ГР), тонкого листа и труб из стали, выплавленной в плазменно-тигельных печах (ПТ) представлены в табл. 1. Содержание углерода и азота в листовом прокате в трубах определялись на приборе «Лесо» с точностью до 0,001 %.

Для оценки качества исследуемых плавок проводилось исследование механических свойств, микроструктуры и коррозионной стойкости в состоянии поставки, после провоцирующего нагрева при 650 °С и повторной закалки при 1080 °С. В исходном состоянии после заводской закалки при 1080 °С, микроструктура листового проката толщиной 30 мм плавки 903033 и толщиной 36 мм плавки 903039 представляет собой характерный для этого типа сталей однофазный твердый раствор. Состав раствора – аустенит с неметаллическими включениями, в основном одного вида, точечными оксидами, количество которых в обеих

плавках, несмотря на газокислородное рафинирование, достигает 2-3 балла по шкале ГОСТ 1778-70. Зерна аустенита равноосны, двойникованы, размер 5-6 балла, что свидетельствует о прошедшей рекристаллизации и устранении следов пластической деформации.

Таблица 1 – Химсостав стали 03X19AG3H10-ГР и стали 03X19AG3H10-ПТ

№ плавки и марка стали	Содержание элементов, %								
	C	N	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Cu
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
03X19AG3H 10-ГР									
плавка 903033 лист 30 мм	0,025	0,287	2,42	0,15	0,020	0,03	18,9	10,2	0,13
903039 лист 36 мм	0,025	0,298	2,60	0,15	0,013	0,032	19,5	10,3	0,18
03X19AG3H 10-ПТ лист 6 мм									
плавка 13п9004 (усл. 4)	0,02	0,26	3,0	0,20	0,005	0,013	19,3	10,0	0,07
13п9005 (усл. 5)	0,02	0,23	3,10	0,40	0,04	0,011	19,7	10,1	0,06
03X19AG3H 10-ПТ трубы Ø25×2 мм									
плавка 12п4128(усл. 28)									
партия 8358	0,025	0,22	2,78	0,20	0,008	0,009	18,7	11,2	–
партия 8434	0,020	0,22	3,39	0,20	0,008	0,009	18,9	10,3	–
плавка 12п4128(усл. 26)									
партия 8356	0,036	0,25	3,16	0,27	0,005	0,010	19,5	10,9	–
партия 8490	0,025	0,25	2,57	0,27	0,005	0,010	19,0	10,5	–

В металле плавки 903033 под влиянием отпуска при 650 °С в течение 1 часа на границах зерен аустенита выпадают карбиды, причем интенсивность этого процесса значительно выше у поверхности, чем в сердцевине листа (рис. 1). В структуре плавки 903039 также происходит выделение карбидов, но в меньших количествах и большей дисперсности, чем в плавке 903033 при одинаковом уровне содержания углерода в обеих плавках. Повторная закалка с 1080⁰С не устраняет различий в структурном состоянии между исследуемыми плавками: сохраняются характер и интенсивность образования карбидов под влиянием провоцирующего отпуска при 650 °С (рис. 2).

Только длительная выдержка в течение 8 ч при 1080 °С выравнивает структуру в обеих плавках, но все-таки выделение карбидов у поверхности листа плавки 903033 под влиянием провоцирующего нагрева происходит несколько активнее, чем во внутренних слоях и в плавке 903039. Структурные особенности проката плавки 903033 проявляют себя при определении степени склонности металла к МКК по методу травления в щавелевой кислоте. В листовом прокате плавки 903033, подвергнутом провоцирующему нагреву в состоянии поставки, длительное травление методом ТЩК вызывает образование канавочной структуры у поверхности листа и промежуточной – в сердцевине. Аналогичное влияние оказывает ТЩК на структуру листа после повторной закалки с провокацией. В ранее выполненной работе [5] было установлено, что подобные структурные особенности толстолистного проката не отражаются на механических свойствах. При испытаниях на разрыв образцов, вырезанных из

поверхностных и внутренних слоев листа, различий уловить не удалось; очевидно, реализуются они на уровне субструктуры. Этим обстоятельством объясняется и неизменность механических свойств обеих плавок под влиянием повторной закалки (табл. 2).

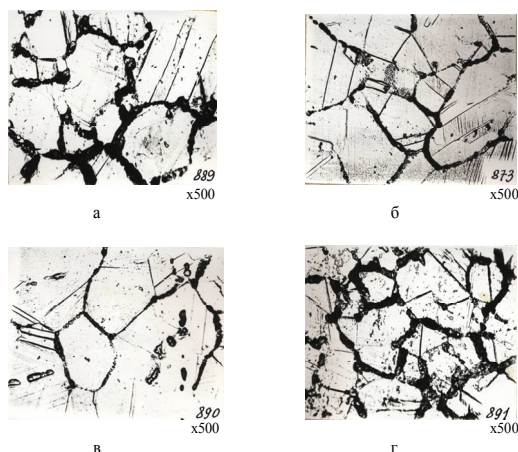


Рис. 1 – Карбиды хрома в листовом прокате стали 03X19AG3N10-GR после отпуска при 650⁰С в течение 1 часа, х 500: а, б – плавка 903033; а, в – край листа; б, г – сердцевина листа; в, г – плавка 903039

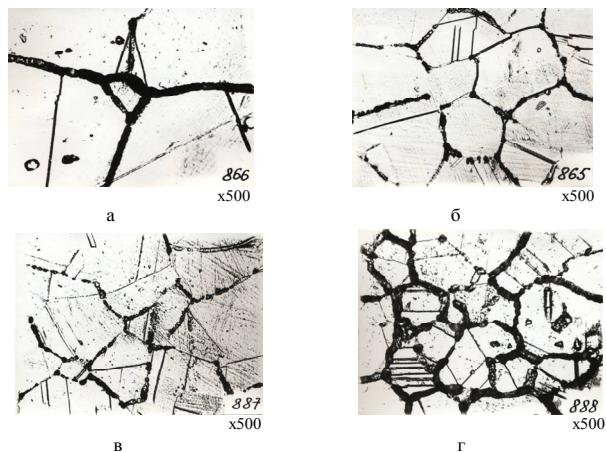


Рис. 2 – Карбиды хрома в листовом прокате стали 03X19AG3N10-GR после повторной закалки с 1080 °С и отпуска при 650⁰С, 1ч., х 500: а, б – плавка 903033; а, в – край листа; в, г – плавка 903039; б, г – сердцевина листа

Таблица 2 – Механические свойства листового проката из стали 03X19AG3N10-GR плавок 903033 и 903039

Марка стали, № плавки	Временное сопротивление разрыву, σ_b , МПа	Предел текучести, $\sigma_{0,2}$, МПа	Относительное	
			удлинение δ_5 , %	сужение, ψ , %
03X19AG3N 10-GR				
пл.903039, $\sigma=36$ мм				
– состояние поставки	721	361	55,0	63,8
– повторная закалка при 1080 °С	705	369	51,6	68,0
03X19AG3N 10-GR				
пл. 903033, $\sigma=30$ мм				
– состояние поставки	719	364	52,6	65,3
– повторная закалка при 1080°С	698	357	54,7	66,2

Результаты исследования структуры методом ТЦК полностью подтверждаются испытаниями образцов плавок 903033 и 903039 на стойкость против МКК по методу ДУ ГОСТ 6032-89. Скорость коррозии образцов обеих плавок в состоянии поставки и после провоцирующего нагрева при 650 °С, 1 ч значительно превышает норму 0,5 мм/ч (табл. 3). Глубина МКК в образцах плавок 903033 и 903039 на внешней поверхности – 50-60 мкм, и внутри листа – 20-30 мкм. Следует отметить, коррозионные потери в обеих плавках несоизмеримо высоки для содержания углерода 0,025 % и не соответствуют характеру и интенсивности выделения карбидов под влиянием провоцирующего нагрева.

Таблица 3 – Скорость коррозии после испытаний толстолистного проката стали 03X19AG3H 10-ГР (по методу ДУ ГОСТ 6032-89)

№ плавки, товщина, мм	Состояние металла	Скорость коррозии по циклам, г/м ² ч				
		I	II	III	IV	V
Плавка 903033 $\delta = 30$ мм	Исходное +650°, 1ч	0,6	0,82	2,26	2,25	3,54
	Повторная закалка 1080°+650°, 1ч	0,23/0,3	0,37/0,33	0,52/0,5	0,74/0,98	1,03/0,8
	Гомогенизация 1080°, 8год+650°, 1ч	0,16	0,26	0,26	0,35	0,55
Плавка 903033 $\delta = 36$ мм	Исходное +650°, 1год	0,37	0,67	0,98	1,92	1,99
	Повторная закалка 1080°+650° 1год	0,22/0,2	0,29/0,33	0,41/0,47	0,58/0,88	0,98/0,8
	Гомогенизация 1080°, 8год+650° 1год	0,17	0,28	0,33	0,77	0,89

Коррозионные потери немного уменьшаются под влиянием повторной закалки с 1080 °С, но на глубине МКК это не отражается. По-прежнему поверхность листа корродирует более интенсивно, чем внутренние слои проката – глубина МКК составляет соответственно 60 мкм и 15 мкм в металле плавки 903033 и 50 и 10 мкм – в плавке 903039. Скорость коррозии образцов подвергшихся гомогенизации и провоцирующему отпуску, приближается к норме и составляет для плавки 903033 и 903039 соответственно 0,55 и 0,89 г/м²ч. Гомогенизация, как видно, способствует устранению химической, а следовательно и структурной неоднородности по сечению проката и сглаживает различия в интенсивности МКК поверхности и внутри листа – глубина коррозионных трещин после указанной обработки в образцах обеих плавки не превышает 40-60 мкм. Стоит учесть, что провоцирующий нагрев при 650 °С в течение 1 ч употребляется с целью имитации условий склонности к МКК в околосварной зоне многопроходного сварного соединения. В опытном оборудовании, в частности при изготовлении теплообменников, сварка труб Ø25х2 мм с трубной доской из стали 03X19AG3H10 будет производиться в два прохода, т.е. без длительного пребывания в зоне опасных температур.

Микроструктура 4-х опытных партий труб стали 03X19AG3H10 плавки 12п4126 и 12п4128 (условно «26» и «28») практически не отличаются друг от друга: количество мелкодисперсных точечных неметаллических включений соответствует 1-2 баллам, размер зерна - 5-6 балла (рис. 3).

Согласно химического анализа (табл. 1) содержание углерода в четырех партиях труб исследуемых плавки колеблется в плавке 26 – 0,025-0,036 %, в плавке 28 – 0,020-0,025 %. Провоцирующий нагрев при 650 °С 1 ч вызывает образование мелкодисперсных карбидов на границах зерен аустенита, количество которых и дисперсность меняются в зависимости от неравномерности и пятнистости содержания углерода. Длительное травление образцов всех 4-х партий методом ТЩК вызвало образование «ступенчатой» (плавка 28) и «промежуточной» структуры (плавка 26), что свидетельствует о незначительной склонности к МКК. В полном соответствии с данными химического анализа и металлографических исследований находятся результаты испытаний труб на стойкость против МКК в 65%-ной азотной кислоте. В трубах партий 8358 и 8434 плавки 28 с меньшим содержанием углерода

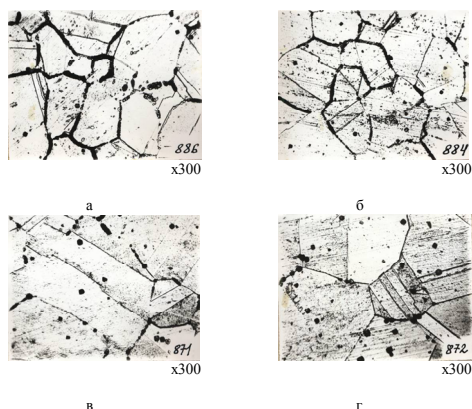


Рис. 3 – Микроструктура труб стали 03X19AG3H10-ПТ плавки 26 и 28 после отпуска при 650⁰С и травления методом ТЩК, х500: а – партия 8358; б – партия 8434; в – партия 8156; г – партия 8390; а, б – ступенчатая структура; в, г – промежуточная структура

скорость коррозии не превышает 0,2 г/м²ч, а в партиях 8156 и 8390 плавки 26 чуть больше – до 0,4 г/м²ч. Примерно такое же соотношение сохраняется и при определении глубины МКК металлографическим способом: в трубах плавки 28 коррозия проникает на глубину до 10-15 мкм, плавки 26 – до 30 мкм, причем степень поражения МКК примерно одинакова на внутренней и внешней поверхностях. Микроструктура внутренней поверхности труб опасна с точки зрения склонности к МКК, потому что внутри трубы труднее удаляется графитовая смазка и больше вероятность науглероживания поверхности. Кроме того, в проектируемом аппарате агрессивная среда располагается в трубном пространстве. Механические свойства 4-х исследованных партий труб стали 03X19AG3H10-ПТ приведены в табл. 4. Предел

текучности $\sigma_{0,2}$ труб исследованных партий чуть выше, чем у листового проката, хотя содержание азота в них ниже: 0,22–0,25 % в трубных плавках и 0,29–0,3 % – в листе. Вероятнее всего, это вызвано значительной деформацией труб в процессе прокатки. В пользу этого предположения свидетельствует тот факт, что повторное закаливанию существенно снижает только предел текучести и повышает относительное удлинение без изменения предела прочности. Высокие прочностные характеристики опытных партий труб вызывают некоторые затруднения их использования для изготовления трубчатки. Согласно ОСТ 02-1015-85 должно выполняться следующее соотношение:

$$\sigma_{0,2} \text{ труб} < \sigma_{0,2} \text{ решетки, а } \sigma_5 > 20 \text{ \%}.$$

Таблица 4 – Механические свойства опытной партии труб из стали 03X19AG3H10-ПТ

№№ плавки и партий	Временное сопротивление разрыву, σ_b , МПа	Граница текучести, σ , 0,2, МПа	Относительное удлинение, γ_5
Плавка 28			
а) партия 8358			
- состояние поставки	670	369,5	445
- повторная закалка при 1080 °С	672	313	646
б) партия 8434			
- состояние поставки	700	420	470
-повторная закалка при 1080 °С	689	337	577

Оно приобретает особо важное значение в случае необходимости предотвращения щелевой коррозии, если агрессивная среда находится в межтрубном пространстве. Повторная закалка труб с 1080 °С приведена для имитации сварочного нагрева, что вызывает снижение

предела текучести $\sigma_{0,2}$ в трубах партий 8358 и 8434 соответственно до 313 и 337 МПа, что является залогом успешного применения труб (ПТ) с повышенной прочностью в комбинированных соединениях с трубной решеткой (ГР), имеющей предел текучести $\sigma_{0,2} = 360$ МПа. Технологические испытания всех партий труб на сплющивание, раздачу и отбортовку показали их высокое качество – дефекты не обнаружены при одном из видов испытаний.

Исследование опытных партий листа толщиной 6 мм из стали 03X19AG3N10-ПТ плавов 4 и 5, выплавленных в плазменно-тигельных печах, показало, что в исходном состоянии микроструктура листового проката, также как и труб, представляет собой мелкозернистый двойникованный аустенит с незначительным количеством мелкодисперсных включений типа окислов. Размер зерна соответствует 5-6 баллу в плавке 4 и 7-8 баллов в плавке 5. Несмотря на низкое содержание углерода 0,02 % провоцирующая отпуск при 650 °C в течении 1 часа приводит к образованию мелкодисперсных изолированных карбидов на границах зерен. Интенсивность выделения включений в структуре плавки 5 несколько больше, чем в плавке 4, так как в ней мельче зерно и больше протяженность границ. Травление металлографических шлифов методом ТЩК проявляет промежуточную структуру, что свидетельствует о возможной склонности к МКК. Кипячение в течение 5 циклов по 48 часов показало, что образцы обеих плавов выдержали испытания в 65 %-ной азотной кислоте на МКК: коррозионные потери составили в плавке 5 - 0,28 мм /год; в плавке 4 - 0,34 мм /год.

Выводы

Исследованы свойства стали 03X19AG3N10 двух методов выплавки – в установке газокислородного рафинирования (ГР) завода «Днепроспецсталь» и плазменно - тигельной печи (ПТ) Челябинского металлургического комбината.

Установлено, что листовый прокат из стали 03X19AG3N10-ГР опытных плавов 903033 и 903039, стали 03X19AG3N10-ПТ опытных плавов 13п 9004 и 13п 9005, трубы из стали 03X19AG3N10-ПТ опытных плавов 12п 4126 и 12п 4128 по химическому составу, механическим и технологическим свойствам удовлетворяют требованиям ТУ 14-1-4646-89 на лист толщиной 20-50 мм, ТУ 14-1-2261-77 на лист толщиной 6-20мм, ТУ 14-3-415-75 на трубы бесшовные холоднодеформированные. Повышенный предел текучести опытных партий труб в состоянии поставки связан с их наклепом при прокатке; повторная закалка идентичная сварочному нагреву при креплении труб снижает $\sigma_{0,2}$ до уровня этого показателя в листовом прокате. Листовой прокат толщиной 30 и 36 мм из стали 03X19AG3N10-ГР плавки 903033 и 903039 в состоянии поставки не выдерживает испытаний на МКК по методу ДУ ГОСТ 6032-89. Повторная закалка при 1080⁰С значительно снижает склонность к МКК этих плавов. Листовой прокат и трубы из стали 03X19AG3N10-ПТ стойки против МКК при испытании по методу ДУ ГОСТ 6032-89. Таким образом опытные партии исследуемого проката из стали 03X19AG3N10Т двух методов выплавки и рафинирования рекомендуется для изготовления выпарного оборудования производства редкоземельных элементов. Для освоения технологии изготовления выпарного оборудования из стали 03X19AG3N10 необходимо провести дополнительные исследования по выбору сварочных материалов и типа крепления труб в трубных решетках применительно к

конструктивным особенностям и условиям эксплуатации выпарного оборудования. Замена стали 03X18H11 сталью 03X19AG3H10 повышенной прочности позволит снизить металлоемкость и себестоимость изготовления выпарного оборудования.

Список использованных источников:

1. Бобылев А. В. Механические и технологические свойства металлов / А. В. Бобылев. – М. : Металлургия, 1990. – 296 с.
2. Прохоров Н. Н. Быстродействующий диаметр с двухкоординатной системой регистрации / Н. Н. Прохоров // Заводская лаборатория. – 1972. – № 1. – С. 14–16.
3. Житников Н. П. Влияние азота на структуру аустенитного металла шва / Н. П. Житников, И. А. Закс // Сварочное производство. – 1971. – № 8. – С. 5–7.
4. Иванова В. С. Метод определения вязкости разрушения K_{Ic} по данным испытания образцов на усталость / В. С. Иванова, В. Г. Кудряшов // Проблемы прочности. – 1970. – № 3. – С. 17–19.
5. Бакшицкий Я. М. Влияние вакуумной выплавки на качество стали / Я. М. Бакшицкий // Сталь. – 1978. – № 6. – С. 5–12.

Дерябкина Е.С. «Исследование свойств стали 03X19AG3H10 двух способов выплавки для выпарного оборудования».

Исследованы механические свойства и коррозионная стойкость листов толщиной 30–36 мм из стали 03X19AG3H10, выплавленной в установке газокислородного рафинирования, и листа толщиной 6 мм и труб Ø25x2мм, изготовленных из стали 03X19AG3H10, выплавленной в плазменно-тигельных печах с использованием феррохрома ФХ-001. Установлено, что по химическому составу, механическим, технологическим свойствам сталь независимо от метода выплавки соответствует техническим условиям. Лист толщиной 6 мм и трубы Ø25x2мм стойки против МКК.

Ключевые слова: азот, высоколегированная сталь, плавка, лист, труба, механические свойства, межкристаллитная коррозия, микроструктура.

Дерябкина Є.С. «Дослідження властивостей сталі 03X19AG3H10 двох способів виплавки для випарного обладнання».

Досліджено механічні властивості і корозійна стійкість листів товщиною 30–36 мм із сталі 03X19AG3H10, виплавленої в установці газокисневого рафінування, і листа товщиною 6 мм і труб Ø25x2мм, виготовлених зі сталі 03X19AG3H10, виплавленої в плазмово-тигельних печах з використанням ферохрому ФХ-001. Встановлено, що за хіміскладом, механічними, технологічними властивостями сталь незалежно від методу виплавки відповідає технічним умовам. Лист товщиною 6 мм і труби Ø25x2мм стійки проти МКК.

Ключові слова: азот, високолегована сталь, плавка, лист, труба, механічні властивості, міжкристалітна корозія, мікроструктура.

Deryabkina E.S. «Study the properties of steel smelting 03H19AG3N10 two methods for evaporation equipment».

Study the mechanical properties and corrosion resistance of 30-36 mm thick sheets of steel 03H19AG3N10 smelted to install oxygen refining and sheet thickness 6 mm and Ø25h2 mm pipes made of steel 03H19AG3N10 smelted in plasma crucible furnaces with ferrochrome FH-001. It is established that the chemical composition, mechanical, technological properties, regardless of the method of steel smelting meets specifications. Sheet with a thickness of 6 mm and pipe racks Ø25h2mm against ICC.

Key words: nitrogen, high-alloy steel, smelting, sheet, pipe, mechanical properties, intergranular corrosion, microstructure.

Стаття надійшла до редакції 2 квітня 2013 р.

ВЛИЯНИЕ РАСКИСЛЕНИЯ УГЛЕРОДОМ НА ОБРАЗОВАНИЕ ПОР В МЕТАЛЛЕ ШВОВ

1. Постановка проблемы

Возможность уменьшения пористости металла швов рутиловых электродов, вызываемой водородом, путем введения в зону сварки кислорода и интенсификация выделения водорода за счет введения в покрытие материалов, содержащих кристаллизационную влагу общеизвестно, и используется при создании электродов серии АНО [1]. Для снижения пористости нужно ускорить дегазацию сварочной ванны, что возможно при использовании повышенного содержания углерода в проволоке или покрытии. Однако, введение углерода в сварочную проволоку, применяемую для изготовления сварочных электродов экономически не оправдано, и технологически не приемлемо, а использование углерода в виде графита приводит к повышению его содержания в металле шва и, как следствие, к увеличению его прочности и снижению пластичности. Кроме того, углерод в сварочной ванне интенсифицирует кремневосстановительный процесс. Кремний тормозит десорбцию водорода, дегазация ванны идет медленно и в металле шва образуются поры [2].

2. Методика исследований

Для исследования влияния раскисления графитом и Fe-C сплавом металла швов на образование пористости были испытаны опытные электроды (см. табл. 1). Содержание водорода в наплавленном металле определяли путем наплавки на составной образец по методу А [1]. Сварку производили постоянным током обратной полярности со скоростью 10,5 м/ч, $I_{св} = 180$ А; $U_0 = 26-28$ В. Содержание диффузионного водорода определяли в эквидиометрах под водным раствором глицерина, остаточного водорода, кислорода и азота – методом вакуум-плавки. На этом же режиме производилась восьмислойная наплавка. Содержание С, Mn и Si определялось методом химического анализа.

3. Результаты исследований

Результаты исследований приведены в табл. 2.

Анализ данных табл. 1 показывает, что в металле, наплавленном ильменитовыми электродами вариантов 1ч...6ч, содержащими чугунный порошок в покрытии содержится значительно меньшее количество кислорода, чем в металле электродов содержащих эквивалентное количество графита (варианты 1г...6г).

Введение чугунного порошка в покрытие электродов приводит сначала к снижению содержания водорода в металле шва, достигающего минимальных значений при содержании углерода в наплавленном металле 0,08 %. При дальнейшем увеличении содержания углерода

количество водорода в металле шва повышается. При введении углерода в виде графита также наблюдается некоторое снижение содержания водорода в наплавленном металле первого варианта электродов, однако, затем с увеличением содержания углерода количество водорода повышается. Общее содержание водорода в металле швов выполненных опытными электродами превышает растворимость его в железе [3]. Содержание азота в металле, наплавленном электродами всех опытных вариантов, не превышает значений 0,048-0,049 %, соответствующих растворимости азота в твердом железе при температуре плавления. С увеличением содержания углерода в покрытии опытных электродов содержание азота в металле швов уменьшается, причем в случае использования чугунного порошка это снижение более существенно.

Таблица 1 – Результаты химического и газового анализов металла шва

Вариант электр.	[C], в %	[Mn], в %	[Si], в %	$[H]_{\text{дифф}},$ в см ³ /100 г	$[H]_{\text{ост}},$ в см ³ /100 г	$[H]_{\text{сум}},$ в см ³ /100 г	[N], в %	[O] _{общ} , в %
0	0,06	0,53	0,08	6,3	20,5	26,8	0,026	0,056
1ч	0,06	0,55	0,09	6,1	20,2	26,3	0,022	0,051
2ч	0,06	0,57	0,10	6,0	19,4	25,4	0,020	0,048
3ч	0,07	0,63	0,10	5,8	19,1	24,9	0,019	0,044
4ч	0,08	0,68	0,11	5,7	18,9	24,6	0,018	0,031
5ч	0,10	0,69	0,11	6,2	21,1	27,3	0,017	0,026
6ч	0,12	0,70	0,12	6,9	22,3	29,2	0,016	0,025
7ч	0,14	0,71	0,12	7,3	23,4	30,7	0,016	0,024
1г	0,07	0,54	0,10	6,1	20,4	26,5	0,026	0,056
2г	0,08	0,56	0,11	6,2	21,2	27,4	0,025	0,055
3г	0,10	0,58	0,11	6,8	21,7	28,5	0,025	0,053
4г	0,12	0,65	0,12	7,1	22,0	29,1	0,024	0,047
5г	0,15	0,71	0,13	7,5	22,2	29,7	0,024	0,045
6г	0,18	0,73	0,14	7,9	23,8	31,7	0,023	0,044

Примечание. Каждое значение содержания элементов и газов в наплавленном металле соответствует среднему значению трех опытов.

На основании экспериментальных данных оценивали роль отдельных газов в образовании пор. Расчет скрытых парциальных давлений CO, N₂ и H₂ выполняли по уравнениям [1]. Результаты расчетов показывают (табл. 2), что пористость ильменитовых электродов содержащих углерод в покрытии вызывает в основном водород.

$$[C][O] = \frac{P_{CO}}{K_{CO} \varphi_O \varphi_C},$$

$$P_{N_2} = \left(\frac{[N]}{S_{N_{ж}}} \right)^2 \text{ ат},$$

$$P_{H_2} = \left(\frac{[H]}{S_{H_{ж}}} \right)^2 \text{ ат}.$$

Таблица 2 – Результаты расчета скрытого давления газов

Вариант электрода	Давление газов, 10^5 Па (ат.)		
	P_{CO}	P_N	P_H
0	0,22	0,42	0,98
1	0,20	0,30	0,95
2	0,19	0,25	0,88
3	0,20	0,22	0,85
4ч	0,16	0,20	0,83
5ч	0,17	0,18	1,02
6ч	0,19	0,16	1,17
7ч	0,22	0,16	1,29
1г	0,26	0,42	0,96
2г	0,29	0,39	1,03
3г	0,35	0,39	1,11
4г	0,37	0,36	1,16
5г	0,44	0,36	1,21
6г	0,52	0,33	1,38

При этом у электродов с чугунным порошком давление водорода, превышающее атмосферное, наблюдается при эквивалентном содержании углерода 0,32 % и более, а у электродов с графитом начиная с содержания 0,16 %.

Давление CO у электродов с чугунным порошком находится, практически на одном уровне, в то время как у электродов с графитом скрытое давление CO в металле шва увеличивается с повышением содержания углерода. Это объясняется тем, что в первом случае с увеличением содержания углерода в наплавленном металле происходит снижение содержания растворенного кислорода и произведение $[C] \cdot [O]$ остается постоянным. У электродов с графитом при повышении содержания углерода в наплавленном металле снижение содержания кислорода менее существенно и $[C] \cdot [O]$ увеличивается. Поэтому наряду с увеличением давлением водорода, наблюдается и повышение скрытого давления CO до $0,52 \cdot 10^5$ Па, что может служить причиной повышенного выделения CO и, как следствие, образования пористости швов.

Параллельно с определением химического состава и содержания газов проводилась оценка склонности опытных электродов к пористости при сварке тавровых швов и наплавке. Результаты опытов представлены в табл. 3.

Приведенные результаты расчетов совпадают с результатами технологических испытаний опытных электродов и дают основание утверждать, что причиной пористости электродов с чугунным порошком является водород, а у электродов с графитом, кроме водорода дополнительный вклад в повышение скрытого давления газов вносит CO.

Скрытое давление азота в металле шва всех вариантах электродов было ниже $0,42 \cdot 10^5$, что позволяет сделать вывод о хорошей газошлаковой защите металла шва и о том, что азот не играет ведущей роли в образовании пор при раскислении углеродом.

При содержании растворенного кислорода $[O]_p = 0,15$ $[O]_{общ}$, для температуры 1820 К, и концентрации углерода в металле 0,05-0,20 % произведение $[C] \cdot [O]$ составляет 0,0023 [1].

Таблица 3 – Результаты технологических испытаний опытных электродов

Вариант электродов	Пористость	
	в наплавленном металле	в тавровом шве
0	Нет пор	Нет пор
1ч	То же	То же
2ч	- « -	- « -
3ч	- « -	- « -
4ч	- « -	- « -
5ч	- « -	Мелкие нитевидные поры
6ч	Мелкие поры в кратере	Поры в корне шва
7ч	Наружные свищи	Свищи по линии сплавления
1г	Нет пор	Нет пор
2г	То же	Мелкие поры
3г	Мелкие поры в кратере	Поры в корне шва
4г	Свищи	Свищи по линии сплавления
5г	Наружные поры-свищи	То же
6г	То же	- « -

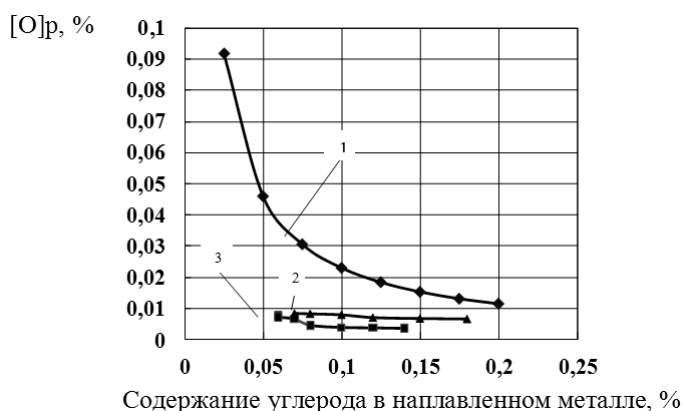


Рис. 1 – Зависимость содержания растворенного кислорода от содержания углерода в наплавленном металле опытных электродов: 1 – равновесное содержание $[C][O] = \text{const}$; 2 – с графитом; 3 – с Fe-C

особенно при раскислении графитом, что способствует снижению скорости десорбции водорода и образованию пор.

Выводы

1. Пористость швов ильменитовых электродов зависит от количества и вида вводимого углерода в электродное покрытие, а причины порообразования имеют некоторое различие.
2. При использовании углерода в виде графита, за счет течения реакций раскисления углеродом в газовой и шлаковой фазе дуги, снижается окислительный потенциал покрытия, что приводит к развитию кремневосстановительного процесса в металле шва и, как следствие, к снижению скорости выделения газов и к образованию пористости. При этом наряду с ведущей ролью водорода в образовании пор проявляется и повышенное выделение

СО, ростущее с увеличением содержания графита в покрытии. Выделение СО приводит к кипению сварочной ванны и образованию пор и свищей при быстром охлаждении шва.

3. Раскисление электродного металла сплавом Fe-C происходит, в основном, на стадии капли и в сварочную ванну переходит металл с низким содержанием углерода, кислорода и кремния, поэтому кремневосстановительный процесс в ванне незначителен. Отсутствие избыточного углерода (выше 0,08 %) не приводит к выделению СО и причиной пористости швов является, как и у рутиловых электродов – водород. При вводе чугунного порошка в количествах превышающих оптимальное содержание, для данной шлаковой системы, возможно науглероживание наплавленного металла и, как следствие, образование пористости по схеме, аналогичной для графита.

Список использованных источников:

1. Походня И. К. Газы в сварных швах / И. К. Походня. – М. : Машиностроение, 1972. – 256 с.
2. Новожилов Н. М. Основы металлургии дуговой сварки в газах / М. Н. Новожилов. – М. : Машиностроение, 1979. – 231 с.
3. Галактионова Н. А. Водород в металлах / Н. А. Галактионова. – М. : Металлургия, 1967. – 144 с.

Калин Н.А., Изотова Е.А. «Влияние раскисления углеродом на образование пор в металле швов».

В статье показано, что пористость ильменитовых электродов, содержащих в качестве раскислителя углерод, вызывает в основном водород. Причиной этого является снижение окислительного потенциала покрытия и развитие кремневосстановительного процесса, особенно при раскислении графитом.

Ключевые слова: электрод, раскислитель, углерод, чугунный попошок.

Калін М.А., Изотова К.О. «Вплив розкислення вуглецем на утворення пор у металі швів».

У статті показано, що пористість ільменитових електродів, що містять у якості розкислювача вуглець, викликає в основному водень. Причиною цього є зниження окисного потенціалу покриття й розвиток кремневідновлювального процесу, особливо при розкисленні графітом.

Ключові слова: електрод, розкислювач, вуглець, чавунний порошок.

Kalin N.A., Izotova E.A. “Effect of deoxidization of carbon on formation of pores in the metal seams”.

The article shows that the porosity of ilmenite electrode containing carbon as deoxidizers, is mainly hydrogen. the reason for this is to reduce the oxidative capacity of the coating and process development Silicon recovery especially when steel is deoxidized iron.

Key words: electrode, deoxidizer, carbon, cast-iron powder.

Стаття надійшла до редакції 11 лютого 2013 р.

©Калин Н.А., Изотова Е.А.

ВЛИЯНИЕ ЧУГУННОГО ПОРОШКА НА СОСТАВ ШЛАКА СВАРОЧНЫХ ЭЛЕКТРОДОВ**1. Постановка проблемы**

Основной причиной ограничивающей применение электродов с кислым видом покрытия, в частности, ильменитовых электродов для сварки ответственных конструкций является повышенное содержание кислорода и неметаллических включений в металле шва [1]. Большое количество оксидов железа, содержащихся в ильмените, является причиной высокой окислительной способности этих покрытий. По сварочно-технологическим свойствам электроды приближаются к электродам с рутиловым покрытием, однако по механическим свойствам металла шва они относятся к типу Э42 по ГОСТ 9467-75.

2. Анализ последних достижений

В последние годы снова возник интерес к использованию углерода в виде древесного угля графита, пепла в электродных покрытиях кислого вида. Однако использование углерода в свободном состоянии требует повышенного окислительного потенциала покрытия, что ухудшает сварочно-технологические свойства электродов.

Использование углерода, в виде чугунного порошка, в качестве раскислителя позволит повысить качество металла шва, выражающееся в повышении пластических свойств наплавленного металла и улучшить сварочно-технологические свойства электродов, обеспечив стабильность повторного зажигания дуги и повышение производительности сварки.

3. Методика проведения исследований

Для исследований применялось покрытие электродов ильменитового вида. В качестве раскислителя применялся ферромарганец марки ФМн 1,0 по ГОСТ 4755-91. Чугунный порошок получали путем размолла стружки чугуна марки СЧ 18 по ГОСТ 1412-85. Содержание углерода в чугуне составляло 3,5 %. В качестве углерода в свободном состоянии применяли графит кристаллический марки ГСМ-2 по ГОСТ 18191-78. Коэффициент веса покрытия электродов составлял 0,45...0,47 при толщине покрытия на сторону 0,8 мм электродов диаметром 3 мм, и 1 мм – электродов диаметром 4 мм. Изготавливали по 7 вариантов электродов с чугунным порошком и графитом в покрытии с эквивалентным содержанием углерода к весу электродного стержня: 0,12; 0,16; 0,20; 0,24; 0,28; 0,32; 0,36 %. Для сравнения изготавливали электроды без углеродосодержащих компонентов (вариант О).

Расчет состава шлака, образующегося в процессе плавления электродов семи вариантов электродов с чугунным порошком в покрытии проводили по методике работ [2].

Количество оксидов, переходящих в шлак из шлакообразующих компонентов определяли по формуле:

$$(\%MeO)_{шл} = (\%K)_{пок} \frac{(\%MeO)_{ком}}{100},$$

где $(\%K)_{пок}$ – содержание шлакообразующего компонента в покрытии, %;
 $(\%MeO)_{ком}$ – содержание оксида в компоненте, %.

Диссоциация мергеля по реакции $CaCO_3 \rightarrow CaO + CO_2$ обеспечивает переход в шлак оксида кальция, содержание которого определяли по формуле

$$(\%CaO)_{ш} = \frac{(\%M)_{пок} (\%CaCO_3)_{мер} 56}{1000},$$

где $(\%M)_{пок}$ – содержание мергеля в покрытии электродов, %;
 $(\%CaCO_3)_{мер}$ – содержание карбоната кальция в мергеле, мас. %;
 56 – молекулярный вес CaO.

Выделение углекислого газа составляет:

$$(\%CO_2)_Г = \frac{(\%M)_{пок} (\%CaCO_3)_{мер} 44}{1000},$$

где 44 – молекулярный вес CO_2 .

При раскислении сварочной ванны ферромарганцем образуется оксид марганца, переходящий в шлак. Количество оксида марганца определяли по уравнению:

$$(\%Mn)_{ш} = \left(\frac{\frac{(\%FeMn)_{пок} (\%Mn)_ф}{100} - (\%Mn)_{эн}}{55} \right) 71,$$

где $(\%FeMn)_{пок}$ – содержание ферромарганца в покрытии, мас. %;
 $(\%Mn)_ф$ – содержание марганца в ферромарганце, мас. %;
 $(\%Mn)_{эн}$ – содержание марганца в электродной проволоке, мас. %;
 71 и 55 – соответственно молекулярные веса MnO и Mn .

В чугуном порошке содержатся углерод, кремний, марганец, сера и фосфор, содержание которых в электродном покрытии определяли по формуле:

$$(\%Э)_{пок} = \frac{(\%ЧП)_{пок} (\%Э)_{чп}}{100},$$

где $(\%ЧП)_{пок}$ – содержание чугунного порошка в покрытии, в мас. %.

Эквивалентное содержание углерода в электроде, при вводе его в составе чугунного порошка, определяли по формуле

$$(\%C)_{эл} = \frac{K_{mn} (\%ЧП)_{пок} (\%C)_{чп}}{100},$$

где K_{mn} – коэффициент массы покрытия;
 $(\%C)_{чп}$ – содержание углерода в чугунном порошке, мас. %.

Количество CO выделившегося в газовую фазу дуги в результате реакции окисления углерода чугунного порошка, определяли по формуле:

$$(\%CO)_г = (\%C)_{эн} \frac{28}{12},$$

где $(\%C)_{эл}$ – содержание углерода в электродном покрытии, в мас. %;

28 и 12 соответственно молекулярные массы CO и C.

При сгорании древесной муки в дуге происходит выделение газов CO и H₂ в количестве, равном ее содержанию в покрытии.

Для изготовления электродов использовали калиево-натриевое жидкое стекло с модулем равным 3. Отношение содержания K₂O/Na₂O составляло 75/25. Суммарный модуль для комбинированной силикатной глыбы рассчитывали по формуле:

$$M = \frac{\%SiO_2}{0,97\%Na_2O + 0,63\%K_2O},$$

где 0,97 и 0,63 – отношение молекулярной массы SiO₂ к молекулярной массе Na₂O и K₂O соответственно.

4. Результаты исследований

Расчтный химический состав шлака приведен в табл. 1. Основность шлака рассчитывали по формуле:

$$B = \frac{CaO + MgO + FeO + MnO + Na_2O + K_2O}{SiO_2 + 0,788TiO_2}.$$

Расчетная основность шлака опытных электродов близка к 1 и незначительно повышается с увеличением содержания чугунного порошка в покрытии, что объясняется одновременным снижением содержания ильменитового концентрата.

Таблица 1 – Химический состав и основность шлака опытных электродов

Оксиды, мас. %	Варианты электродов							
	0	1	2	3	4	5	6	7
CaO	4,57	4,68	4,79	4,91	5,04	5,18	5,30	5,42
SiO ₂	17,46	17,98	18,54	19,12	19,72	20,37	21,04	21,73
TiO ₂	32,18	31,42	30,62	29,78	28,90	28,02	27,00	26,01
FeO	21,45	20,94	20,41	19,85	19,26	18,68	18,00	17,35
MnO	15,13	15,50	15,91	16,34	16,78	17,26	17,73	18,21
Al ₂ O ₃	1,96	2,0	2,05	2,10	2,16	2,22	2,27	2,32
Na ₂ O	0,76	0,78	0,80	0,82	0,84	0,87	0,89	0,91
K ₂ O	3,5	3,58	3,67	3,76	3,86	3,97	4,07	4,17
MgO	2,85	2,92	2,98	3,06	3,14	3,22	3,30	3,38
P ₂ O ₅	0,05	0,087	0,124	0,16	0,20	0,24	0,29	0,35
S	0,064	0,066	0,067	0,067	0,07	0,07	0,073	0,075
Основ- ность, B	1,093	1,138	1,144	1,146	1,151	1,158	1,164	1,170

Расчетная и фактическая основность шлака опытных электродов практически совпадает с основностью шлака рутил-карбонатных электродов МР-1 и АНО-3 равной соответственно 1,08 и 1,0, но выше основности ртиловых электродов АНО-4 и МР-3 (0,63 и 0,65).

Выводы

По данным [1] с увеличением основности титаносодержащего шлака снижается количество неметаллических включений и кислорода в наплавленном металле, повышаются пластические свойства металла шва и стойкость его против образования кристаллизационных трещин. Незначительное снижение фактической основности шлака можно объяснить раскисляющим действием углерода чугунного порошка, что приводит к снижению содержания основного оксида FeO в шлаке.

Список использованных источников:

1. Влияние степени окисленности на особенности структуры и механические свойства металла шва, выполненного электродами с рутиловым и ильменитовым покрытиями / И. К. Походня, Г. Е. Коляда, И. Р. Явдошин [и др.] // Автоматическая сварка. – 1982. – № 2. – С. 10–14.
2. Петров Г. Л. Сварочные материалы : учеб. пособие / Г. Л. Петров. – Л. : Машиностроение, 1972. – 280 с.

Калин Н.А., Изотова Е.А. «Влияние чугунного порошка на состав шлака сварочных электродов».

Приведены результаты влияния чугунного порошка на основность и состав шлака ильменитовых электродов в случае применения его в качестве дополнительного раскислителя металла шва.

Ключевые слова: шлак, сварочный электрод, основность, раскислитель.

Калін М.А., Ізотова К.О. «Вплив чавунного порошку на склад шлаку зварювальних електродів».

Приведені результати впливу чавунного порошку на основність та склад шлаку ільменітових електродів у разі застосування його в якості додаткового розкислювача металу шва.

Ключові слова: шлак, зварювальний електрод, основність, розкислювач.

Kalin N.A., Izotova E.A. “Influence of a pig-iron powder on structure of slag of welding electrodes”.

The results of influence of a pig-iron powder on basic and structure of slag ilmenite of electrodes are given in case of application it him as additional deoxidizer of metal of a seam.

Key words: slag, welding rod, basicity, reduction alloy.

Стаття надійшла до редакції 11 грудня 2012 р.

©Коваленко И.В., Романов С.В.

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ИНДУКЦИОННО-НАГРЕВАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ, ПРИМЕНЯЕМОГО ДЛЯ КРИТИЧЕСКИХ ТЕХНОЛОГИЙ

1. Постановка проблемы

При ремонте некоторых видов изделий, применяемых в гражданской и военной технике, необходимо осуществлять их разборку, сборку или расснаряжение с использованием индукционного нагрева. Если охватываемая деталь соединения – ферромагнетик, то нагрев может быть индукционным в индукционно-нагревательной установке (ИНУ) соленоидным индуктором.

Если установки работают в агрессивных средах или в контакте с взрыво- и пожароопасными веществами, т.е. в реализации критических технологий, то они должны обладать большим запасом надежности, чтобы выход их из строя не приводил к катастрофическим последствиям.

2. Анализ последних исследований

Способы повышения надежности можно разделить на аппаратные и профилактические. К аппаратным относятся избыточное резервирование заведомо слабых, с точки зрения надежности, узлов и блоков оборудования, использование специальной элементной базы с повышенными показателями надежности, введение блокировок в систему управления и элементов визуального контроля ее работы. К профилактическим способам относятся периодический контроль работоспособности оборудования и проведение регламентных работ на нем. Для оборудования критических технологий необходимо использовать оба способа.

Резервирование – очень эффективный способ, однако и дорогостоящий, поэтому, необходимо точно определять те узлы и блоки, надежность которых следует повышать. В некоторых случаях целесообразна полная замена элемента или блока после определенной наработки. К таким блокам относятся те, выход которых из строя приводит к разрушению всего оборудования до такой степени, что оно не подлежит восстановлению вообще, или восстановлению в условиях эксплуатации. Несколько условно такое оборудование объединяют понятием «невосстанавливаемый объект». По ГОСТ 13377-75 невосстанавливаемый объект – это «объект, работоспособность которого при отказе не подлежит восстановлению в рассматриваемой ситуации». Надежность блока должна быть выше всех других, хотя обычно стремятся к обеспечению одинаковой надежности всех элементов оборудования.

3. Основная часть

Исходя из этого, основной задачей обеспечения надежности индукционного оборудования, работающего в критических технологиях, является точное установление срока, в течение которого опасный блок будет находиться в работоспособном состоянии. Для

этого следует выделить некоторый основной тип отказа и рассматривать процесс эксплуатации, как наработку до момента первого отказа. При этом наработка рассматривается как реализация некоторой одномерной случайной величины.

При анализе надежности невосстанавливаемого объекта в части всех его элементов, кроме опасного необходимо рассматривать наработку до отказа. Тогда функция надежности будет определяться как вероятность отсутствия отказа от начала эксплуатации объекта до наработки до некоторого времени. Поскольку ИНУ не имеет механических узлов, то ее надежность в период эксплуатации, можно считать, подчиняется экспоненциальному закону, где интенсивность отказов постоянна и не зависит от величины нарастания. Тогда функцию надежности для каждого i -го элемента системы можно записать так:

$$l_i = e^{-\frac{\tau}{\rho_i}}, \quad (1)$$

где τ – время эксплуатации элемента;

ρ_i – среднее время работы.

Надежность системы, состоящей из последовательных и параллельных элементов:

$$l_c = \prod_{i=1}^n l_i [1 - \prod_{i=1}^k (1 - l_i)], \quad (2)$$

где n – число последовательных элементов системы; k – число элементов в параллельной структуре.

Для ответственных систем главным показателем надежности является не средний ресурс, а γ -процентный, то есть время в течении которого вероятность безотказной работы элемента или системы равняется 95% или 99%. Эта величина устанавливается от $\gamma=0,95$, до $\gamma=0,99$, а для очень ответственных и выше. Для индуктора основным показателем надежности является γ -процентный.

В соответствии с действующими методиками, для определения надежности с удовлетворительной степенью достоверности требуется накопление большого статистического материала. Катушки индукторов являются уникальными элементами и изготавливаются индивидуально. Статистическая информация по ним ограничена, поэтому необходимо построить физико-статистическую модель надежности изделия в условиях недостатка статистического материала.

Выход из строя катушки индуктора происходит вследствие электрического замыкания двух или более рядом расположенных проводников (витков катушки) из-за потери прочности изоляции. Если замкнуть витки, расположенные на периферии катушки, то прогорает ее наружная изоляция, что сопровождается вспышкой пламени. Под отказом индуктора будем понимать пробой изоляционного слоя между любыми двумя витками токопроводника.

Чтобы найти функцию надежности индукционного нагревателя воспользуемся веерной моделью потери прочности того или иного элемента. Она предполагает, что скорость потери прочности V есть случайная величина, а набор m скоростей соответствует количеству элементарных площадок ΔS_i , содержащихся в изоляции. Тогда время жизни индуктора определяется наибольшей

скоростью потери прочности площадки, т.е. рабочее время жизни τ катушки есть время первого процесса $h_i(\tau) = V_1 \tau (i = 1, 2, \dots, m)$ достижения критической величины h_k :

$$\tau = \frac{h_k}{V_{\max}}. \quad (3)$$

Так как скорости V_i положительны и m достаточно велики, то из предположения, что все V_i независимы, следует, что максимальная скорость $V_{\max}$ имеет второе предельное распределение

$$P(X_{\max} < v) = F(x) = e^{-(\gamma/\tau)^\alpha}, \quad \tau > 0; \gamma \neq 0; 0 < \alpha \leq 1, \quad (4)$$

где P – вероятность;
 γ – параметр масштаба;
 α – параметр формы.

Выбор распределения обусловлен так же и технологией изготовления индукционной катушки по которой изоляция между слоями проводников дополнительно пропитывается лаком. Иными словами, существует неоднородность изоляции. Прогноз наибольших значений по второму предельному распределению превосходит прогноз по другим предельным распределениям, что очень важно в дальнейшем для получения функции надежности изделия. Отсюда функция надежности $l(\tau)$ при $\tau = \min(\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n) = \frac{h_k}{V_{\max}}$ имеет

вид

$$l(\tau) = P\left(\frac{h_k}{V_{\max}} > \tau\right) = P\left(V_{\max} < \frac{h_k}{\tau}\right) = e^{-(\gamma\tau/h)^\alpha} = e^{-(\tau/\beta)^\alpha}, \quad (5)$$

где $\beta = \frac{h_k}{\gamma} > 0$ – параметр масштаба.

То есть, функция надежности индукционной катушки имеет распределение Вейбулла. А так как распределение (5) имеет математическое ожидание $M(T) = \beta\Gamma(1+\alpha)$, и условием сходимости γ -функции $\Gamma(1+\alpha)$ является $0 < \alpha \leq 1$, то в физических задачах $0 < \alpha \leq 1$.

Математическая модель надежности катушки индукционного нагревателя имеет вид

$$l(\tau) = e^{-(\tau/\beta)^\alpha}, \quad (6)$$

где $\tau > 0, \beta > 0$ и $0 < \alpha \leq 1$.

Поскольку технологический процесс изготовления катушки ведется с контролем, а нагреватель работает в щадящем режиме, то скорость потери прочности изоляционного слоя ограничена сверху – потеря прочности не может произойти в момент начала работы. Отсюда из кинетической теории повреждений следует, что должен существовать нижний порог ресурса τ_0 . Тогда модель безотказности индуктора будет иметь вид

$$l(\tau) = e^{-\left(\frac{\tau - \tau_0}{\beta}\right)^\alpha}, \quad (7)$$

где $\tau \geq \tau_0$, $\beta > 0$ и $0 < \alpha \leq 1$.

Заметим, что распределение Вейбулла широко используется в теории надежности, однако применение его недостаточно обосновывается. Обычно обоснование сводится к описанию модели слабого звена, состоящего из n независимых однотипных элементов с индивидуальными функциями надежности $l_0(\tau)$.

Функция надежности системы в целом определяется выражением $l(\tau) = l_0^n(\tau) = \exp[-n \int_0^\tau \lambda_0(z) dz]$, где $\lambda_0(z)$ – интенсивность отказов.

Если функция распределения $F_0(\tau) = 1 - l_0(\tau)$ отдельного элемента n при малых τ ведет себя как степенная $\left(\frac{\tau - \tau_0}{\beta_0}\right)^{\frac{1}{\alpha}}$, то $l(\tau)$ с достаточной точностью для больших n можно представить в виде (7). Заметим так же, что для (7) существуют начальные моменты, всех порядков, которые легко выражаются через гамма-функцию $\mu_k = \beta^k \Gamma(1 + k\alpha) \mu_k$.

Коэффициент вариации, асимметрия и эксцесс не зависят от β . При $0 < \alpha \leq 1$ функция распределения ресурса унимодальна, мода равна $\beta(1/\alpha - 1)^\alpha$, а функция интенсивности отказов $\lambda(\tau) = \frac{(\tau - \tau_0)^{(1/\alpha) - 1}}{\alpha \beta^{1/\alpha}}$ не убывает.

Так как основным показателем надежности здесь является γ -процентный ресурс, а он определяется для значений ресурса намного меньших среднего, то построим модель безотказности катушки индукционного нагревателя при значениях ресурса намного меньших среднего. Ресурс τ_γ определяется как наработка, в течение которой объект не достигает предельного состояния с заданной вероятностью γ , выраженной в процентах. Из определения следует, что для нахождения τ_γ необходимо решить уравнение $l(\tau) = \frac{\gamma}{100}$ или $l(\tau_\gamma) = 1 - \varepsilon$, где ε допустимая нормативная вероятность отказа объекта (уровень риска). Эмпирическая оценка τ_γ практически невозможна, так как, например, при $\varepsilon = 10^{(2 \dots 3)}$ потребовалось бы провести испытаний порядка $n = 10^{(3 \dots 4)}$, что в большинстве случаев нереально. Поэтому для оценки τ_γ необходимо иметь закон распределения долговечности, выбор которого должен быть обоснован физическим воздействием, которому подвергся объект.

Так как τ_γ определяется на левой части функции надежности, то построим физико-статистическую модель распределения ресурса индукционной катушки для значений ресурса меньших среднего. Рассмотрим изоляционный слой катушки. Предположим, что возможно следующее его разбиение: $S_k < \Delta S_i < S$, где S – вся площадь изоляционного слоя (или опасная для пробоя площадь), а S_k – некоторая критическая площадка (точка) которая может служить началом потери прочности изоляции на пробой. Пусть (x_i, y_i, z_i) координаты некоторой точки элементарной площадки ΔS_i . Тогда можно ввести плотность распределения $\rho(\tau/x_i, y_i, z_i; \Delta S_i)$ времени потери прочности на пробой. При этом физический механизм потери прочности изоляции может быть как “врожденный”, так и “приобретенный”. Так как

$\Delta S_i \gg S_k$, то все элементарные площадки изоляции можно считать статистически независимыми. Следовательно, функция надежности индукционной катушки определяется произведением $l(\tau) = \prod_{i=1}^n \int_{\tau}^{\infty} p(u/x_i, y_i, z_i; \Delta S_i) du$, которое после преобразований можно представить в виде

$$l(\tau) = \prod_{i=1}^n e^{\ln \int_{\tau}^{\infty} p(u/x_i, y_i, z_i; \Delta S_i) du} = e^{\sum_{i=1}^n \ln(1 - \int_0^{\tau} p(u/x_i, y_i, z_i; \Delta S_i) du)} = e^{\sum_{i=1}^n \ln(1 - P_i(\tau/x_i, y_i, z_i; \Delta S_i))} = e^{\sum_{i=1}^n \ln[1 - P_i(\tau)]}, \quad (8)$$

где $P_i(\tau)$ – функция распределения элементарной площадки ΔS_i

$$P_i(\tau) = \int_0^{\tau} p(u/x_i, y_i, z_i; \Delta S_i) du. \quad (9)$$

Для времени τ , которое меньше среднего ресурса $\mu_l(t)$ можно принять $P_i(\tau) \ll 1$, так как ΔS_i имеет прочность на пробой намного больше, чем вся изоляция. Отсюда возможно

$$\text{упрощение } l(\tau) \approx e^{-\sum_{i=1}^n P_i(\tau)}.$$

Разобьем ΔS_i на равные две площадки $\Delta S_i/2$, и будем считать, что $\Delta S_i/2 \gg S_k$ и, следовательно, долговечности этих площадок независимы. Тогда

$$P_i(\tau) = 1 - [1 - P_i(\tau, \Delta S_i/2)]^2 = P_i(\tau, \Delta S_i/2)[2 - P_i(\tau, \Delta S_i/2)].$$

Так как $P_i(\tau, \Delta S_i/2) \ll 1$, если $\tau \ll \mu_l(t)$ и $\Delta S_1 \ll S$, то $P_i(\tau, \Delta S_i/2) \approx 2P_i(\tau, \Delta S_i/2)$.

Из функционального уравнения вытекает, что $P_i(\tau) \approx \Phi_i(\tau) \Delta S_i$, и тогда

$$\sum_{i=1}^n P_i(\tau) \approx \sum_{i=1}^n \Phi(\tau/x_i, y_i, z_i) \Delta S_i \approx \iint_S \Phi(\tau/x, y, z) ds, \text{ поскольку число элементарных площадок } \Delta S_i$$

очень велико. Здесь $\iint_S \Phi(\tau/x, y, z) ds$ есть интеграл по поверхности S .

То есть, для неоднородной потери прочности изоляционного слоя катушки функция надежности $l(\tau)$ при значениях ресурса меньших среднего $\mu_l(t)$ имеет вид

$$l(\tau) \approx e^{-\iint_S \Phi(\tau/x, y, z) ds} \quad (10)$$

Найти функцию $\Phi(\tau/x, y, z)$ достаточно сложно. В качестве первого приближения примем ее в виде $\Phi(\tau/x, y, z) = [\tau/\beta_0(x, y, z)]^{1/\alpha}$.

Отсюда

$$l(\tau) = e^{-\iint_S [\tau/\beta_0(x, y, z)]^{1/\alpha} ds} = e^{-\tau^{1/\alpha} \iint_S [\beta_0(x, y, z)]^{-1/\alpha} ds} \quad (11)$$

Если изоляционный слой имеет однородную потерю прочности, т.е. в каждой точке слоя она постоянна, то

$$l(\tau) = e \tau^{-1/\alpha} (\beta_0)^{-1/\alpha} S = e^{-(\tau/\beta)^{1/\alpha}}, \quad (12)$$

где $\beta = \beta_0 / S^\alpha$.

Распределения (11) и (12) являются Вейбуловскими и понятно, что β зависит от величины площади изоляционного слоя S . Из вышесказанного следует, что при весьма общих условиях $\tau \ll \mu_1(\tau)$ функция надежности $l(\tau)$ определяется в общем виде по (10). Задавая различные представления функции $\Phi(\tau/x, y, z)$ можно получать различные функции надежности $l(\tau)$.

Таким образом, можно предложить следующую методику расчета ИНУ с соленоидной катушкой, в которую входят нормирующие параметры надежности:

1). Находят минимальное значение ресурса $\tau_{(1)}$, максимальное $\tau_{(n)}$, а также их среднее значение $\mu_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \tau_i$ по результатам испытаний.

2). По формуле $k(\alpha) = \frac{\tau_{(n)} - \tau_{(1)}}{\mu_1 - \tau_{(1)}}$ находят оценку параметра формы α распределения долговечности индуктора.

3). Определяют весовые коэффициенты оптимальных линейных оценок параметра сдвига τ_0 и масштабного параметра β по α и известному n

$$\tau_0^* = \eta_1 \tau_{(1)} + \eta_2 \tau_{(2)} + \dots + \eta_n \tau_{(n)}; \quad \beta^* = \omega_1 \tau_{(1)} + \omega_2 \tau_{(2)} + \dots + \omega_n \tau_{(n)}.$$

4). По полученным оценкам τ_0^* , β_0^* и α заданной γ , по формуле $\tau_\gamma^* = \tau_0^* + \beta^* (-\ln \gamma)^\alpha$, находят оценку γ -процентного ресурса τ_γ

5). Используя формулу $\sigma[\tau_\gamma^*] = \{D[\tau_0] + 2(-\ln \gamma)^\alpha \text{cov}[\tau_0, \beta] + (-\ln \gamma)^{2\alpha} D[\beta]\}^{1/2}$,

6). (где дисперсия $D[\tau_0]$, $D[\beta]$ параметров τ_0 и β , и их ковариация $\text{cov}[\tau_0, \beta]$ находится из специально разработанных таблицы) при известном объеме испытаний n и найденном α , находят оценку ошибки $\sigma[\tau_\gamma^*]$ полученного τ_γ^* .

7). При заданной оценке доверительной вероятности P и найденном параметре формы α , решая уравнение $1 - (1 - P)^{\frac{1}{n-1}} = n(\tau_{(1)} - \tau_0)^{1/\alpha} / \sum_{i=1}^n (\tau_{(i)} - \tau_0)^{1/\alpha}$,

относительно τ_0 , находят точную нижнюю доверительную границу нижнего порога ресурса τ_0 , которая при любом γ является нижней доверительной границей для гамма-процентного ресурса τ_γ .

Выводы

Предложенная методика расчета оценки γ -процентного ресурса τ_γ и его ошибки $\sigma[\tau_\gamma]$ при малых количествах испытаний $n \leq 10$, и при любых n нижней доверительной границы τ_0 может быть применима для любых изделий, у которых функция надежности имеет трехпараметрическое распределение Вейбулла. Это дает основание реконструировать данную методику как основу создания нормативного документа по расчету надежности ответственных технических систем, у которых основным показателем надежности является γ -процентный ресурс.

Список использованных источников:

1. Надійність техніки. Моделі відмов. Основні положення : ДСТУ 3433-96. – Чинний від 1997-12-5. – К. : Держстандарт України, 1998. – 42 с.
2. Вопросы технологической надежности. Вып. XI / Науч.-исслед. ин-т метрологии высш. учеб. заведений ; ред. И. В. Дудин-Барковский. – М. : Изд-во стандартов, 1974. – 163 с.
3. Статистические оценки нижних порогов ресурсов деталей машин / И. Л. Власенко, Ю. И. Созонов, В. А. Потиченко [и др.] // Машиноведение. – 1983. – № 6. – С. 83–87.
4. Созонов Ю. И. Теория «слабого звена» и возможности асимптотических оценок квантилей ресурса деталей машин / Ю. И. Созонов; Укр. заоч. политехн. ин-т. – Харьков, 1989. – 11 с. – Деп. в УкрНИИНТИ 13.12.89, № 2872-Ук 89.
5. Надежность изоляции электрических машин / А. И. Галушко, И. С. Максимова, Р. Г. Оснач, П. М. Хазановский. – М. : Энергия, 1979. – 176 с.

Коваленко И.В., Романов С.В. «Оценка надежности индукционно-нагревательного оборудования, применяемого для критических технологий».

В статье предложена методика расчета оценки γ -процентного ресурса и его ошибки при малых количествах испытаний, которая может быть применима для любых изделий, у которых функция надежности имеет трехпараметрическое распределение Вейбулла.

Ключевые слова: надежность, долговечность, индуктор, индукционный нагрев, технология.

Коваленко І.В., Романов С.В. «Оцінка надійності індукційно-нагрівального устаткування, що використовується для критичних технологій».

У статті запропонована методика розрахунку оцінки γ -процентного ресурсу і його помилки при малих кількостях випробувань, яка може бути застосовна для будь-яких виробів, в яких функція надійності має трьохпараметричний розподіл Вейбулла.

Ключові слова: надійність, довговічність, індуктор, індукційний нагрів, технологія.

Kovalenko I.V., Romanov S.V. “Estimation of reliability of induction-heater equipment applied for critical technologies”.

The method of calculation of estimation offered in the γ -percent resource and his error at a few of tests, which can be applicable for any wares at which the function of reliability has the three-self-reactance distributing of Veybull, is suggested.

Keywords: reliability, longevity, inductor, induction heating, technology.

Стаття надійшла до редакції 31 жовтня 2012 р.

©Мовшович А.Я., Этингант А.А., Этингант А.И., Черная Ю.А.

О НЕКОТОРЫХ ВОПРОСАХ МЕХАНИКИ ПРОЦЕССОВ РЕЗАНИЯ МЕТАЛЛОВ ИНСТРУМЕНТОМ С ПОКРЫТИЕМ

1. Актуальность

Несмотря на то, что вакуумно-плазменный способ нанесения износостойких покрытий доказал свою жизнеспособность при упрочнении режущего инструмента, в производственных условиях стабильность результатов наблюдается не всегда. По нашему мнению это является следствием того, что износостойкое покрытие не рассматривалось как фактор, активно участвующий в создании принципиально нового режущего инструмента, и до сих пор до конца не изучено влияние покрытия на изменение механики процессов резания металлов.

2. Анализ действующих технологий

Физические особенности процесса резания инструментом с покрытием изучались при точении стали ХВСГ (HRC₃ 42...38) четырехгранными пластинами из твердого сплава T15K6 с шероховатостью передней поверхности 0,2...0,28 мкм. После нанесения на них покрытия нитрида титана (TiN) шероховатость поверхности стала 0,35...0,47 мкм. Режимы резания: подача $S=0,15$ мм/об; глубина резания $t=0,5$ мм; диапазон скоростей резания $V=90$ м/мин...150 м/мин (при этих скоростях производится точение легированных сталей твердым сплавом группы ТК). В процессе исследования силовых зависимостей износ пластин T15K6 как с покрытием TiN, так и без покрытия ограничивался шириной фаски по задней поверхности, равной 0,2 мм.

В табл. 1 представлены контактные характеристики процесса резания и стойкость при точении стали ХВСГ пластинами T15K6.

Таблица 1 – Контактные характеристики процесса резания и стойкость при точении стали ХВСГ твердосплавными пластинами T15K6

Состояние режущих пластин	Скорость резания, м/мин	Параметры поверхности контакта стружки с режущей пластиной			Сила P_z , Н	Контактное давление, Н/мм ²	Стойкость, мин.
		Ширина, мм	Длина, мм	Площадь, мм ²			
T15K6	90	1,04	0,383	0,398	320	804	40
	120	1,02	0,357	0,364	305	838	12,5
	150	0,99	0,325	0,349	298	854	5,5
T15K6 + TiN	90	1,10	0,193	0,212	282	1330	56
	120	0,99	0,189	0,187	270	1444	18
	150	0,99	0,185	0,182	265	1456	9

Анализ данных табл.1 показывает, что с увеличением скорости резания длина контакта стружки с передней поверхностью пластины уменьшается, а среднее контактное давление растет. Причем, для пластин с покрытием длина контакта значительно меньше, а контактное давление значительно больше, чем у пластин без покрытия. Более того, если увеличение скорости резания, а также нанесение нитрида титана уменьшает силу резания всего на 7...12 %, контактное давление увеличивается на 65...70 %. Значит, стойкость пластин с покрытием должна быть ниже, чем у пластин без покрытия. Однако, как видно из табл. 1, стойкость пластин с покрытием TiN выше, чем у пластин без покрытия, во всем диапазоне исследуемых скоростей резания. Это объясняется процессами трения стружки о переднюю поверхность инструмента.

Как показано в работе [1], поверхность трения на передней поверхности состоит из двух участков: участка пластического контакта и участка упругого контакта. На участке пластического контакта расположен заторможенный слой, в пределах которого сходящая стружка движется не по передней поверхности, а по заторможенному слою. На этом участке внешнее трение скольжения отсутствует и заменяется внутренним трением между отдельными слоями стружки, в результате чего в контактной зоне повышается температура, из-за чего коэффициент внутреннего трения снижается. Так коэффициент трения на участке пластического контакта, определенный по методике [2], для пластин T15K6 с покрытием нитрида титана равен 0,5, а при резании стали ХВГ (HRC₃ 42...38) на скорости резания 150 м/мин пластинами T15K6 без покрытия – 0,6.

3. Основной материал

Интенсивность изнашивания режущего инструмента зависит от площади действительного контакта. У инструмента с покрытием она меньше. Однако покрытие нитрида титана, обладая более низкой теплопроводностью, препятствует стоку в твердосплавную пластину тепла, образовавшегося в процессе деформирования обрабатываемого материала. Это приводит, с одной стороны, к уменьшению температуры в режущем клине, с другой стороны, - к повышению температуры в приграничных объемах обрабатываемого материала. А благодаря наличию заторможенного слоя образуется низкотемпературный градиент на передней поверхности инструмента и, следовательно, область интенсивного тепловыделения находится над зоной пластического трения.

Таким образом, при работе режущим инструментом с покрытием увеличивается теплонапряженность процесса резания, являющегося следствием высоких контактных нагрузок. Однако, при этом, силы резания и температура режущей кромки имеют более низкие значения, чем у инструмента без покрытия, если термостойкость покрытия стабильна в высокотемпературном режиме.

В табл. 2 приведены измерения «горячей» твердости покрытия TiN.

Снижение сил резания на 10...25 % при точении инструментом с покрытием наблюдалось многими исследователями [3–5]. При этом, как показано в работе [3] некоторые исследователи добавляют, что снижается и температура резания.

Таблица 2 – «Горячая» твердость композиции инструментальный материал – покрытие

Температура, °C		20	100	200	300	400	500	600	700	800	900
Микро- твер-дость, ГПа	BK6	14,0	13,5	11,0	10,0	9,6	8,0	7,2	6,0	4,8	3,5
	BK6 + TiN	23,0	22,5	22,0	18,0	15,0	12,6	10,2	8,0	6,6	6,0

Силы резания и температура резания не могут одновременно увеличиваться или уменьшаться при обработке стали одним и тем же инструментом. Если, например, увеличивать температуру поверхностного слоя заготовки путем предварительного нагрева, то силы резания значительно снизятся [6]. Как видно из табл. 2, покрытие нитрида титана в интервале температур до 900 °C более термостойкое, чем твердый сплав. Поэтому уменьшение сил резания, а следовательно, и увеличение контактного давления могут быть объяснены только увеличением температуры срезаемого слоя металла. Термостойкое покрытие, обладающее низкой теплопроводностью, в контактной зоне действует как экранирующий теплозащитный слой, благодаря чему режущий клин инструмента предохраняется от воздействия высоких контактных температур.

Подтверждением этому является исследования по точению легированной стали 25X2ГНТА (HRC₃ 45...41). На рис. 1 представлены зависимости влияния скорости резания на длину пути резания резцами из твердого сплава T15K6 и T15K6 с покрытием TiN. Геометрические параметры: $\gamma=0^\circ$; $\psi=45^\circ$; $\psi_1=45^\circ$; $\alpha=12^\circ$; $\alpha_1=12^\circ$. В качестве СОЖ применялась 5 % эмульсия на основе эмульсола Э2.

Режимы резания: $V=30\ldots300$ м/мин; $S=0,075$ мм/об; $t=0,25$ мм. Износ резцов по главной задней поверхности принимался равным 0,5 мм.

Как видно из графиков кривая 2 зависимости $L=f(v)$ расположена внутри кривой 1. Причем при точении стали 25X2ГНТА со скоростью резания оптимальной для резцов T15K6 стойкость последних незначительно ниже (около 10 %), чем у резцов T15K6 с покрытием нитрида титана.

Смещение восходящей ветви кривой 1 влево по отношению к кривой 2 подтверждает, что при точении стали в интервале активного наростообразования резцами с покрытием TiN температура резания выше, чем при точении резцами без покрытия. В результате этого образование стабильного нароста (зон полного и относительного застоя) происходит при меньших скоростях резания.

На рис. 2 (а, б) представлены микрофотографии «корня стружки», полученные при резании стали 25X2ГНТА со скоростью $V=100$ м/мин. Известно, что зону относительного застоя нельзя рассматривать, как область непрерывных пластических деформаций [7]. При температурах до 600 °C пластичность обрабатываемого материала является недостаточной для того, чтобы без разрушения выдержать те деформации, которые происходят в этой зоне. Поэтому в ней происходят периодически разрывы зерен металла там, где пластические деформации должны достигать наибольшей величины. Зоны полного и относительного застоя (нарост) по этой причине имеют трещины и пустоты, что хорошо видно на рис. 2, а.

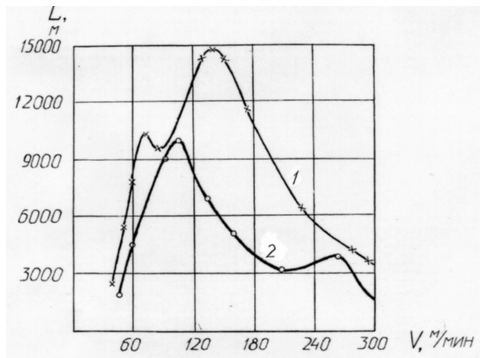


Рис. 1 – Влияние скорости резания на длину пути резания при точении стали 25Х2ГНТА: 1 – точение Т15К6 с покрытием TiN; 2 – точение Т15К6 в исходном состоянии

резания (образование нароста в зависимости от режимов резания) влияет не однозначно на работоспособность режущего инструмента: стойкость резцов с покрытием выше там, где в исходном состоянии наблюдается их интенсивный износ. И наоборот, если в исходном состоянии инструмент имеет большую стойкость при нетеплонапряженном процессе резания, у инструмента с покрытием стойкость меньше. Это и демонстрируют графики рис. 1. Наибольшая стойкость инструмента с покрытием нитрида титана получена при скорости резания $V=140$ м/мин. В этом случае стойкость Т15К6+TiN в 2,5 раза выше, чем у Т15К6. В свою очередь наибольшая стойкость инструмента без покрытия наблюдается при скорости резания $V=100$ м/мин. Однако стойкость инструмента с покрытием при $V=140$ м/мин в 1,5 раза выше по сравнению со стойкостью инструмента без покрытия при скорости резания $V=100$ м/мин.

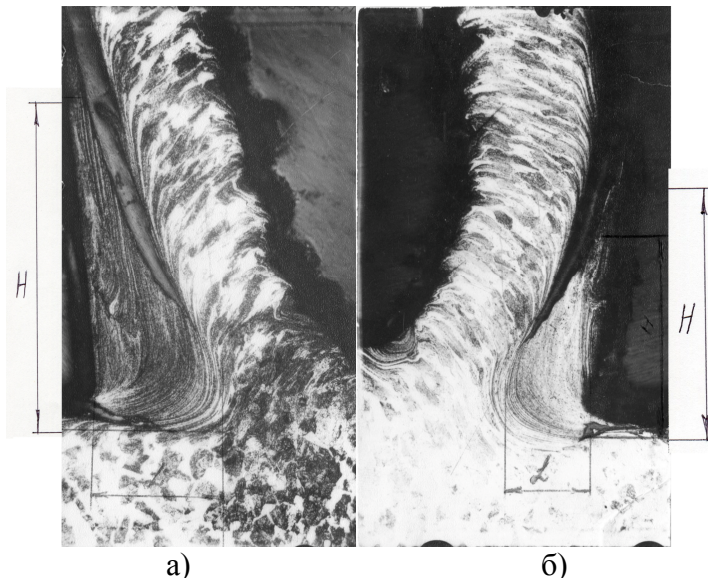


Рис. 2 – Микрофотографии «корня» стружки: а – точение Т15К6 без покрытия; б – точение Т15К6 с покрытием TiN

матеріала інструмента в зоні пластичного контакту опору сдвигу зростає, що призводить до зростання деформації і, відповідно, до зносу інструмента. Причому процес

На інструменті з покриттям нарост більш щільний, має меншу висоту, так і довжину підшви (рис. 2, б). Це означає, що температура різання перевищала 600°C , коли пластичність металу стає настільки високою, що він в стані витримати без руйнування пластичні деформації, необхідні для витікання через зону відносного застою. Процес різання набуває стійкого характеру, а оброблювана поверхня має меншу шорховатість, що підтверджують численні виробничі випробування.

Таким чином, теплонатягненість процесу різання (утворення наросту в залежності від режимів різання) впливає неоднозначно на працездатність режущого інструмента: стійкість резців з покриттям вище там, де в початковому стані спостерігається їх інтенсивний знос. І навпаки, якщо в початковому стані інструмент має велику стійкість при нетеплонатягненому процесі різання, у інструмента з покриттям стійкість менше. Це і демонструють графіки рис. 1. Найбільша стійкість інструмента з покриттям нитрида титану отримана при швидкості різання $V=140$ м/мин. В цьому випадку стійкість Т15К6+TiN в 2,5 рази вище, ніж у Т15К6. В свою чергу найбільша стійкість інструмента без покриття спостерігається при швидкості різання $V=100$ м/мин. Однак стійкість інструмента з покриттям при $V=140$ м/мин в 1,5 рази вище порівняно зі стійкістю інструмента без покриття при швидкості різання $V=100$ м/мин.

Режущий інструмент і стружка міцно схватуються один з одним. Так як в місці схваткування відносна швидкість їх переміщення близька до нуля, на ділянці пластичного контакту між матеріалами інструмента і стружки активно реалізуються дифузійні процеси, які впливають на опір срізаного шару оброблюваного матеріалу пластичному сдвигу.

При насиченні локальних об'ємів оброблюваного матеріалу легуючими елементами з

происходит значительно быстрее с увеличением температуры контактных поверхностей. При отсутствии нароста это наблюдается на режущей кромке или вблизи неё. В условиях нароста зона пластического контакта перемещается за режущую кромку, а износ проявляется в виде лунки.

На рис. 3 приведен график зависимости износ-время ($h_3 - T$) при точении стали 45 резцами P6M5 и P6M5+TiN. Режимы обработки: скорость резания $V=100$ м/мин; подача $S=0,15$ мм/об.; глубина резания $t=1$ мм.

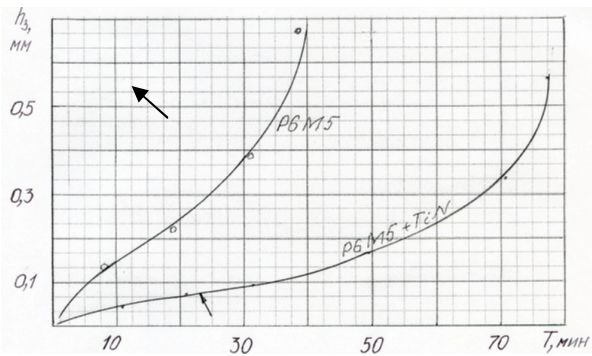


Рис. 3 – Зависимость износ – время ($h_3 - T$) при точении стали 45:
– момент нарушения сплошности покрытия

Если на резце P6M5 после приработки на передней поверхности развивается лунка, а на задней образуются «усы» износа, то при точении резцами с покрытием «усы» износа полностью отсутствуют в течение всего времени работы инструмента. Для резцов P6M5 развитие лунки происходит не только в «глубину», но и как в направлении к режущей кромке, так и от неё. При точении резцами с покрытием TiN через 20...22 минуты работы нарушается сплошность покрытия. Однако рост лунки отмечается в

основном в «глубину», а увеличение ее в сторону режущей кромки практически отсутствует.

Износ всегда является следствием трения. Процесс трения зависит от физико-механических свойств материалов, находящихся в контакте. Химически инертное к обрабатываемому материалу покрытие нитрида (карбида) титана менее склонно к схватыванию контактных поверхностей, поэтому перенос материала инструмента в стружку протекает медленнее даже после прорыва покрытия и образования лунки. Обладая высокой теплостойкостью, покрытие предохраняет режущий клин от воздействия высоких контактных температур и, в то же время, способствует увеличению температуры срезаемого слоя. Как показано в работе [9], в которой изучалось тепловое состояние инструмента из быстрорежущей стали с покрытием по передней поверхности при прерывистом резании, покрытие нитрида титана увеличивает тепловую напряженность инструмента, так как практически не изменяет количество теплоты, поступающего в инструмент во время рабочего хода, и уменьшает отдачу теплоты в окружающую среду во время вспомогательного хода.

Выводы

1. При точении инструментом с покрытием длина контакта значительно меньше, чем при точении инструментом без покрытия, при этом на 7...12 % уменьшаются силы резания и на 65...70 % увеличивается контактное давление, что является следствием увеличения температуры срезаемого слоя.
2. Стабильный нарост при точении инструментом с покрытием образуется при меньших скоростях резания, что свидетельствует об увеличении температуры в зоне резания.

3. Термостойкое покрытие, обладающее малой теплопроводностью, в контактной зоне действует как экранирующий теплозащитный слой, предохраняющий режущий клин от воздействия высоких контактных температур.

Список использованных источников:

1. Бобров В. Ф. Основы теории резания материалов / В. Ф. Бобров. – М. : Машиностроение, 1975. – 344 с.
2. Палетика М. Ф. Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента / М. Ф. Палетика. – М. : Машиностроение, 1969. – 148 с.
3. Джеламанова Л. М. Прогрессивные методы нанесения износостойких покрытий на режущий инструмент : обзор / Л. М. Джеламанова. – М. : НИИмаш, 1979. – 48 с.
4. Усачев П. А. Повышение износостойкости и прочности режущих инструментов / П. А. Усачев, В. П. Пархоменко. – К. : Техника, 1980. – 160 с.
5. Экемар С. Поворотные пластинки из твердых сплавов с покрытием для обработки металлов резанием / С. Экемар // Симпозиум по техническому и экономическому развитию в области металлов. – М., 1976. – С. 35–37.
6. Обработка труднообрабатываемых материалов с нагревом / Л. Н. Строшков, Ш. Л. Теслер, С. П. Шабашов, Д. С. Элинсон. – М. : Машиностроение, 1977. – 140 с.
7. Зорев Н. Н. Вопросы механики процессов резания металлов / Н. Н. Зорев. – М. : Машгиз, 1956. – С. 167–178.
8. Талантов Н. В. Исследование влияния тугоплавких покрытий на износостойкость твердосплавного инструмента / Н. В. Талантов, Ю. М. Быков // Теплофизика технологических процессов. – Волгоград : Изд-во ВПИ, 1980. – 59 с.
9. Синопальников В. А. Тепловые условия работы быстрорежущего инструмента с покрытием нитрида титана / В. А. Синопальников, В. Д. Гурин // Станки и инструмент. – 1983. – № 1. – С. 14–16.

Мовшович А.Я., Этингант А.А., Этингант А.И., Черная Ю.А. «О некоторых вопросах механики процессов резания металлов инструментом с покрытием».

В статье рассмотрены контактные характеристики процесса резания при точении стали режущим инструментом с покрытием нитрида титана и в исходном состоянии. Показано, что химически инертное к обрабатываемому материалу покрытие нитрида титана менее склонно к схватыванию контактных поверхностей, поэтому перенос материала инструмента в стружку происходит медленнее даже после прорыва покрытия и образования лунки. Режущий инструмент с покрытием работает более эффективно в условиях теплонапряженности процесса резания.

Ключевые слова: резание металлов, контактные характеристики, нитрид титана, покрытие.

Мовшович О.Я., Етінгант О.О., Етінгант О.І., Чорна Ю.А. «Про деякі питання механіки процесів різання металів інструментом з покриттям».

В статті розглянуті контактні характеристики процесу різання при точінні сталі різальним інструментом з покриттям нітриду титану та у вихідному стані. Показано, що хімічно інертне до матеріалу, що обробляється, покриття нітриду титану менш схильне до захоплення контактних поверхонь, тому перенос матеріалу інструменту в стружку відбувається повільніше навіть після прориву покриття та утворення лунки. Різальний інструмент з покриттям працює ефективніше в умовах теплонапруженості процесу різання.

Ключові слова: різання металів, контактні характеристики, нітрид титану, покриття.

Movshovich A.Y., Etingant A.A., Etingant A.I., Chorna Yu.A. “About some questions of mechanics of cutting operations of metals by tool with covering”.

In the article the contact features of cutting operation by steel turning with cutting tool with titanium nitride coverage and in an initial condition is considered. It is shown that chemically inert coverage of titanium nitride to worked material is lesser inclined to seizure of contact surfaces, so transfer of material to shaving issues slowly even after breaking of coverage and formation of pit. Cutting tool with coverage works more effective by high-beat conditions of cutting operation.

Key words: metalcutting, contact features, titanium nitride, coverage.

Стаття надійшла до редакції 12 грудня 2012 р.

МНОГОСТУПЕНЧАТАЯ МОДЕЛЬ НОРМАТИВНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ КРИВОЛИНЕЙНОЙ ФОРМЫ

1. Постановка проблемы в общем виде

Изделия, представляющие собой криволинейные тела или поверхности, нашли широкое распространение. Форма их определяется их функциональным назначением и в ряде случаев не может быть сведена к более простой. Она может быть определена условиями обтекания для изделий, связанных с движением в жидкости или газе, условиями эксплуатации, а также условиями сопряжения с естественными сложными формами при изготовлении обуви или одежды.

При изготовлении таких изделий могут возникать проблемы двух видов. Первая связана с тем, что производство подобных изделий представляет собой сложный многооперационный процесс. Пространственное изделие изготавливается, как правило, из плоской заготовки, которая, в свою очередь, также изготавливается из других заготовок. Каждый этап производства, в свою очередь, также разбивается на ряд стадий, каждая из которых характеризуется своим показателем качества. В результате общий показатель качества изделия представляется, как сложная композиция показателей качества отдельных стадий.

Вторая часть проблемы связана с существующей до сих пор неопределенностью в контроле геометрических параметров криволинейных изделий и поверхностей. В ряде случаев до сих пор применяются органолептические методы. В тоже время появившиеся в последнее время технологии трехмерного сканирования и трехмерного прототипирования позволяют в значительной степени решить эту задачу

2. Анализ последних исследований и публикаций, выделение нерешенных частей проблемы

Для анализа сложного производственного процесса, как правило, используют системный подход. При этом каждый этап рассматривают, как элемент, связанный с другими элементами, предполагающий наличие связей, которые входят в элемент и связей, которые выходят из элемента.

В частности, метод организационного моделирования предполагает разработку формализованных математических, графических, машинных и других отображений распределения полномочий и ответственности в организации, являющихся базой для построения, анализа и оценки различных вариантов организационных структур по взаимосвязи их переменных [1].

Общая системная модель производственного процесса показана на рис. 1 [2].

Наряду с существенными преимуществами аналитические математические модели имеют недостатки, связанные с невозможностью определения точных значений некоторых

их параметров. В ряде публикаций [3, 4] предложены приближенные методы определения их значений и анализа системы производственного процесса.

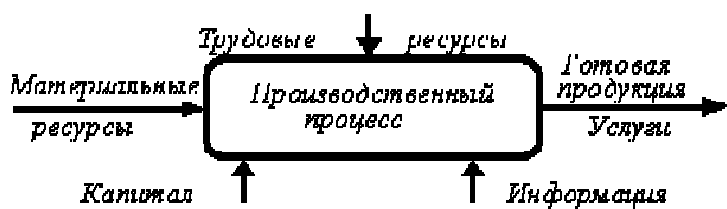


Рис. 1 – Модель производственного процесса

В большинстве из этих исследований система производства представляет собой линейный процесс, в лучшем случае процесс, разветвленный по двум параметрам. В то же время современный процесс

производства криволинейных изделий представляет собой многостадийный процесс, каждый из этапов которого представляет собой систему, связанную с предыдущей системой.

В процессе изготовления изделий сложных геометрических форм особое место принадлежит контролю. В ряде случаев, особенно при производстве потребительских товаров применяются не всегда объективные органолептические методы [5]. Предлагаемые в некоторых работах технологии контроля криволинейных поверхностей [6] относятся, в основном к области строительства и геодезии. Предлагаемые в ряде работ способы вычисления и контроля геометрических параметров криволинейных тел [7] на наш взгляд трудно реализуются на практике. К тому же относятся они, в основном к контролю плоских деталей. Разрабатываемые оптические методы [8] используются для контроля и измерения самых различных свойств, параметров и характеристик изделий машиностроения и приборостроения. Данные методы, к сожалению, практически не используют современных методов трехмерного сканирования. Дальнейшее распространение оптических методов, а также средств контроля и измерений сталкивается с рядом трудностей общего и частного характера. Во-первых, отсутствует обобщенная методика расчета основных параметров этих средств контроля, необходимая для инженерного проектирования новых систем, т.е. для решения часто возникающих новых производственных задач. Во-вторых, наблюдаемая тенденция к повышению точности измерений геометрических параметров изделий массового производства требует определения рациональных путей борьбы с влиянием перечисленных выше факторов, снижающих эту точность. Это определение должно базироваться на тщательном анализе источников основных погрешностей контроля и измерений и исследовании разнообразных способов учета ослабления их влияния на результаты измерений.

3. Цель работы – разработка многомерной модели нормативного обеспечения многостадийного производства деталей сложных пространственных форм на основе применений современных технологий трехмерного сканирования и прототипирования, построения математических моделей системы с раскрытием неопределенностей.

4. Многостадийная модель производства

Рассмотрим процесс производства изделия, представляющего собой сложную пространственную форму в виде линейного последовательного процесса.

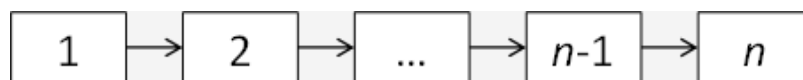


Рис. 2 – Линейный процесс производства

Составляющими процесса могут быть процесс получения исходной заготовки, процесс получения плоской заготовки, процесс работы с плоской заготовкой, процесс получения из плоской заготовки поверхности, процесс окончательной отделки и т.п.

Например, пример перехода от первого процесса при изготовлении изделий из натуральной кожи может быть продемонстрирован на рис. 3.

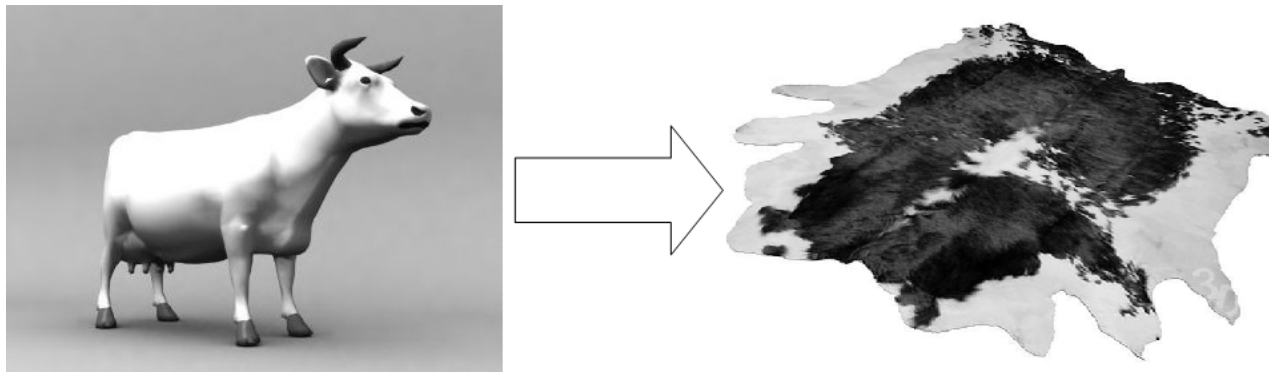


Рис. 3 – Процесс преобразования пространственной заготовки в плоскую

Обратим внимание, что в конкретном данном случае преобразование пространственной формы в плоскую производится экспериментально, то есть предварительное прогнозирование результата можно только представить. Современные методы трехмерного сканирования совместно с применением геометрических методов развертывания могут в значительной степени автоматизировать этот процесс.

Исследователями накоплен большой опыт построения аналитических математических моделей технологических процессов [2-4]. Опыт основан на глубоком теоретическом анализе процессов, происходящих в исследуемом объекте. При выводе уравнений аналитических математических моделей используются фундаментальные законы сохранения вещества и энергии, а также геометрических и математических преобразований. Все это дает возможность таким моделям адекватно описывать технологические процессы в широком диапазоне действия входных и управляющих воздействий. Если этот процесс осуществится, например с использованием современных методов сканирования, точность моделирования процесса будет наивысшей.

Наряду с существенными преимуществами аналитические математические модели имеют недостатки, связанные с затруднением, а порой и невозможностью определения точных значений некоторых их параметров. Параметры каждого этапа процесса влияют на показатели качества изделия в целом. Как уже было указано, в ряде случаев эти параметры являются неопределенными их удобно обозначать в виде вектора

$$A = (A_1, A_2, \dots, A_{n-1}, A_n)$$

Известно несколько подходов к раскрытию неопределенностей. Широко используется вероятностный подход [4], в котором неопределенные параметры $A_i, i = 1, n$ характеризуются функциями плотности распределения $p_i(A_i), i = 1, n$. Математические модели, в состав которых входят такие параметры, имеют названия вероятностных. В этом случае функции распределения строятся на основании накопленных статистических данных о поведении стохастических параметров. Трудность применяемой методики связана с необходимостью

проведения большого числа экспериментов на объекте во время хода технологического процесса для определения параметров законов распределения стохастических величин.

Другой подход связан с использованием теории нечетких множеств [3] и уходит в сферу субъективной информации. Неопределенные параметры $A_i, i = 1, n$ характеризуются функциями принадлежности $\mu_i(A_i), i = 1, n$ которые строятся на основе опросов экспертов. Модели, в которых неопределенные параметры характеризуются функциями принадлежности, получили название нечетких математических моделей. Недостатком этой методики является то, что для надежного построения функции принадлежности требуется мнение нескольких экспертов.

Учитывая, что в общей модели нами представлены только укрупненные стадии, эксперты должны быть очень квалифицированными, причем иметь четкие представления о материалах из различных, порой слабо связанных друг с другом областей.

Рассмотрим отдельно укрупненно отдельную стадию, связанную, например, с обработкой плоской заготовки для последующего преобразования в поверхность. В качестве примера приведем процесс работы с натуральными шкурами, полученными из предыдущего технологического процесса. Стадия отличается тем, что каждая заготовка имеет криволинейную форму, причем форма индивидуальна для каждой заготовки. Процесс работы с может иметь вид



Рис. 4 – Этапы стадии производства

Для обеспечения качества на каждом этапе производства необходим комплекс методов контроля качества.

Проблема качества носит в современном мире универсальный характер. Анализ качества плоских криволинейных изделий осуществляют тремя методами: органолептическим, измерительным и социологическим. К сожалению, преобладающим является органолептический метод, имеющий зачастую субъективный характер. Применение фотограмметрических методов совместно с компьютерными методами распознавания существенно повысит эффективность этого процесса.

Обращаем внимание на схожесть процессов по этапам производства. Отмечаем, что, несмотря на то, что физическая сущность процессов различна, формальная последовательность действий однородна. При объединении этапов производства в одну модель можно получить прямоугольную структуру, которая демонстрирует симметричный алгоритм производства (рис. 6). Результатом любого производства должна выступать продукция с ее показателями качества, конкурентоспособности, энергосбережения и др.

В общем случае обобщенный процесс контроль-производство-контроль может быть представлен в виде линейного алгоритма (рис. 5).

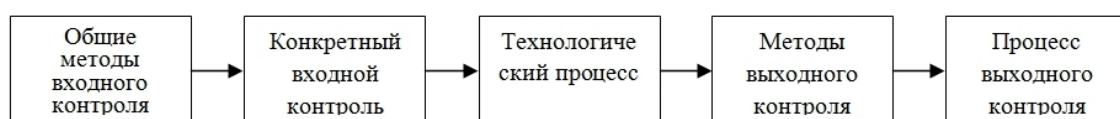


Рис. 5 – Линейный алгоритм контроля

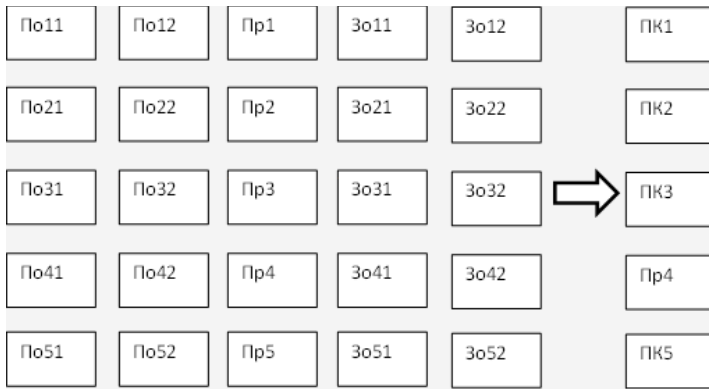


Рис. 6 – Симметричная модель стадии производства

Очевидно, каждому этапу и элементу системы можно поставить в соответствие некоторый показатель весомости, который вносит свой вклад в суммарный эффект производства обозначим весомость отдельного элемента системы символом E_{ij} , где i – номер этапа производства, j – номер процесса обеспечения качества.

Обозначим также R_i – весомость показателя качества.

Описанная матрицей четвертого порядка математическая модель в этом случае будет выглядеть в виде

$$\begin{Bmatrix} E_{11} & E_{12} & E_{13} & E_{14} & E_{15} \\ E_{21} & E_{22} & E_{23} & E_{24} & E_{25} \\ E_{31} & E_{32} & E_{33} & E_{34} & E_{35} \\ E_{41} & E_{42} & E_{43} & E_{44} & E_{45} \\ E_{51} & E_{52} & E_{53} & E_{54} & E_{55} \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ R_4 \\ R_5 \end{bmatrix}.$$

В общем виде, таким образом, модель производства в легкой промышленности может быть представлена, как

$$\{E\}[X] = [R],$$

где $\{E\}$ – матрица элементов производственного процесса,

$[R]$ – вектор показателей качества,

$[X]$ – вектор нормативного обеспечения.

Обращаем внимание, что Матрицей описана только одна стадия производства. Движения по стадиям, этапам производства и контроля может быть продемонстрировано в трехмерной модели (рис. 7).

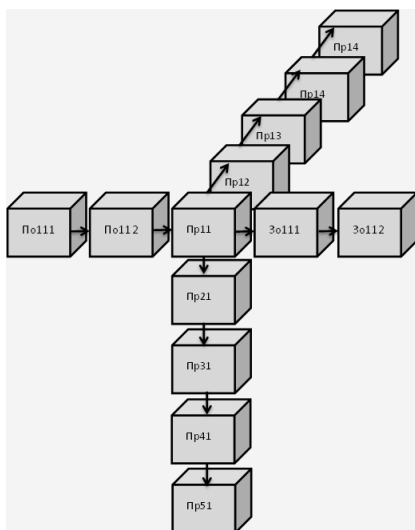


Рис.7 – Трехмерная модель многостадийного процесса

Процесс обеспечения показателей качества для каждого элемента процесса может быть представлен пространственной матрицей вида

Процесс обеспечения качества в этом случае описывается системой прямоугольных матриц вида

$$\begin{Bmatrix} E_{11j} & E_{12j} & E_{13j} & E_{14j} & E_{15j} \\ E_{21j} & E_{22j} & E_{23j} & E_{24j} & E_{25j} \\ E_{31j} & E_{32j} & E_{33j} & E_{34j} & E_{35j} \\ E_{41j} & E_{42j} & E_{43j} & E_{44j} & E_{45j} \\ E_{51j} & E_{52j} & E_{53j} & E_{54j} & E_{55j} \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} X_{1j} \\ X_{2j} \\ X_{3j} \\ X_{4j} \\ X_{5j} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{1j} \\ R_{2j} \\ R_{3j} \\ R_{4j} \\ R_{5j} \end{bmatrix}, j = 1, 5 \text{ Резул}$$

ьтирующие показатели качества получаются в виде суммирования отдельных показателей с весовыми

коэффициентами, соответствующих фазам производства.

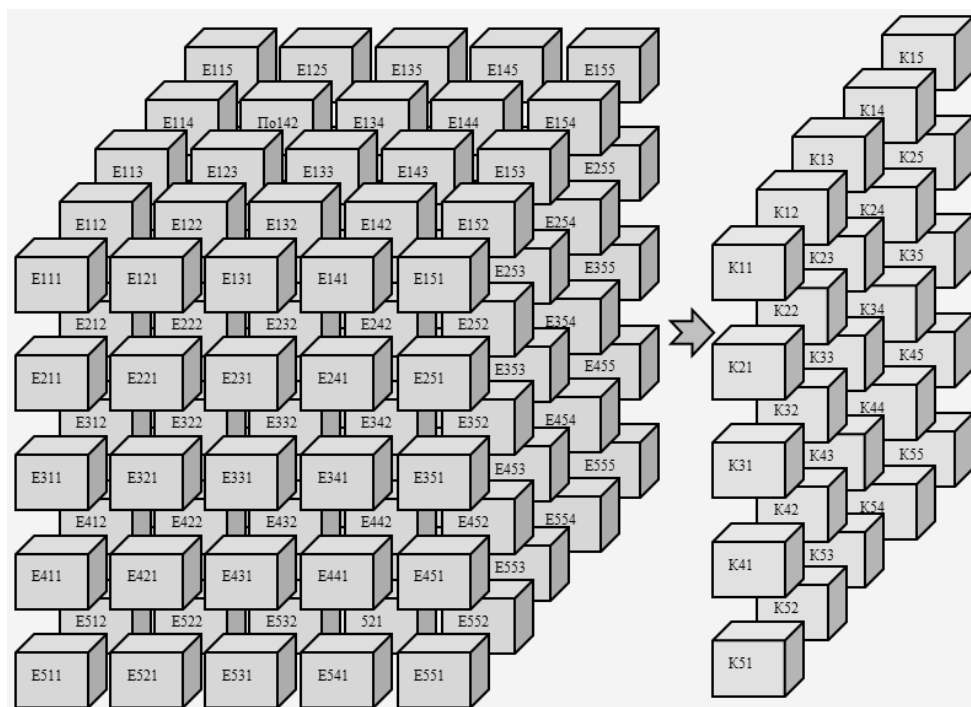


Рис. 8 – Пространственная матрица обеспечения качества многостадийного процесса

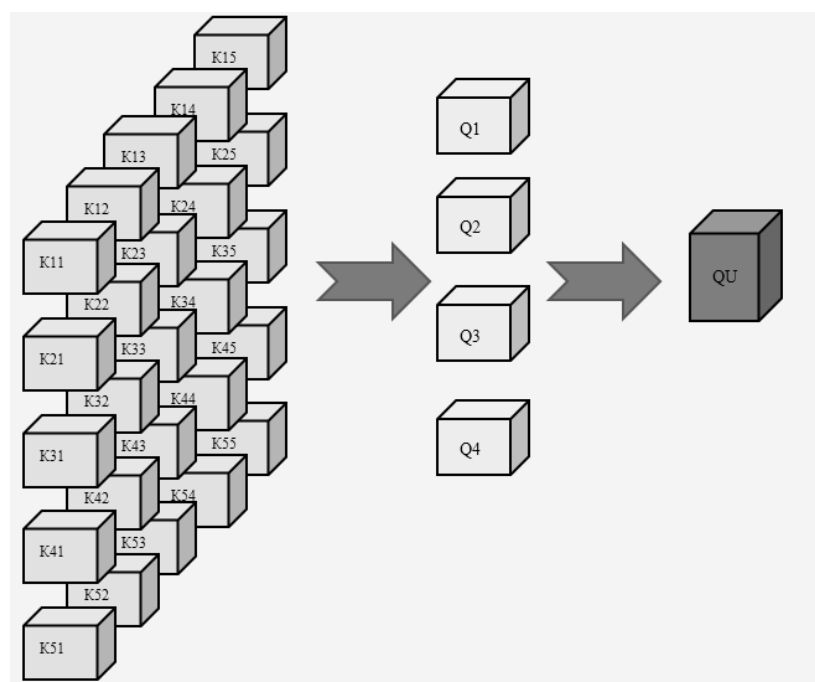


Рис. 8 – Суммирование показателей качества многостадийного процесса

Выводы и перспективы дальнейших исследований.

Для успешного обеспечения контроля качества в многостадийном производстве изделий сложной формы необходимо построение системы пространственных матриц производства совместно с применением современных технических методов трехмерного сканирования и прототипирования.

В условиях многостадийного процесса вполне эффективным инструментом выступает аутсорсинг [9]. При этом происходит передача процессов, признаваемых непрофильными для предприятия-потребителя, поставщикам, которые специализируются на выполнении именно этих процессов. Следовательно, при аутсорсинге предприятие часть своих забот перекладывает на плечи своих поставщиков, что обеспечивает первому определенные конкурентные преимущества за счет сокращения издержек на ведение непрофильных процессов, повышения качества профильных процессов и использования освободившихся площадей для развития производства, а второму – увеличение объемов бизнеса.

На сегодняшний день в условиях многостадийного производства основным инструментом высокой гарантии создания успешной продукции является применение метода «Структурирование функции качества (QFD)».

Список использованных источников:

1. Михальски Т. Японские организационные формы в западной экономике / Т. Михальски // Менеджмент и маркетинг. – 1997. – № 2. – С. 13–15.
2. Кафаров В. В. Математическое моделирование основных процессов химических производств / В. В. Кафаров, М. Б. Глебов. – М. : Высшая школа, 1991. – 400 с.
3. Gruhn G. Interval approach to Process System Engineering problems / G. Gruhn, S. Colditz // Computers. Chem. Enging. – 1996. – Vol. 20. – P. 533–538.
4. Советов Б. Я. Моделирование систем / Б. Я. Советов, С. А. Яковлев. – М. : Высшая школа, 2001. – 343 с.
5. Сидоров В. А. Органолептические методы технического диагностирования механического оборудования / В. А. Сидоров // Оборудование и инструмент для профессионалов. Металлообработка. – 2009. – № 5. – С. 72–75.
6. Литвинова Л. Ф. Разработка и исследование технологии геодезического контроля геометрии криволинейных поверхностей : дис. ... канд. техн. наук. : 05.24.01 «Геодезия» / Л. Ф. Литвинова. – Ростов н/Д, 1999. – 124 с.
7. Пат. 2148787 Российская Федерация, МПК⁷ G 01 B 5/26. Способ вычисления геометрических параметров криволинейных тел и устройство для его осуществления / Бессонов Е. А. – № 97116570/28; заявл. 24.09.1997 ; опубл. 10.05.2000, Бюл. № 13 – С. 338.
8. Тарасов В. В. Лазерные сканирующие системы контроля геометрических параметров изделий массового производства : дис. ... доктора техн. наук : 05.11.07 «Оптические и оптико-электронные приборы» / В. В. Тарасов. – СПб., 1998. – 211 с.
9. Аронов И. З. Аутсорсинг: «за» и «против» / И. З. Аронов // Методы менеджмента качества. – 2002. – № 9. – С. 14–17.

Рябчиков А.Н. «Многоступенчатая модель нормативного обеспечения процесса изготовления деталей криволинейной формы».

В статье рассмотрено создание многомерной модели нормативного обеспечения многостадийного производства деталей сложных пространственных форм на основе

применений современных технологий трехмерного сканирования и прототипирования. Рассмотрены современные методы моделирования и предложена схема многомерного нормативного обеспечения.

Ключевые слова: детали сложных пространственных форм, трехмерное сканирование, быстрое прототипирование, матричная модель, многостадийный процесс, нормативное обеспечение.

Рябчиков О.М. «Багатоступенева модель нормативного забезпечення процесу виготовлення деталей криволінійної форми».

У статті розглянуто створення багатовимірної моделі нормативного забезпечення багатостадійного виробництва деталей складних просторових форм на базі використання сучасних технологій тривимірного сканування і прототипування. Розглянуті сучасні методи моделювання і запропонована схема багатовимірного нормативного забезпечення.

Ключові слова: деталі складних просторових форм, тривимірне сканування, швидке прототипування, матрична модель, багатостадійний процес, нормативне забезпечення

Riabchykov O.M. “Multistep normative standards model of curvilinear detail creation process supply”.

In the article normative standard multidimensional model of multistep production of shape form detail creation basing on 3d scanning and rapid prototyping technologies is considered. Modern methods of modeling are considered. Also the scheme of multidimensional normative standards is shown.

Key words: curvilinear multidimensional details, three-dimensional scanning, rapid prototyping, matric model, multistep process, normative standards.

Стаття надійшла до редакції 9 квітня 2013 р.

УДК 658.382.3:621

©Смирнитская М.Б.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЛАНИРОВАНИЯ ОБУЧЕНИЯ РАБОТНИКОВ ПО ВОПРОСАМ ОХРАНЫ ТРУДА НА МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОМ ПРЕДПРИЯТИИ

1. Постановка проблемы

На современном этапе предприятия машиностроительного профиля все больше оснащаются автоматизированными линиями и комплексами, расширяется применение автоматических манипуляторов и роботов, внедряются роботизированные технологические комплексы и участки, гибкие производственные системы. Все это способствует решению двух взаимосвязанных задач: выпуск более качественной продукции и повышение безопасности производственного процесса. Охрана труда, будучи системой специальных знаний, предназначена в качестве средства обеспечения безопасности технологических процессов и производства [1]. Знание методов и средств обеспечения безопасных и здоровых условий труда во многом определяет уровень профессиональной подготовленности любого специалиста предприятия, а порядок приобретения таких знаний регулируется [2]. Следовательно, актуальным является совершенствование процесса обучения вопросам охраны труда работников машиностроительных предприятий.

2. Анализ последних достижений и публикаций

Совершенствованию системы управления охраной труда машиностроительного предприятия (СУОПТ) постоянно уделяется внимание ученых Украины [3-6]. Однако остается формальным подход к процессу обучения вопросам охраны труда на производстве. Отсутствуют работы, в которых исследуется взаимосвязь между качеством и количеством обучения, которое работник в течение года прошел по вопросам охраны труда – с одной стороны и ошибками персонала, которые привели к браку, останову оборудования за тот же период – с другой.

Целью настоящей работы является поиск количественных статистических зависимостей, связывающих факторные показатели процесса обучения работников машиностроительного предприятия по охране труда.

3. Описание исследования

В качестве информационной базы для проведения исследований воспользуемся внутренней статистической отчетностью одного из машиностроительных предприятий Харьковской области за период 2007-2011 г.г.

Рассмотрим взаимосвязи временных изменений численности основного и ремонтного персонала, проходящих ежегодное обучение по охране труда, а также повышение квалификации, включающее вопросы по охране труда, с временными зависимостями

количества случаев и интенсивностей нарушений технологического процесса, по причинам ошибок работников, относительных потерь объема продукции, связанных с недостатками подготовки работников по вопросам охраны труда. Будем считать, что данные по обучению вопросам охраны труда работников являются факторными признаками, а остальные показатели – результативными. В табл.1 сведены значения коэффициентов парной корреляции, отражающих степень линейной зависимости между изучаемыми признаками.

Таблица 1 – Значения коэффициентов парной корреляции между изучаемыми факторами (ρ_{x_i, y_i})

Фактор	Количество работников предприятия, проходящих обучение по вопросам охраны труда			
	Подготовка, переподготовка и ежегодное обучение работников основных производственных операций	Повышение квалификации и ежегодное обучение ремонтного персонала		Повышение квалификации и ежегодное обучение ИТР
		Повышение квалификации	Ежегодное обучение	
Число нарушений по вине работников	0,0048	-0,0259	-0,0625	0,0267
Интенсивность нарушений по вине работников, мес. ⁻¹	-0,2077	0,0753	0,4854	-0,2447
Относительные потери объема прдукции по причинам, связанным с ошибками работников, %	-0,0431	-0,0048	-0,1926	-0,0595

Анализ данных в табл.1 позволяет констатировать крайне слабую корреляцию между результативными и факторными признаками. Коэффициенты корреляции между количеством случаев (интенсивностью) нарушений по вине работников и некоторыми показателями численности ремонтного персонала и работниками основных производственных операций, проходящих ежегодное обучение по вопросам охраны труда, имеют положительные значения, что свидетельствует об изменении рассматриваемых переменных в одном направлении. Из этого следует, что планирование мероприятий (сроки проведения, объем часов, тематика занятий) по ежегодному обучению и повышению квалификации работников основных производственных операций, ремонтного персонала и ИТР ведется без учета статистики рискованных ситуаций, нарушений в работе, связанных с ошибочными действиями работников. Такое положение следует отнести к существенным недостаткам функционирования СУОПП.

Для принятия решений по планированию текущей численности работников основных производственных операций, ремонтного персонала и ИТР, направляемых на курсы и тренинги по повышению квалификации, числа часов подготовки, финансовых ресурсов, а также по планированию мероприятий ежегодного обучения вопросам охраны труда в подразделениях предприятия необходимо иметь количественные зависимости, связывающие

результативные и факторные признаки рассмотренные в табл.1.

На основании анализа статистики нарушений предположим, что модель изучаемых закономерностей может быть построена при использовании множественной линейной регрессии [7]. При этом в качестве результативных показателей (Y_j) факторных (X_i) признаков управления процессами планирования и организации ежегодного обучения по вопросам охраны труда и повышения квалификации работников основных производственных операций, ремонтного персонала и ИТР примем:

$$Y_1 = f(X_1, X_2, X_3, X_4),$$

где: Y_1 – индекс роста частоты нарушений по вине персонала, X_1 – количество работников основных производственных операций, проходящих в течении месяца подготовку, переподготовку и обучение по вопросам охраны труда; X_2 – численность ремонтного персонала, проходящего в течении месяца обучение по вопросам охраны труда и курсы повышения квалификации; X_3 – численность ремонтного персонала, проходящего в течении месяца только обучение по вопросам охраны труда; X_4 – численность ИТР, проходящего в течении месяца обучение по вопросам охраны труда и курсы повышения квалификации.

$$Y_2 = f(X_5, X_6, X_7, X_8, X_9),$$

где: Y_2 – индекс роста числа нарушений по вине персонала (дискретность — год), X_5 – годовые затраты на обучение по вопросам охраны труда и повышение квалификации работников, млн. грн; X_6 – численность работников основных производственных операций, проходящих в течении года подготовку, переподготовку и обучение по вопросам охраны труда; X_7 – численность ремонтного персонала, проходящего в течении года обучение по вопросам охраны труда и курсы повышения квалификации; X_8 – численность ИТР, проходящего в течении года обучение по вопросам охраны труда и курсы повышения квалификации; X_9 – объем обучения по вопросам охраны труда за год (включая часы на курсах повышения квалификации), чел/час.

$$Y_3 = f(X_5, X_6, X_7, X_8, X_9),$$

где: Y_3 – индекс роста числа остановов всего технологического процесса в результате ошибочных действий персонала (дискретность – год).

Реализация регрессионной модели была выполнена с использованием пакета STATISTICA 6.0 Результаты составной регрессии приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Результаты составной регрессии

Y_1 :	Regression Summary for Dependent Variable: Y1 Умножение $R=0,27768691$ $F=0,7728631$; $df=4,37$ Число случаев:42 adjusted $R^2= - 0,02266187$ $p=0,549870$ Standard error of estimate: 0,021802301
Y_2 :	Regression Summary for Dependent Variable: Y2 Умножение $R=1,00000000$ $F=334885E2$; $df=3,1$ Число случаев:5 adjusted $R^2=0,99999996$ $p=0,000127$ Standard error of estimate: 0,000046221
Y_3 :	Regression Summary for Dependent Variable: Y3 Умножение $R=0,99999263$ $F=22624,38$; $df=3,1$ Число случаев: 5 adjusted $R^2= 0,99994107$ $p= 0,004887$ Standard error of estimate: 0,001696726

Итоги и результаты составной регрессии позволяют представить модель управления параметрами организации обучения и повышения квалификации по вопросам охраны труда на машиностроительном предприятии в следующем виде:

$$Y_1 = 0,9899394 + 0,0000087 \cdot X_1 + 0,0002296 \cdot X_2 - 0,0000119 \cdot X_3 - 0,0000241 \cdot X_4;$$

$$Y_2 = 1,7857353 - 1,6254221 \cdot X_5 - 0,0008937 \cdot X_7 - 0,0000328 \cdot X_8;$$

$$Y_3 = 1,4126428 - 10,4535419 \cdot X_5 + 0,0010212 \cdot X_7 - 0,0000010 \cdot X_9$$

Оценка качества полученных моделей осуществлялась с использованием критерия Дарбина-Уотсона. Полученные значения d-статистики для изучаемых результативных признаков позволили принять гипотезу об отсутствии автокорреляции. Уровень значимости гипотез об отсутствии связей, объясняемых каждым из них, не превысил 3 %. Таким образом, можно сделать вывод об адекватности полученных уравнений.

Приведенные уравнения могут служить основой для выбора ресурсов, обеспечивающих улучшение показателей деятельности СУОПП в части снижения числа случаев (соответствующей вероятности) нарушений в работе по вине работников (либо по причинам недостатков в планировании, организации обучения по вопросам охраны труда, а также качестве его подготовки).

Выводы

Выявленная взаимосвязь между переменными планирования работы по подготовке и повышению квалификации работников по вопросам охраны труда и количеством ошибок работников при наличии соответствующей постоянно обновляемой информации может быть использована для формирования числа часов, тем занятий, выборе приоритетных направлений подготовки работников, циклов, видов и периодичности этой подготовки и др.

Описанный в настоящей работе подход к планированию процесса подготовки и повышения квалификации работников по вопросам охраны труда на предприятии может быть использован как дополнение методов разработки обоснования и поддержки организационных и управленческих решений в СУОПП на предприятиях машиностроения.

Список использованных источников:

1. Минько В. М. Охрана труда в машиностроении: учеб. для студ. учреждений сред. проф. образования / В. М. Минько. – М. : Академия, 2012. – 256 с.
2. Типове положення про порядок проведення навчання і перевірки знань з питань охорони праці : НПАОП 0.00-4.12-05. –Х. : Форт, 2005. – 40 с.
3. Ступницька Н. В. Підвищення ефективності планування заходів запобігання виробничому травматизму на підприємствах машинобудування : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.26.01 «Охорона праці» / ДУ «Львівська Політехніка». / Н. В. Ступницька. – Л., 1999. – 22 с.
4. Кружилко О. Є. Удосконалення комплексної оцінки стану охорони праці на підприємствах : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.26.01 «Охорона праці» / О. Є. Кружилко. – К., 2001. – 20 с.

5. Гунченко О. М. Вдосконалення системи управління охороною праці на машинобудівних підприємствах : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.26.01 «Охорона праці» / О. М. Гунченко. – Луганськ, 2007. – 20 с.

6. Проблеми стану і необхідності вдосконалення системи управління охороною праці в галузі машинобудування / М. А. Касьянов, В. О. Медяник, О. М. Гунченко, Д. А. Вишнівський // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля, 2008. – № 6 (124), ч. 2. – С. 3–9.

7. Елисеева И. И. Общая теория статистики : учеб. для студ. вузов, обуч. по направл. и спец. "Статистика" / И. И. Елисеева, М. М. Юзбашев ; под. ред. И. И. Елисеевой. – М. : Финансы и статистика, 1996. – 368 с.

Смирнитская М.Б. «Совершенствование процесса планирования обучения работников по вопросам охраны труда на машиностроительном предприятии».

На основании анализа статистики нарушений выявлена взаимосвязь между переменными планирования работы по обучению работников вопросам охраны труда и количеством ошибок работников. Построена модель изучаемых закономерностей с использованием множественной линейной регрессии.

Ключевые слова: охрана труда, обучение, машиностроение, ошибка персонала, планирование, результативные показатели, факторные признаки, регрессионная модель.

Смирнитська М.Б. «Удосконалення процесу планування навчання працівників з питань охорони праці на машинобудівному підприємстві».

На основі аналізу статистики порушень виявлених взаємозв'язок між змінними планування роботи з навчання працівників питанням охорони праці й кількістю помилок працівників. Побудована модель досліджуваних закономірностей з використанням множинної лінійної регресії.

Ключові слова: охорона праці, навчання, машинобудування, помилка персоналу, планування, результативні показники, факторні показники, регресійна модель.

Smyrnytska M.B. "Improvement of the planning industrial training on labor safety at an engineering plant".

Correlation between the variables of the planning industrial training on labor safety and the quantity of errors of personnel detected by analyzed the statistics of violations. The model of regularity is built using multiple linear regression.

Key words: labor safety, industrial training, machine industry, error of personnel, planning, effective indicator, factorial indicator, regression model.

Стаття надійшла до редакції 2 квітня 2013 р.

ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ НОВИХ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКІВ КАНАТНИХ БАРАБАНІВ

1. Актуальність

При проектуванні деталей машин дуже часто в розрахунках використовують завищені запаси міцності, що приводить до необґрунтованого підвищення металоємкості машини.

2. Основний матеріал

При навивці каната на барабан в його стінці виникають напруження стиснення, згину та кручення. Основними являються напруження стиску, які визначають по теорії напруженого стану кільця, яке навантажене рівномірно розподіленим по його зовнішній поверхні тиском.

Напруження стиску визначаємо по формулі [1]

$$\sigma_{ct} = \frac{S_{\max}}{\delta t} \leq [\sigma_{ct}] \quad (1)$$

де $[\sigma_{ct}]$ – допустиме напруження, яке залежить від групи режиму роботи і матеріалу барабана.

Напруження згину в стінці барабана визначається по формулі

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u D}{0,1(D^4 - D_1^4)}, \quad (2)$$

де M_u – момент згину

$S_{\max}$ – максимальне натягнення канату;

W_u – момент опору згину поперечного перерізу барабана.

Напруження від моменту кручення

$$\tau_{kp} = \frac{M_k}{W_{kp}} = \frac{M_{kp} D}{0,2(D^4 - D_1^4)}, \quad (3)$$

де M_k – момент кручення

W_{kp} – момент опору кручення поперечного перерізу барабана

Сумарні напруження для сталевих барабанів визначають за звичай по наступній формулі

$$\sigma_{cym} = \sqrt{(\sigma_{ct} + \sigma_u)^2 + 3\tau_{kp}^2} \quad (4)$$

Приведений метод розрахунку кранового барабана приводять в інженерних розрахунках. Але треба мати на увазі, що він являється наближеним, тому що тіло барабана

приймається як труба безкінечної довжини. Крім цього, в ньому не враховуються місцеві напруження в з'єднанні обичайки з торцевою стінкою та біля установлених ребер жорсткості.

Більш точний розрахунок у випадку необхідності треба проводити, розглядаючи барабан як циліндричну оболонку, яка підкоряється як напруженням стиску, так і напруження згину біля торцевих стінок та ребер жорсткості, якщо такі є.

Крім цього, треба враховувати, що стінка барабана, яка навантажена радіальним тиском від витків канату, може втратити стійкість.

При розрахунку на стійкість запас стійкості циліндричної стінки приймають з умови

$$n = \frac{\sigma_{kp}}{\varphi \sigma_{ct}} \geq [n], \quad (5)$$

де $[n]$ – рекомендований запас стійкості;

$[n] = 1,7$ для сталевих барабанів,

$[n] = 2,0$ для чавунних барабанів,

σ_{kp} – критичне напруження в циліндричній стінці

$$\sigma_{kp} = 0,92 E_b \frac{\delta}{l} \sqrt{\frac{2\delta}{D}}, \quad (6)$$

де E_b – модуль пружності матеріалу стінки барабану

φ – коефіцієнт, який враховує вплив деформації стінки барабана і каната.

$$\varphi = \left(1 + \frac{E_k F_k}{E_b \delta t} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

де E_k – модуль пружності каната

F_k – площа перерізу всіх дротинок каната

Критичні напруження σ_{kp} не повинні бути більш $0,8\sigma_t$ для сталевих барабанів і більше $0,6\sigma_b$ для чавунних барабанів.

Використовуючи уточнені методи розрахунків можна значно зменшити розміри барабана.

Критичне навантаження барабана можна визначити по формулі [2]

$$p_{kp} = \frac{D(n^2 - 1)}{R^3} \left[1 + \frac{\theta^4 R^6 E \delta}{D L^4 n^4 (n^2 - 1)^2} \right], \quad (7)$$

де D – циліндрична жорсткість оболонки

$$D = \frac{E_b \delta^3}{12(1 - \nu^2)}$$

n – кількість напівхвиль

θ – коефіцієнт, який враховує жорсткість з'єднання лобовини з обичайкою.

$$\theta = \pi \sqrt{\frac{\varphi_0^2 + 0,9\varphi_0 + 1,5}{\varphi_0^2 + 0,9\varphi_0 + 0,21}}, \quad (8)$$

де $\varphi_0 = 2,6C \sqrt{\frac{R}{\delta} \left(\frac{\delta}{\delta_1} \right)^3}$

$$C = \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \nu + (1 - \nu) \frac{r^2}{R^2}},$$

де r – радіус ступиці;
 ν – коефіцієнт Пуассона;
 δ_l – товщина лобовини.

Розрахунки канатних барабанів показують, що при геометричних параметрах, які відповідають реальним барабанам, втрата стійкості обичайки має місце при $n = 2 \dots 4$, причому основній масі конструкцій відповідає $n = 3$.

При цьому ми отримаємо формулу

$$p_{kp} = 0,15E \left[4,89 \left(\frac{\delta}{R} \right)^3 + \frac{\delta}{R} \left(\frac{R}{L} \right)^4 \right] \quad (9)$$

або

$$\sigma_{kp} = p_{kp} \frac{R}{\delta} = 0,15E \left[4,89 \left(\frac{\delta}{R} \right)^2 + \left(\frac{R}{L} \right)^4 \right] \quad (10)$$

Призначаючи σ_{kp} ми отримаємо рівняння, яке пов'язує параметри $\frac{\delta}{R}$ та $\frac{R}{L}$.

Наприклад, для барабанів з сталі 20, яка має межу текучості $\sigma_t = 240$ МПа приймаємо $\sigma_{kp} = 200$ МПа, тоді при $E = 205 \cdot 10^3$ МПа отримаємо

$$0,0065 = 4,89 \left(\frac{\delta}{R} \right)^2 + \left(\frac{R}{L} \right)^4$$

Проводимо розрахунок барабана, виходячи з його геометричних параметрів: діаметр барабана $D = 400$ мм, довжина барабана $L = 1110$ мм, матеріал барабана – сталь 20 з межою міцності на стиснення $[\sigma_c] = 200$ МПа, діаметр каната $d_k = 16,5$ мм, товщина стінки барабана $\delta = 15$ мм.

Визначаємо коефіцієнт, який враховує вплив деформації стінки барабана

$$\varphi = \left(1 + \frac{12 \cdot 10^4 \cdot 53,87}{205 \cdot 10^3 \cdot 12 \cdot 3,5} \right)^{-\frac{1}{2}} = 0,91$$

Напруження стиску

$$\sigma_c = \frac{12450}{12 \cdot 13,5} = 77 \text{ МПа}$$

Напруження згину

$$\sigma_u = \frac{12450 \cdot 936}{0,1(335^4 - 311^4)} = 5 \text{ МПа}$$

Напруження кручення

$$\tau_k = \frac{12450 \cdot 336^2}{0,2(336^4 - 311^4)} = 2 \text{ МПа}$$

Сумарне напруження

$$\sigma = \sqrt{(77 + 5)^2 + 3 \cdot 2^2} = 82 \text{ МПа}$$

Визначимо коефіцієнти C і φ_0

$$C = \frac{1 + \frac{110^2}{168^2}}{1 + 0,3 + (1 - 0,3) \frac{110^2}{168^2}} = 0,89$$

$$\varphi_0 = 2,6 \cdot 0,89 \sqrt{\frac{168}{12} \left(\frac{12}{14} \right)^3} = 6,4$$

Тоді коефіцієнт, який враховує жорсткість з'єднання лобовини з обичайкою

$$\theta = \pi^4 \sqrt{\frac{6,4^2 + 0,9 \cdot 6,4 + 1,5}{6,4^2 + 0,9 \cdot 6,4 + 0,21}} = 3,16$$

$$D = \frac{205 \cdot 10^3 \cdot 12^3}{12(1 - 0,3^2)} = 32439560$$

Визначаємо критичне навантаження

$$p_{kp} = \frac{32439560(3^2 - 1)}{168^3} \left[1 + \frac{3,16^4 \cdot 168^6 \cdot 205 \cdot 10^3 \cdot 12}{32439560 \cdot 936^4 \cdot 3^4 (3^2 - 1)^2} \right] = 72,9 \text{ МПа}$$

Навантаження барабана від дії намотаного каната

$$p = \frac{12450}{168 \cdot 13,5} = 5,5 \text{ МПа}$$

Тоді запас по навантаженню буде визначатися

$$n_y = \frac{p_{kp}}{p} = \frac{72,9}{5,5} = 13,3$$

Критичне напруження

$$\sigma_{kp} = 72,9 \frac{168}{12} = 1020 \text{ МПа}$$

Запас міцності по напруженням

$$n_\sigma = \frac{1020}{82} = 12,4$$

Як бачимо, запаси міцності і стійкості досить великі. Приймаємо товщину обичайки барабана 11 мм. Тоді напруження стиску буде дорівнювати

$$\sigma_c = \frac{12450}{9 \cdot 13,5} = 102 \text{ МПа}$$

$$D = \frac{205 \cdot 10^3 \cdot 9^3}{12(1 - 0,3^2)} = 13685440$$

Критичне навантаження

$$p_{kp} = \frac{13685440 \cdot (3^2 - 1)}{168^3} \left[1 + \frac{3,16^4 \cdot 168^6 \cdot 205 \cdot 10^3 \cdot 9}{13685440 \cdot 936^4 \cdot 3^4 (3^2 - 1)^2} \right] = 38,4 \text{ МПа}$$

Критичні напруження

$$\sigma_{kp} = 38,4 \frac{168}{9} = 717 \text{ МПа}$$

Запас стійкості по навантаженню

$$n_p = \frac{38,4}{5,5} = 7$$

$$n_\sigma = \frac{717}{102} = 7$$

Як бачимо, після зменшення товщини обичайки барабана ми маємо значні запаси міцності, тобто надійність роботи барабана не зменшується.

Металоемкість барабана зменшується. Визначаємо вагу барабана до модернізації

$$Q_1 = \pi \frac{(D^2 - D_1^2)}{4} L = \theta \frac{(367^2 - 337^2)}{4} 1100 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 143 \text{ кг}$$

Вага барабана після модернізації

$$Q_1 = \pi \frac{(367^2 - 345_1^2)}{4} 1100 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 103$$

Зменшення ваги барабана складає

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 = 143 - 103 = 40 \text{ кг}$$

Висновки

Проведені розрахунки показують, що застосування нових уточнених методів розрахунків барабанів може зменшити суттєво вагу не тільки барабана, але і самого вантажопідйомного крана.

Список використаних джерел:

1. Александров М. П. Грузоподъемные машины / М. П. Александров. – М. : Высшая школа, 2000. – 552 с.
2. Фідровська Н. М. Канатні барабани : моногр. / Н. М. Фідровська ; Укр. інж.-пед. акад. – Х. : НТМТ, 2011. – 195 с.

Фідровська Н.М. «Економічні аспекти нових методів розрахунків канатних барабанів».

У статті розглянуто економічну обґрунтованість впровадження нових методів розрахунку канатних барабанів, що дозволяє зменшити їх металоємність, і відповідно, вартість.

Ключові слова: вартість, канатні барабани, економічний ефект, розрахунок, металоємність.

Фидровская Н.Н. «Экономические аспекты новых методов расчетов канатных барабанов».

В статье рассмотрено экономическое обоснование использования новых методов расчетов канатных барабанов, что позволяет снизить их металлоемкость и соответственно, стоимость.

Ключевые слова: стоимость, канатные барабаны, экономический эффект, расчет, металлоемкость.

Fidrovskaya N.M. "Economic aspects of new methods of calculations of rope drums".

In this article one considers economical grounding of usage of new methods of calculations crane drums what always to slighten its metal and thus prise.

Key words: cost, rope drums, economic effect, calculation, steel intensity.

Стаття надійшла до редакції 29 травня 2013 р.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Безуглий Сергій Геннадійович – студент Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Білецька Ірина Василівна – асистент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Варченко Іван Сергійович – асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Дашкевич Олександр Сергійович – канд. техн. наук, доцент кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Дерябкіна Євгенія Станіславівна – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Дорохов Микола Юрійович – канд. техн. наук, доцент кафедри підйомно-транспортних машин Донбаської державної машинобудівної академії (м. Краматорськ).

Дурдикулієв Арслан Куватдурдієвич – студент Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Етінгант Олександр Ігорович – студент Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (м. Харків).

Етінгант Олександр Олександрович – канд. техн. наук, доцент кафедри технології машинобудування Харківського науково-дослідного інституту технології машинобудування (м. Харків).

Зеленська Тетяна Сергіївна – аспірант кафедри диференціальних рівнянь, Дніпропетровського національного університету ім. О. Гончара (м. Дніпропетровськ).

Знайдюк Василь Григорович – асистент кафедри теоретичної механіки та деталей машин Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка (м. Харків).

Ізотова Катерина Олександрівна – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ізюмська Лідія Федорівна – ст. викладач металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ісьєміні Ілля Ігорович – асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Калін Микола Андрійович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Коваленко Ігор Віталійович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Кондратюк Олег Леонідович – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Кравцов Марк Костянтинович – канд. техн. наук, професор, завідувач кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Лавриненко Сергій Миколайович – д-р техн. наук, професор кафедри колісних та гусеничних машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (м. Харків).

Лазаренко Валентина Іванівна – канд. техн. наук, приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ловейкін В'ячеслав Сергійович – д-р техн. наук, професор кафедри конструювання машин Національного університету біоресурсів і природокористування України (м. Київ).

Малініна Юлія Володимирівна – асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мелконов Леонід Дмитрович – канд. техн. наук, доцент кафедри процесів обробки матеріалів, верстатів та інструментів Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (м. Луганськ).

Мовшович Олександр Якович – д-р техн. наук, професор кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Нестеренко Вікторія Валентинівна – канд. техн. наук, ст. викладач кафедри фундаментальних та загально-технічних дисциплін Первомайського політехнічного інституту Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова.

Нестеров Артем Павлович – д.т.н., професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Оболенська Тетяна Олександрівна – канд. техн. наук, приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Осипова Тетяна Миколаївна – асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Островський Олег Станіславович – канд. фіз.-мат. наук, доцент кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Петренко Надія Олександрівна – канд. техн. наук, професор кафедри підйомно-транспортних машин і обладнання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (м. Харків).

Писарцов Олександр Сергійович – асистент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Подоляк Олег Степанович – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Романов Сергій Валерійович – канд. техн. наук, доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ромасевич Юрій Олександрович – канд. техн. наук, доцент кафедри конструювання машин Національного університету біоресурсів і природокористування України (м. Київ).

Рябчиков Олександр Миколайович – аспірант кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Середа Наталя Василівна – к.т.н., доцент кафедри теоретичної та будівельної механіки Харківської національної академії міського господарства (м. Харків).

Слепужніков Євген Дмитрович – начальник курсу факультету оперативно-рятувальних сил Національного університету цивільного захисту України (м. Харків).

Смирнитська Майя Борисівна – канд. техн. наук, доцент кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Смоляков Сергій Леонідович – канд. техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Триц Галина Михайлівна – асистент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Фесенко Геннадій Іванович – ст. викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Фідоровська Наталія Миколаївна – д-р техн. наук, доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Чорна Юлія Анатоліївна – аспірант, асистент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Швачунов Олександр Сергійович – аспірант кафедри підйомно-транспортних машин Донбаської державної машинобудівної академії (м. Краматорськ).

ДО УВАГИ АВТОРІВ

Загальні відомості

1. У збірнику праць “Машинобудування” друкуються закінчені оригінальні теоретичного і прикладного характеру наукові результати досліджень в галузі інженерної освіти.
2. До редакції подаються статті, які раніше не друкувалися.
3. Статті, що подаються аспірантами, пошукувачами повинні мати направлення наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.
4. Рішення про можливість публікації статті приймається лише після її рецензування.
5. Рішення щодо публікації (позитивне або негативне) повідомляється автору. Стаття може бути повернута для доопрацювання.
6. Рукописи авторам не повертаються.
7. Збірник з опублікованою статтею надсилається автору поштою або видається у редакції.

Вимоги до оформлення статей

1. Обсяг статті не більше 15 сторінок (10 тис. знаків) формату А4 (210 x 297) щільність 80-90 г/м², надрукованих у двох примірниках на комп'ютері з використанням шрифтів текстового редактору Microsoft Word (Times New Roman, Arial) розміру 14 з полуторним (1,5) міжрядковим інтервалом по всій статті.
2. Ширина полів сторінки: всі поля – 2 см.
3. До комплекту файлів має бути доданий опис, де зазначаються: назва текстового редактора, імена файлів, назви збірника і статті, прізвище, ім'я та по батькові авторів.
4. Матеріали статті приймаються до публікації в електронній версії у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, малюнки – TIFF) на CD диску. До редакції приймаються документи Microsoft Word версій до 2003 року (Word 11, Microsoft Office 2003). Документи Word 2007, Word 2010, в форматі .docx не приймаються.
5. **Формули** (нумерація, якщо вона необхідна, ставиться справа у скобках, вирівнюється по правому краю), **рисунки й таблиці** вставляються по тексту зразу після посилання на них.
6. Ілюстрації повинні бути чіткими, формули – написані прийнятою символікою. Розмір шрифту в ілюстрованому матеріалі не менше 12 пт.
7. Звертаємо увагу на те, що рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися клавішею Enter. Текст не повинен мати переносів та інших елементів форматування.
8. У статтях повинна використовуватись система одиниць СІ.
9. Матеріали, подані до збірника, повинні відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 “Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України”, та повинні мати такі необхідні елементи:
 - ✓ **УДК;**
 - ✓ **прізвище та ініціали авторів** (шрифт жирний, по лівому краю);
 - ✓ **назва статті** (літери великі, шрифт жирний, посередині);
 - ✓ **текст статті;**

- ✓ **список використаних джерел;**
- ✓ **анотація** (подається трьома мовами – українською, російською, англійською) і повинна містити: прізвища та ініціали авторів (курсив жирний), назву статті (у лапках), текст анотації (не більше 300 знаків). Пишеться зразу після списку використаних джерел. Слово «Анотація» не пишеться.
- ✓ **ключові слова** (7 – 10 слів) на трьох мовах – українською, російською, англійською.

10. Автори повинні дотримуватися такого загального плану побудови статті:

10.1. Загальна частина:

- постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями;
- аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор;
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням наукових результатів;
- висновки з даного дослідження.

Кожний з цих пунктів нумерується за порядком, крім висновків.

10.2. Перелік використаних джерел.

11. До редакції передаються два екземпляри всіх матеріалів статті, роздрукованих на лазерному принтері з однієї сторони аркуша. Другий екземпляр матеріалів статті підписується всіма авторами.

12. Редакція залишає за собою право редакційної правки статті.

13. Статті, відіслані авторам на виправлення, повинні бути повернені до редакції не пізніше, ніж через 10 днів після її одержання. В авторській коректурі допускаються виправлення лише помилок набору.

14. Стаття повинна супроводжуватися авторською довідкою (для кожного автора).

Авторська довідка

1. Назва статті.
2. Прізвище, ім'я, по батькові, дата народження.
3. Вчений ступінь, вчене звання.
4. Місце роботи.
5. Посада.
6. Адреса для листування. Для контакту – телефон, E-mail.
7. Адреса для відправки авторського екземпляру.

У кінці довідки треба зазначити:

«Поданий матеріал раніше не публікувався і до інших видавництв не надсилався».

«Не заперечую виставити повний текст статті на Сайт Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського в реферативну базу даних «Україніка наукова» та на сайт Наукової бібліотеки Української інженерно-педагогічної академії».

Підписи кожного з авторів.

Збірник наукових праць «Машинобудування» (Українська інженерно-педагогічна академія МОНМС України) затверджено постановою Президії ВАК України від 23.02.2011р. № 1-05/2 як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата технічних наук

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 11. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2013. – с. 172.

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, роботоздатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технології машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Volume 11. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2013. – p. 172.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and importers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку 20.06.2013

Формат 60x84/8.

Папір офсетний. Друк ризографічний.

Умов. друк. арк. – 17,2.

Тираж 300 прим. Ціна договірна.

Надруковано з готових оригінал-макетів у друкарні ФОП Петров В.В.
Єдиний державний реєстр юридичних осіб та фізичних осіб-підприємців.

Запис № 24800000000106167 від 08.01.2009 р.

61144, м. Харків, вул. Гв. Широнінців, 79в, к. 137, тел. (057) 778-60-34.

e-mail: bookfabrik@rambler.ru