

**Національний університет біоресурсів і
природокористування України
Факультет конструювання та дизайну
Науково-дослідний інститут техніки,
енергетики та інформатизації АПК**

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

**Факультет механіки та енергетики
Львівського національного аграрного університету**

**Інженерно-технічний факультет
Подільського державного аграрно-технічного університету**

**Національний науковий центр «Інститут механізації та
електрифікації сільського господарства»**



**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
70-Ї ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ
СТУДЕНТСЬКОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ «НАУКОВІ ЗДОБУТКИ
СТУДЕНТІВ У ДОСЛІДЖЕННЯХ ТЕХНІЧНИХ ТА
БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ:
КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙН»**

(16-18 березня 2016 року)

Київ-2016

УДК 631.17+62-52-631.3
ББК40.7

Збірник тез доповідей 70-ї Всеукраїнської науково-практичної студентської конференції «Наукові здобутки студентів у дослідженнях технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн» (16–18 березня 2016 року) / Факультет конструювання та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2016. – 60 с.

Збірник тез рекомендовано до друку рішенням вченої ради факультету конструювання та дизайну Національного університету біоресурсів і природокористування України від 23.02.2016 р., протокол № 6.

В збірнику представлені тези доповідей студентів, що працюють над магістерськими роботами і бакалаврськими проектами по кафедрах факультетів конструювання та дизайну і механіко-технологічного НУБіП України та провідних вищих навчальних закладів України, в яких розглядаються завершені етапи розробок з машин і обладнання сільськогосподарського виробництва, промислового і цивільного будівництва, механізації сільського господарства, транспортних технологій і засобів у АПК, будівництва сільських територій, конструювання і надійності машин для сільського і лісового господарств.

Редакційна колегія: Ружи́ло З.В. – голова, к.т.н., доц.; Войтюк В.Д., д.т.н., проф.; Лове́йкін В.С., д.т.н., проф.; Афтанді́янц Є.Г., д.т.н., проф.; Пили́пака С.Ф., д.т.н., проф.; Бойко А.І., д.т.н., проф.; Давиденко О.І., д.т.н., проф.; Березовий М.Г., к.т.н., доц.; Булгаков В.М., д.т.н., проф.; Чаусов М.Г., д.т.н., проф.; Ярмоленко М.Г., к.т.н., проф.; Несвідомін В.М., д.т.н., проф.; Лопатько К.Г., д.т.н., доц.; Роговський І.Л., к.т.н., с.н.с.; Марус О.А., к.т.н., доц.; Новицький А.В., к.т.н., доц.; Ромасевич Ю.О. – секретар, д.т.н., доц.

ДИНАМІКА РЕЖИМУ ПУСКУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

*Грушко О.Є., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Ромасевич Ю.О., д.т.н., доц.*



Машини неперервного транспорту, зокрема, скребкові конвеєри широко використовуються для транспортування зерна, коренеплодів, силосної маси, комбікормів тощо. При перехідних режимах руху скребкових конвеєрів в їх елементах виникають динамічні навантаження, які призводять до втоми металу та руйнувань конструкції. Це впливає на зниження надійності та довговічності роботи конструкції конвеєра.

Для дослідження динамічних процесів скребкового конвеєра у роботі використана динамічна модель її руху, яка показана на рис. 1.

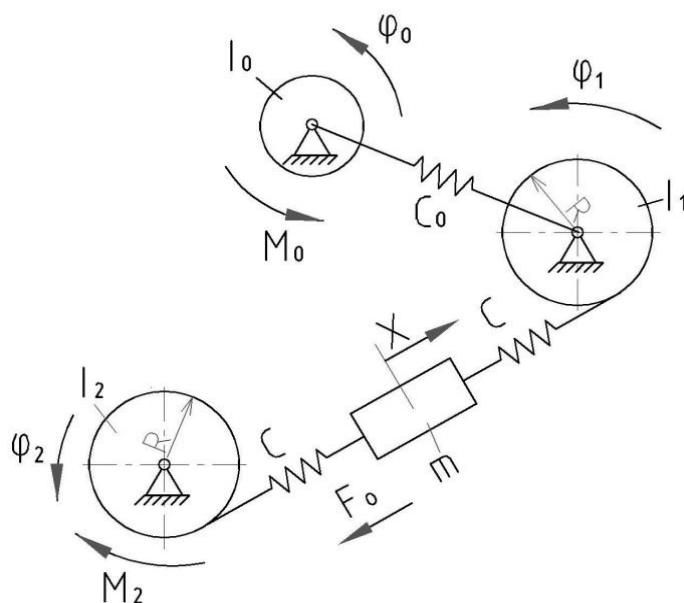


Рис. 1. Чотиримасова динамічна модель скребкового конвеєра

В якості узагальнених координат динамічної моделі прийняті: φ_0 , φ_1 , φ_2 – кутові координати переміщення ротора двигуна, приводної і натяжної зірочок конвеєра відповідно; x – координата центру мас робочої гілки конвеєра. На рис. 1 прийняті наступні позначення: c_0 – коефіцієнт жорсткості приводного механізму, приведений до осі повороту приводного вала; c – коефіцієнт жорсткості ланцюга робочої гілки конвеєра; R – радіус приводної та натяжної зірочок; M_0 і M_2 – моменти приводу і сил тертя натяжної зірочки відповідно; F_0 – сила опору переміщенню робочої гілки конвеєра; m – зведена до поступального руху маса робочої гілки конвеєра і транспортованого вантажу;

I_0, I_1, I_2 – зведені моменти інерції приводу, приводної і натяжної зірочок відповідно. Складена на основі принципу Даламбера система диференціальних рівнянь, що описує динамічні процеси в скребковому конвеєрі, представляється в такому вигляді [1]:

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\phi}_0 = M_0 - c_0(\phi_0 - \phi_1); \\ I_1 \ddot{\phi}_1 = c_0(\phi_0 - \phi_1) - cR(\phi_1 R - x); \\ m \ddot{x} = c(\phi_1 R - x) - c(x - \phi_2 R) - F_o; \\ I_2 \ddot{\phi}_2 = cR(x - \phi_2 R) - M_2. \end{cases} \quad (1)$$

Було проведено аналіз режиму пуску конвеєра при тривалості пуску 0,5 секунди. Отримані при проведенні розрахункових експериментів дані занесено у таблицю 1.

Таблиця 1 – Показники динаміки пуску конвеєра

Показники	Характеристика наростання частоти напруги живлення приводного двигуна		
	лінійна	S - подібна	подвійна S-подібна
Коефіцієнт динамічності пружного моменту у муфті	1,72	1,43	1,19
Коефіцієнт динамічності ланцюга	1,71	1,43	1,19
Перевантаження двигуна по струму	3,11	3,58	3,66
Витрати енергії під час пуску, Дж	2926	2966	1703
Перевантаження приводу по потужності	4,4	3,7	3,4

Аналізуючи енергетичні показники, можна прийти до висновку що бажано використовувати подвійну S-подібну характеристику наростання частоти напруги живлення приводного двигуна. Крім того, за показниками коефіцієнта динамічності пружного моменту у муфті, коефіцієнта динамічності ланцюга, а також за перевантаженням приводу по потужності подвійна S-подібна характеристика наростання частоти напруги живлення приводного двигуна також є бажаною. Однак, якщо провести аналіз перевантаження двигуна за струмом, яке є досить жорстким обмеженням з боку частотного перетворювача, то подвійна S-подібна характеристика є найгіршою.

Список використаних джерел

1. Ткаченко О.Ю. Оптимізація режиму руху скребкового конвеєра при транспортуванні сільськогосподарських вантажів: дис. кандидата техн. наук: 05.05.11 / Ольга Юріївна Ткаченко. – К., 2014. – 197 с.

РОЗРОБКА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ БАШТОВОГО КРАНА

*Стехно О.В., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Ловейкін В.С., д.т.н., проф.*



Виходячи з позиції динамічного розрахунку баштовий кран являє собою єдину динамічну систему, що складається з приводів, механізмів та несучих металоконструкцій. Враховувати все різноманіття взаємодіючих елементів крана в динамічному розрахунку досить складно, а в багатьох випадках у цьому немає ніякої необхідності, оскільки не всі фактори однаково впливають на формування динамічних навантажень в елементах кранового механізму.

Під час переходу від реальної машини до її розрахункової динамічної схеми нехтують тими фізичними факторами, які для даного розрахунку є несуттєвими. У кожному конкретному випадку динамічного розрахунку одні фізичні фактори є головними, визначальними, а інші – другорядними.

Всяке ускладнення розрахункової схеми повинно бути виправдане одержанням більш точного результату. Водночас спрощення розрахункової схеми не повинно приводити до викривлення реального фізичного процесу. Критерієм достовірності прийнятої розрахункової схеми є відповідність результатів, отриманих теоретичним і експериментальним шляхами [1]. У даному дослідженні розглядається робота механізму зміни вильоту баштового крана. При побудові динамічної моделі використано ряд припущень: 1) всі елементи механізму зміни вильоту вантажу є твердими тілами із зосередженими та незмінними масами (моментами інерції), окрім канату механізму зміни вильоту, який вважається пружним тілом в повздовжньому напрямку з коефіцієнтами жорсткості c_1 та c_1' , а також демпфера, який володіє пружно-дисипативним зв'язком з коефіцієнтом жорсткості c_2 та демпфірування ν ; 2) рух всіх елементів крана відбувається у вертикальній площині; 3) вантаж виконує маятникові коливання на гнучкому підвісі; 4) зведена жорсткість канатів (для привода візка) приймається незмінною у перехідних процесах; 5) статичний опір переміщенню кранового візка є постійною величиною; 6) вітрові навантаження не враховуються.

В результаті використання прийнятих припущень, розроблена динамічна модель руху механізму зміни вильоту, що представлена на рис 1.

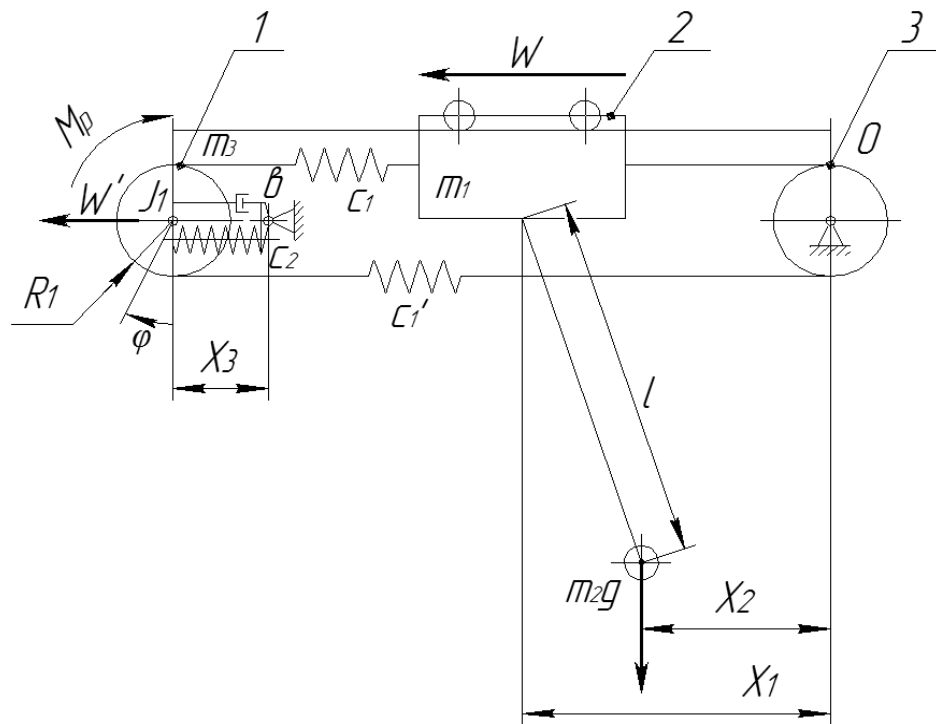


Рис. 1. Динамічна модель зміни вильоту крана 1 – барабан приводу візка з пружним демпфером; 2 – вантажний візок; 3 – канатний блок; l – довжина гнучкого підвісу вантажу; J_1 – приведений до барабана момент інерції привода візка; c_1 , c_1' та c_2 – коефіцієнти жорсткості канату приводу візка та пружного демпфера; M_p – рушійний момент на приводному барабані; R_1 – радіус приводного барабана; v – коефіцієнт демпфірування; W – сила статичного опору; W' – сила тертя, приведена до осі канатного барабану

Під час побудови динамічної моделі вважаємо, що вертикальні коливання вантажу, які виникають у перехідних режимах (опускання або підйом вантажу), не впливають на переміщення самого візка. Крім того, розглядається перехідний процес руху візка, який триває малий проміжок часу, тому довжина гнучкого підвісу мало змінюється та практично не впливає на зміну параметрів самої динамічної моделі.

За узагальнюючі координати для даної динамічної моделі на рис. 1 прийняті: кутова координата повороту барабана механізму переміщення візка φ , лінійні координати центрів мас візка x_1 , вантажу x_2 та демпфера x_3 .

Отже, у роботі запропоновано динамічну модель механізму зміни вильоту баштового крана на основі якої може бути побудована математична модель. В свою чергу математична модель дає змогу визначити динамічні навантаження в елементах конструкції баштового крана.

Список використаних джерел

1. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ПОПЕРЕДНЬОГО ОБМОЛОТУ ЗЕРНА

*Гайворон І.В., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Матухно Н.В., ст. викл.*



Відома проміжна проставка між похилим транспортером та жниваркою комбайна включає бітер з пальцями, що ховаються при його обертанні. Недоліком цього бітера є те, що він перевантажує основний молотильний пристрій, оскільки подає стільки технологічної маси скільки скосила жниварка. Він також складний за будовою оскільки має ексцентриковий механізм.

Пристрій для попереднього обмолоту зерна складається з циліндроподібного бітера, встановленого в проставці жниварки зернозбирального комбайна до якого жорстко закріплені бичі на корпусі пристрою за допомогою болтового з'єднання на кронштейнах, для стійкості яких використовуються пластини. Встановлені цапфи, до якої кріпиться приводна зірочка, що приводиться в дію від плаваючого ролика похилого транспортеру.

Принцип дії пристрою наступний: жниварка скошує стебла, які подаються мотовилом та шнеком жниварки, до молотильної проставки попереднього обмолоту. Пальцевий механізм шнека, проштовхує зрізану технологічну масу до молотильної проставки попереднього обмолоту. На розташовані зверху суцвіття (колоски, боби та ін.) діють бичі барабану попереднього обмолоту. Зерно зчісується, вибивається та проштовхується усередину технологічного потоку який деформується, частково зтискується, перед плаваючим роликом похилого транспортеру. Верхня частина потоку, дещо деформується з причини руху бичів зі швидкістю вдвічі більшою за швидкість скребків похилого транспортера. В деформованому шарі потоку хлібної маси зерно занурюється усередину потоку. Технологічна маса рухається до основного молотильного пристрою. Попередньо вимолочене зерно потрапляє в основний молотильний пристрій, але контакту з бичами не має, бо воно занурене в основну частину технологічного потоку.

Пристрій для попереднього обмолоту спрямований на забезпечення попереднього обмолоту і дозування технологічної маси перед попаданням до основного молотильно-сепарувального пристрою, а також спрощення конструкції проставки в жниварці комбайна та зменшує пошкодження зерна.

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ КОЛИВАНЬ В ПОТОКАХ ВОДИ ГНУЧКОГО КАНАТУ ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО МЕХАНІЗМУ

*Гузік І.М., студент заочного відділення
Науковий керівник – Човнюк Ю.В., к.т.н., доц.*



Розглянуті коливання гнучкого канату змінної довжини у потоці рідини. У якості фізико-механічної моделі задачі обраний нерозтяжний гнучкий канат, котрий знаходиться у однорідному потоці рідини і змінює свою довжину за лінійним законом. Аналіз проведений для малих лінійних коливань канату у припущенні, що їх швидкість суттєво менше швидкості потоку, за допомогою відомої у літературі моделі Н.В. Салтанова.

Встановлений вираз для натягу тросу (або канату) й отримане диференціальне рівняння у частинних похідних для поздовжніх (вздовж напрямку швидкості потоку рідини V) переміщень канату $X(s, t)$, яке є функцією поточної довжини канату s та часу t , та визначена коректна гранична умова для випадку, коли до кінця тросу $s=0$ прикріплене тіло компактної форми.

Визначений коефіцієнт динамічності навантажень канату K_d як функція s та $X(s, t)$ або від $X(t)$ при $s = V_m \cdot t$ (тут V_m – швидкість, з якою рівномірно у часі t відбувається зміна довжини канату).

Знайдений закон руху $X(s, t)$, за якого мінімізовані значення K_d .

Визначення вказаних вище залежностей проведено за допомогою методу Рімана.

Динамічний аналіз малих поперечних коливань тросу (або канату) для випадку, коли сила його натягу є постійною величиною, зводить задачу до розв'язку класичного хвильового рівняння для поперечного відхилення $u(x^*, t^*)$ (x^* й t^* – безрозмірні координата й час).

Отриманий розв'язок $u(x^*, t^*)$ у будь-який фіксований момент часу можна розкласти за власними функціями, що відповідають довжині тросу (або канату) у той самий момент часу. Встановлено, що частота квазіперіодичних функцій при зменшенні довжини канату зростає, а при збільшенні – спадає. Слід зазначити, що при великих швидкостях зміни довжини канату (при її збільшенні або зменшенні) коефіцієнти, які характеризують частоти квазіперіодичних функцій, що описують «супроводжуючі» коливання, мають

амплітуди, які можуть бути одного порядку у порівнянні з основними поперечними коливаннями (резонансами) канату (тросу).

Отримані у роботі результати можна у подальшому використати для уточнення й вдосконалення інженерних методів розрахунку можливих коливань поперечного типу у канатах/тросах механізмів підйому вантажу кранів, які перебувають у зоні впливу повітряних потоків (мас), що призводить до небажаного розгойдування вантажу до значних амплітуд і може стати причиною аварій.

УДК 657.421

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ CODE COMPOSER І КОНТРОЛЕРА СЕРІЇ MSP430

*Кулінський В.В., студент
Науковий керівник – Шевчук О.Г. м.н.с.*



На даний час така галузь науки і техніки як «Мехатроніка» набуває значної популярності. Нею цікавиться досить широке коло як фахівців в даній галузі, так і звичайних студентів. Вона представляє собою симбіоз між механікою, електронікою та мікропроцесорною технікою і визначає керування механічними системами за допомогою електроніки. Мікроконтролери це пристрої які здатні передавати певні команди чи сигнали, приймати та обробляти їх.

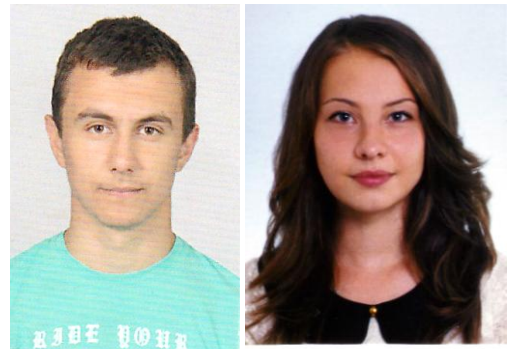
На даний час існує велика кількість доступних на ринку серій контролерів, але для ґрунтовного вивчення необхідно зосередитись на одній. Зважаючи на це, приділено увагу вивченню контролерів фірми TexasInstruments серії M430, а зокрема 16-ти бітному M430G2553. Проведено вивчення злагодженості у роботі між програмним кодом і контролером M430G2553 а також периферійними пристроями. Створено значну кількість програмних кодів для керування різними периферійними пристроями: ініціалізовано на контролері «входи» і «виходи» загального призначення на прикладі кнопок та світлодіодів; SPI інтерфейс з дисплеєм «Nokia5110 LCD»; переривання портів для миттєвого реагування на сигнали з датчика переміщення (оптичного енкодера); ШІМ для керування двигунами постійного струму та сервоприводами; через АЦП до контролера підключаються потенціометр або датчик зусилля.

Для світлодіодів задавався код почергового вмикання та вимикання з різними інтервалами роботи. Використання дисплею було як просте так і компоноване: в першому варіанті на дисплей виводили текстові повідомлення, а в іншому дані про зміну кута повороту зняту з енкодера або двигуна. Керували двигуном постійного струму в ручному режимі за допомогою потенціометра. Написано код для зміни кута на задану величину як одного сервоприводу так і декількох. Крім того, комбінуючи ці програмні коди створено складніші мехатронні системи. Так, наприклад, з'єднавши потенціометр з сервоприводом розроблена мехатронна система «drivebywire» яка широко використовується в сучасній сільськогосподарській техніці. Ще один приклад - це система керування двигуном постійного струму зі зворотним зв'язком. Використовуючи датчик переміщення або зусилля відбувається керування швидкістю або моментом на валу електродвигуна.

УДК 514.18

ГЕОМЕТРИЧНА МОДЕЛЬ ГРУНТООБРОБНОГО ДИСКА

*Стельмах М.О., Хуторянська Ю.П., студенти
Науковий керівник - Пилипака С.Ф., д.т.н., проф.*



Досить поширеним робочим органом ґрунтообробних знарядь є диск, який представляє собою сферичний сегмент. Його внутрішньою робочою поверхнею є сфера радіуса R , а зовнішня заточується по периферії, утворюючи так званий конус заточення (на рис. 1, в поверхня конуса заточення затемнена).

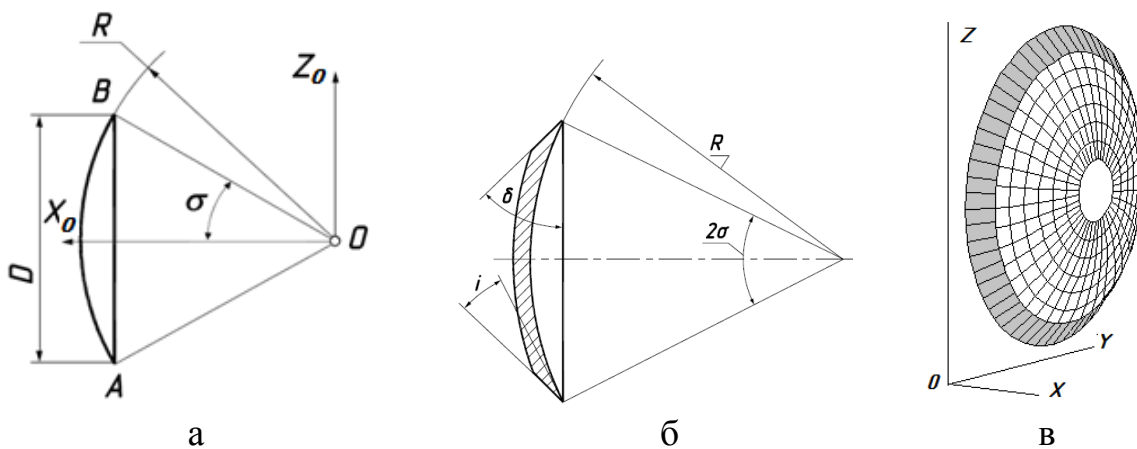
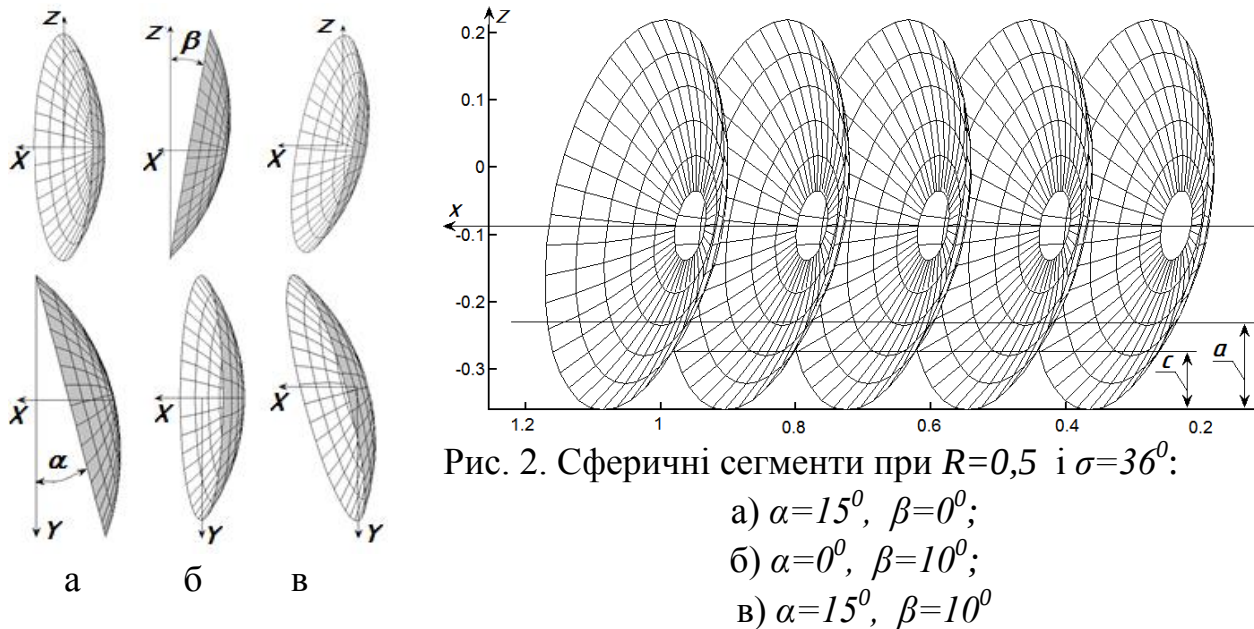


Рис. 1. Схема, переріз та аксонометрія диска

При установленні диска на ґрунтообробне знаряддя потрібно забезпечити необхідні кути атаки і крену по відношенню до напрямку руху агрегата. Була розроблена математична модель повороту диска під заданими кутами по відношенню до нерухомої системи координат. На рис. 2 показано окремі положення диска при різних значеннях кутів.



УДК 621.867.133

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЯГОВОГО ОРГАНУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

Чугаєв А.О., студент

Науковий керівник – Рибалко В.М., к.т.н., доц.



Скребкові конвеєри призначені для переміщення різних видів вантажів та широко використовується у сільськогосподарському виробництві. Відомий скребковий конвеєр із тяговим органом у вигляді роликового ланцюга [1], який складається із зовнішніх пластин із валиками, на які встановлені втулки із внутрішніми пластинами, на яких утворено кронштейни для кріплення скребків та самих скребків.

Недоліком відомого тягового органу є те, що внаслідок рухомого з'єднання ланок ланцюга, кожен скребок під дією сили опору руху вантажу відхиляється від вертикального положення на кут α , величина якого залежить від сили натягу ланцюга. Значне відхилення скребка ($\alpha > 3^0$) веде до зменшення продуктивності конвеєра, оскільки значна частина вантажу залишається у

жолобі. Збільшення сили натягу ланцюга, з метою зменшення кута відхилення скребка, веде до збільшення тиску у шарнірах ланцюга та швидкого їх зношування.

Відомий робочий орган скребкового конвеєра [2], який складається із рухомоз'єднаних, за допомогою важелів та втулок, зовнішніх та внутрішніх пластин, на яких встановлено фіксуючі елементи для встановлення скребків та регулювання їхнього положення.

Недоліком відомого робочого органу скребкового конвеєра є те, що фіксуючі елементи забезпечують стійке положення скребків тільки у горизонтальній площині, під дією сил опору руху вантажу та в наслідок рухомого з'єднання зовнішніх та внутрішніх пластин, скребки разом із пластинами та фіксуючими елементами будуть переміщуватися у вертикальній площині та відхилятися на кут α , відносно свого вертикального положення. Значні відхилення скребків негативно впливають на продуктивність конвеєра, а збільшення сили натягу ланцюга, для зменшення кута нахилу скребків, до швидкого зношування шарнірів.

Завдання по удосконаленню полягає створенні такого тягового органу скребкового конвеєра, конструкція якого дозволила б обмежити рухомість з'єднання його ланок на горизонтальній ділянці робочої вітки конвеєра, за рахунок чого зменшується відхилення скребків відносно вертикального положення та збільшується довговічність ланцюгів.

Поставлене завдання досягається тим, що тяговий орган скребкового конвеєра, який складається із рухомо з'єднаних за допомогою валиків та втулок зовнішніх та внутрішніх пластин, на яких встановлено фіксуючі елементи для регулювання положення скребків, на передній частині тягового органу, на кожній пластині рухомо встановлено напрямну поверхню фіксуючого елемента, яка завдяки напрямним пальцям з'єднана із півмуфтою кулачкової муфти, друга частина якої встановлена на нерухомій втулці внутрішньої пластини, причому, рухома напрямна поверхня фіксуючого елемента виготовлена у вигляді клина, вершина якого направлена у бік руху скребків та складається із двох частин, які рухомо з'єднані між собою та разом з'єднані із півмуфтою втулки внутрішньої пластини за допомогою пружних елементів.

Встановлення на периферичній частині кожної зовнішньої пластини тягового органу рухомої напрямної поверхні фіксуючого елемента із півмуфтою кулачкової муфти дозволяє на горизонтальній ділянці робочої вітки конвеєра з'єднувати її із другою півмуфтою, яка встановлена на нерухомій втулці внутрішньої пластини. Завдяки дії кулачкової муфти обмежується рухомість з'єднання внутрішніх і зовнішніх пластин, блокується шарнір

тягового органу, що забезпечує на цій ділянці конвеєра жорстку конструкцію ланцюга.

Виконання рухомої частини фіксуючого елементу у вигляді клина, вершина якого направлена у бік скребків, та такого, що складається із двох частин, які рухомо з'єднані між собою, дозволяє з'єднувати та розташовувати півмуфти кулачкової муфти у процесі руху тягового органу по горизонтальній ділянці робочої вітки конвеєра, за допомогою напрямних штифтів, під час з'єднання муфти тяговий орган набуває жорсткості, при роз'єднанні півмуфти – тяговий орган набуває гнучкості.

Пружні елементи встановлені між рухомою та нерухомою частинами фіксуючого елементу дозволяють фіксувати положення півмуфт кулачкової муфти у з'єднаному та роз'єднаному положенні. Рухоме з'єднання двох частин фіксуючого елементу, виготовлено у вигляді клину, полегшує процес роз'єднання півмуфт кулачкової муфти. Переміщення однієї із частин фіксуючого елементу від контакту із напрямним штифтом послаблює дію пружних елементів, які забезпечують з'єднання муфти.

Список використаних джерел

1. Корнеев Г.В. Підйомно-транспортні машини безперервної дії застосовувані у сільському господарстві / Г.В. Корнеев, Є.Б. Пивоваров. К.: Урожай, 1968. – 122 с.
2. Тяговий орган скребкового конвеєра. А.С. СРСР №1142374, В65G 19/24, 28.02.85. Бюл. №8.

УДК 631.3:360.172. 39

ХАРАКТЕРНІ НЕСПРАВНОСТІ КАРДАННИХ ВАЛІВ ТА ЇХ УСУНЕННЯ

Гуленко М.М., студент

Науковий керівник – Карабиньош С.С., к.т.н., доц.

Несправностями карданних валів є забоїни і задирки на шліцьовому кінці і вилці, значні ушкодження у вигляді тріщин, які потребують відновлення або заміни деталі, вм'ятини та пробойни на трубі карданного валу, погнутість валу, порушення цілісності зварювальних швів, пошкодження різьби в отворах вилки під болти кріплення кришок або опорних пластин підшипників, скручування труби валу, знос внутрішніх поверхонь під голчасті підшипники в вилці, погнутість валу і щік вилок.

Зкручування труби карданного валу встановлюється шляхом визначення відхилення положення осей вилок кардана від площини їх розташування. При скручуванні труби більше 3° карданний вал підлягає заміні.

Погнутість валу визначається після його встановлення на пристосуванні. Погнутість валу допускається не більше 0,80 мм. Вал, що має погнутість більше допустимої величини, правиться на пресі. При неможливості виправки погнутості вал підлягає заміні.

При наявності тріщин, а також при зносі шліців по ширині 0,2 мм виконують наступні дії. При відсутності тріщин і вм'ятин на трубі і великої погнутості зношені шліци відновлюють автоматичним наплавленням під шаром флюсу, а в разі відсутності необхідного обладнання – ручним наплавленням електродами типу У-340. У разі ж наявності тріщин на шліцевому кінці і вилці останні необхідно замінити. Для цієї мети деталь закріплюють у чотирьохкулачковому патроні токарно-гвинторізного верстата, що задовольняє габарити деталі, підтискають центром задньої бабки і, підтримуючи люнетом, виробляють сточування зварювальних швів з утворенням фасок під кутом 45° (0,788 рад) на буртиках шліцевого кінця і вилки, 60° (1,05 рад) – на буртиках труби. За допомогою гідравлічного преса випресовуються шліцевий кінець і вилку з труби.

Торці труби зачищають під завювання, після чого запресовують шліцевий кінець і нову вилку в трубу до упору.

Шліцевий кінець прихоплюють до труби у шести діаметрально протилежних місцях електродами УОНИ-13/55 за допомогою дуги постійного струму при зворотній полярності, після чого приварюють шліцевий кінець до труби по колу, з поворотом деталі під час зварювання. Після видалення шлаку і бризок та перевірки зварювального шва виробляють правку деталі на плиті, домагаючись, щоб биття валу було не більше 1,0 мм.

У тій же послідовності проводиться приварювання вилки до труби.

Після зварювання деталь очищають від бризок металу і шлаку за допомогою сталеві щітки і зубила, а зварювальний шов зачищають шліфувальним колом зернистістю 16-24, що приводиться в обертання шліфувальною машинкою.

Після зачистки швів необхідно вал перевірити на биття, і при необхідності виправити. Відновлений вал слід піддати балансуванню з витримуванням величини дисбалансу згідно з даними технічної документації. Для визначення дисбалансу карданного вала необхідно встановити його на стенд для балансування карданних валів. Спочатку встановити вал на передню опору з'єднати болтами фланець стенда з фланцем карданного вала і зафіксувати в задній призмі. Ввести довжину і діаметр карданного вала і запустити стенд.

При обертанні балансованого вала виникають відцентрові сили, які передаються на вал стенда, де сили і місце дисбалансу визначає блок вимірної апаратури. Місце дисбалансу визначає діагностувальна опора, переміщуючись по довжині осі деталі. Дисбаланс не повинен перевищувати 65 Гсм, якщо він більший то необхідно балансувати карданний вал за допомогою пластин, які приварюють на ковзній вилці.

Ковзні вилки карданних валів виготовляються зі сталі 45 твердість вилок НВ 229-268, 207-241. Шліцьова і циліндрична частини піддаються гартуванню.

УДК 631.3:360.172. 39

АНАЛІЗ ПОГРІШНОСТЕЙ ТА ВИМОГИ ДО ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ

Клименко В.В., студент

Науковий керівник – Карабиньош С.С., к.т.н., доц.

Відповідно до ОСТУ 23.1.433-84 комплексним показником кінематичної точності зубчатих коліс вважається коливання вимірювальної міжосьової відстані за один оборот колеса (F_{ir}''), а плавності їх роботи – коливання вимірювальної міжосьової відстані на одному зубі (f_{ir}''). Залежно від модуля і діаметру ділильного кола коліс допустимі значення цих показників призначаються відповідно в межах 0,130...0,220 мм і 0,045...0,095 мм.

За комплексний показник контакту зубів прийняті довжина і висота сумарної плями контакту на бічній поверхні зуба при зачепленні зубчатого колеса з вимірювальним колесом відповідно не меншого 60 і 45% або погрішність напряду зуба $F_{\beta} = 0,032...0,050$ мм при ширині зубчатого вінця до 40 мм. Види сполучень зубчатих коліс в передачі і види допусків на бічний зазор призначаються відповідно до ГОСТ 1643—82. При цьому величина гарантованого бічного зазору встановлюється незалежно від ступеня точності і їх комбінування. Для зубчатих коліс тракторних коробок передач гарантований бічний зазор $j_{n \min}$ залежно від величини міжосьової відстані в передачі знаходиться в межах 0,120...0,185 мм.

Оскільки фактична величина бічного зазору залежить від товщини зубів зв'язаних коліс і міжосьової відстані передачі, системою допусків передбачені додатково норми на граничні відхилення міжцентрової відстані зібраної передачі f_a , граничні відхилення вимірювальної міжосьової відстані A''_{ai} або допуск на зсув початкового контуру $T_n = 0,20...0,36$ мм. При цьому максимальний бічний зазор в передачі ($j_{n \max}$) для нових зубчатих пар може варіювати від 0,45 до 0,60 мм.

Неточності взаємного розташування отворів для валів і їх опор в корпусі циліндрової зубчатої передачі в ГОСТ 1643-82 не нормовані, регламентовані лише погрішності розташування осей зібраної передачі. Допуски на погрішності взаємного розташування осей отворів під опори валів в корпусі встановлюються з урахуванням допусків на погрішності розташування робочих осей зубчатих коліс, можливих ексцентриситетів опор валів і конкретних конструктивних параметрів передачі. Так, наприклад, для передачі з несиметричним розташуванням опор валів щодо її середньої площини необхідно виконати наступні умови:

$$\pm \left(f_x \frac{L_k}{b\omega} \right) \frac{C}{L_k} - f_a \leq \frac{f_{ak1ч} + f_{ak11ч}}{2} \leq \pm \left(f_x \frac{L_k}{b\omega} - 2e_\Sigma \right) \frac{C}{L_k} + f_a, \quad (1)$$

де $f_{akIч}$ і $f_{akIIч}$ – відхилення міжцентрової відстані розточувань корпусу по його сторонах I і II відповідно;

L_k – відстань між середніми площинами опор валів в корпусі;

C – відстань між середньою площиною передачі і середньою площиною корпусу;

f_x – непаралельність осей отворів під опори валів в корпусі;

e_Σ – сумарний ексцентриситет опори.

Викладені вище вимоги до зубчатих передач тісно пов'язані між собою. Так, геометричні параметри шестерень визначають здатність навантаження передачі і вартість їх виготовлення, а їх розмірні параметри впливають не тільки на кінематичні властивості передач, але і на їх динамічні характеристики, втрати на тертя, тобто на якість їх роботи.

УДК 631.3:360.172. 39

МЕТОДИ І ЗАСОБИ ВИМІРЮВАНЬ ВЕЛИЧИНИ ЗНОСУ ЗУБІВ ШЕСТЕРЕНЬ

Клименко В.В., студент

Науковий керівник – Карабиньох С.С., к.т.н., доц.

Методи контролю зубчатих коліс залежно від масштабів виробництва, ступені точності і оснащеності підприємства майже не розрізняються. В більшості випадків застосовуються комплексні методи контролю з урахуванням методичних вказівок по впровадженню ГОСТ 1643-81.

У процесі виготовлення більшості зубчатих коліс на підприємствах тракторо- і сільськогосподарського машинобудування забезпечується єдність

баз, тобто робоча вісь колеса служить технологічною базою для обробки і контролю зубчатого вінця.

Діюча на спеціалізованих ремонтних підприємствах нормативно-технічна документація, передбачає проведення вимірювання товщини зубів шестерень по заданій хорді калібром, штангензубоміром або нормалеміром.

Штангензубомір застосовується для вимірювання товщини зуба і представляє собою поєднання штангенглибиноміра і штангенциркуля. Зовнішньо відрізняється тільки формою губок.

Нормалемір – це зубовимірювальний прилад для визначення довжини загальної нормалі циліндричних зубчатих коліс. При визначенні можна використовувати будь-які вимірювальні засоби для зовнішніх лінійних вимірювань, що мають дві паралельні вимірювальні поверхні, які можна ввести у впадини між зубами, наприклад, штангенциркуль. Конструктивно нормалемір відрізняється від штангенциркуля формою наконечників і оформленням.

При цьому базою для вимірювання служить вже не робоча вісь, а циліндр виступів зубчатого колеса. Основним недоліком застосування кромкових зубомірів є те, що результати вимірювання товщини зуба залежать від неточностей використовуваної бази вимірювання.

Відомо, що до діаметра виступів зубчатого колеса при обробці не пред'являються високі вимоги. Допуск на розмір діаметра виступів призначається в межах V_{10} - V_7 по ОСТ 1014 або ОСТ 1010. Стосовно коліс коробок передач відхилення цього розміру складає 0,26...0,35 мм.

Биття кола виступів знаходиться в межах даного поля допуску, а шорсткість обробки $R_a \approx 80...40$. Крім того, в місці спряження робочих поверхонь зуба з поверхнею виступів в процесі механічної обробки часто має місце «спучення» металу, що виходить на зовнішній діаметр.

Таким чином, при відхиленні радіусу кола виступів від номінального розміру на величину ΔRe погрішність вимірювання товщини зуба ΔS зубоміром буде дорівнювати:

$$\Delta S = \Delta Re \cdot 2 \operatorname{tg} \alpha_\gamma, \quad (1)$$

де α_γ – кут початкового контура. Коливання розміру по постійній хорді ΔS_c знаходяться також залежно від радіального биття зубчатого вінця (F_{rr}):

$$\Delta \bar{S}_c = 0,727 F_{rr}. \quad (2)$$

Якщо товщину зуба вимірювати хордою ділильного кола, то коливання товщини зуба ($\Delta S_{d.o.}$) буде значно більшим і доходити до величини:

$$\Delta S_{\partial.o.} = (0,867 + 0,735)F_{rr} + (0,18 + 0,008)F_{cr}, \quad (3)$$

де F_{cr} – погрішність обкату зубчатого колеса.

При $F_{cr}=F_{rr}$ коливання розміру товщини зуба на висоті, відповідній хорді ділильного кола, буде в 1,45 рази більше, ніж при вимірюванні на висоті постійної хорди.

Розрахунки по вказаних залежностях показують, що погрішності вимірювань товщини зуба калібром або зубоміром (з урахуванням фактичних відхилень радіусів кола виступів ΔRe і радіального биття F_{rr}) складають 0,075...0,120 мм. Крім того, такий метод вимірювання малопродуктивний і вимагає додаткових витрат на підготовку (зачистку) вимірювальної бази. Застосування граничних калібрів при базуванні по зовнішньому діаметру внаслідок великої погрішності способу вимірювання спричиняє передчасне вибраковування працездатних шестерень або зниження довговічності скомплектованих зубчатих пар.

УДК 631.3:360.172. 39

АНАЛІЗ ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ ХАРАКТЕРНИХ НЕСПРАВНОСТЕЙ ВАЛІВ МАШИН

Коваленко В.О., студент

Науковий керівник – Карабиньош С.С., к.т.н., доц.

Однією із причин зменшення довговічності нерухомих спряжень типу вал – підшипник є порушення нерухомості з'єднання внутрішнього кільця підшипника і шийки вала, яке відбувається в основному, за рахунок спрацювання поточних поверхонь валів. До основних способів відновлення цих деталей відносяться: дугове наплавлення (близько 70% в загальному обсязі ремонтних робіт); контактна приварка металевго шару (7%); газотермічне напилення (6%) та гальванічне нанесення (близько 3 %).

Визначено, що основними чинниками зношування поверхонь валів нерухомих спряжень є фретинг-корозія, рухомих спряжень – абразивне спрацювання, а основним видом руйнування валів є руйнування від втомленості. Тому при відновленні валів, насамперед, необхідно забезпечити високу стійкість поверхонь проти вказаних видів зношування.

У більшості випадків сільськогосподарські машини піддаються одночасно механічним і хімічним впливам.

У результаті спільного впливу механічного і корозійного факторів у поверхневих шарах металу відбуваються взаємозалежні явища, що сприяють активації процесів деформування, руйнування, хімічних і електрохімічних реакцій. Особливо інтенсивно процес руйнування відбувається при терті в корозійному середовищі. Зміна фізико-механічних властивостей матеріалу деталей в процесі експлуатації автомобілів виражається найчастіше в зниженні твердості і пружних властивостей. Зміна властивостей деталей може статися в результаті їх нагріву в процесі роботи до температури, що впливає на термообробку, а також унаслідок спрацьовування поверхневого шару, зміцненого методами хіміко-термічної обробки. Пружні властивості деталей знижуються унаслідок втоми матеріалу, з якого вони виготовлені. Цей дефект часто виникає в таких деталях, як пружини клапанів і ресори. Існують і інші різновиди зношування:

- гідроабразивне зношування, що відбувається в результаті впливу на поверхню металу твердих абразивних частинок у складі технологічної рідини;
- ерозійне зношування, що відбувається внаслідок ударних впливів турбулентних струменів;
- кавітаційне зношування, що відбувається в результаті впливу на поверхню металу мікроударних навантажень, які виникають при утворенні кавітаційних порожнин і пухирців;
- електроерозійне руйнування, що виникає в результаті впливу на поверхню деталей іскрових розрядів. При такому руйнуванні електрони, що вилітають з катода, вибивають з поверхні деталі (анода) частки металу, які розсіюються в навколишньому середовищі. Такі ушкодження виникають на електродах свіч, на контактах електричних приладів (переривачів, розподільників та ін.).

Тріщини можуть утворитися як у результаті ударних навантажень, так і в найбільш напружених місцях деталей (у місцях концентрації внутрішніх напружень). Можуть також виникати втомлювані тріщини в результаті тривалого впливу циклічних знакозмінних навантажень. Найчастіше вони з'являються в деталях рам, кузовах, колінчастих валах, поворотних цапфах, ресорах і багатьох інших деталях. Найчастіше тріщини втоми розвиваються в області концентрації напружень (в отворах, в галтелях тощо). Тріщини можуть бути і теплового походження в результаті внутрішніх напружень, як, наприклад, при зварюванні – гарячі і холодні тріщини, або при загартуванні. Розміри тріщин по ширині коливаються у великих межах: від видимих неозброєним оком до мікроскопічних, які виявляють за допомогою спеціальних

приладів. Деформації виникають в деталях в результаті динамічних навантажень і спостерігаються в таких деталях, як колінчасті вали, шатуни, карданні вали, балки передніх мостів, деталі рам і кузовів і ін. Скручування деталей виникає від впливу великого крутного моменту. Скручуванню піддаються різні вали, напіввісі. Викришування – дефект характерний для поверхонь деталей, що піддавалися динамічним ударним навантаженням у процесі експлуатації.

УДК 631.3:360.172. 39

МЕТОДИ ОЦІНКИ ВТРАТИ РОБОТОЗДАТНОСТІ ВАЛІВ ТА ЇХ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

Коваленко В.О., студент

Науковий керівник – Карабиньош С.С., к.т.н., доц.

В процесі виготовлення деталі спряжень набувають необхідних якостей відповідно до вимог технічної документації (форма, розміри і шорсткість поверхні, властивості матеріалів тощо). Під час експлуатації деталі машин та механізмів втрачають свої початкові розміри, геометричну форму і властивості матеріалу, тобто зазнають змін, які пов'язані з різними пошкодженнями, наприклад нагромадження втомленості, спрацювання поверхонь тертя, корозія, деформація. Більшість деталей з такими дефектами у процесі ремонту має бути відновлена. Мета відновлення – поновити міцність, форму і розміри деталей, якість поверхневого шару: шорсткість поверхні, захисні покриття, тобто надати деталям необхідний ресурс.

Методи оцінки зносу деталей розділяють на виробничі і лабораторні. До виробничого відноситься метод мікрометрування деталі і метод непрямої оцінки за зміною експлуатаційних характеристик спряжень, до лабораторних (дослідницьких) методів – зважування деталей, визначення кількості заліза в оливі картера, застосування радіоактивних ізотопів, метод штучних баз, профілографування.

Метод мікрометрування оснований на вимірюванні лінійних розмірів деталей, що були в експлуатації, з використанням універсальних вимірювальних засобів (мікрометрів, штангенциркулів, індикаторних приладів).

Оцінка зносу за зміною експлуатаційних характеристик чи спряжень вузла широко використовується у виробництві. Наприклад, знос деталей масляного насоса побічно може бути визначений за падінням тиску оливи, знос

деталей поршневої групи двигуна – за пропусканням газів у картер двигуна, знос рухомого спряження – за зміною його температури в процесі експлуатації, наприклад у підшипниках ковзання.

Метод зважування полягає у визначенні маси деталі до експлуатації і після неї. Цей метод застосовувати не можна, якщо переважаючим є знос від пластичного деформування деталей.

Визначення кількості заліза й інших продуктів зносу в оливі полягає в хімічному аналізі відпрацьованої оливи. Недоліком способу є неможливість визначення зносу кожної деталі вузла. Перевага – відсутність необхідності розбирання агрегату.

Метод радіоактивних ізотопів оснований на використанні ізотопів вольфраму, сурми чи кобальту, що вводяться в поверхневий шар робочої поверхні деталі. Інтенсивність випромінювання оливи, що реєструється спеціальними приладами (лічильниками), є показником інтенсивності зношування деталі.

Метод штучних баз, запропонований М.М. Хрущовим і Е.С. Берковичем, полягає в нанесенні на робочу поверхню нової деталі спеціального поглиблення (лунки) чи виточки. За зміною розміру поглиблення після визначеного часу експлуатації визначають розрахунком лінійне зношування у межах цієї поверхні.

Метод профілографування оснований на визначенні за допомогою профілографа дуже малих зносів таких деталей, як поршневі пальці, плунжери.

УДК 631.3:360.172. 39

РЕСОРНА ПІДВІСКА АВТОМОБІЛЯ МАЗ ТА ЇЇ КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ

Будимиров А.О., студент

Науковий керівник – Карабиньош С.С., к.т.н., доц.

Передня вісь і задній міст автомобіля підвішені до рами за допомогою повздовжніх напівеліптичних ресор. Ресори сприймають вертикальне навантаження від ваги автомобіля й передають.

Ресори виготовлені зі смужової ресорної сталі 60С2. Твердість листів після термічної обробки НВ 363 - 444. У всіх ресор листи в центрі стягнуті центровим болтом. Основні ресори мають по чотири хомута зі смужової сталі.

Хомути закріплені на кінцях ресорних листів заклепками, а вушка хомутів стягують болтами з розпірними втулками.

Передня ресора складається з одинадцяти листів. Перші чотири листи ресори мають переріз 90x10 мм, інші листи 90x9 мм. Відстань між центрами опор 1420 мм у випрямленному стані. Стріла вигибу ресори у вільному стані 142 мм. Ресору середньою частиною встановлюють на площадку балки.

У центрі ресори на накладці укріплений основний гумовий буфер, що обмежує прогин ресори за допомогою опорного кронштейну. На кронштейні укріплений додатковий гумовий буфер, що зм'якшує удари й трохи збільшує твердість ресори при значних перевантаженнях. На передньому кінці корінного листа встановлене окреме накладне вушко із втулкою, що за допомогою пальця з'єднують із кронштейном на рамі.

Для запобігання повертання й повздовжнього переміщення пальця в кронштейні на кінцях його виконані лиски, в одну з яких входить болт, що стягує розрізну частину кронштейну. Накладне вушко в передній своїй частині кріплять за допомогою пальця до корінного листа ресори, а між головкою пальця й підкореновим листом є зазор 0,2-0,85 мм, необхідний для переміщення листів у повздовжньому напрямку. Задній кінець вушка прикріплений заклепкою до корінного листа.

Задній кінець корінного й підкоренового листів ресори мають однакову довжину й вільно опираються на циліндричну поверхню внутрішньої частини заднього кронштейну. Внаслідок цього при зміні довжини ресор їхні кінці можуть сковзати по цій поверхні. Щоби заднього кронштейну стягнуті болтом через розпірну втулку, що перешкоджає розбіжності кінців корінного й підкоренового листів ресори.

Догляд за задніми і передніми ресорами полягає в змащуванні пальців кріплення і ресорних листів, а також у перевірці кріплення ресор. Крім того, необхідно перевіряти взаємне розташування листів ресори, оскільки повздовжні зрушення можуть свідчити про зріз центрального болта.

При складанні ресори гайку кріплення накладного вушка необхідно затягнути до моменту повного затягування, потім відвернути її на півтора-два оберти.

При появі скрипу в ресорах їх змащують графітним мастилом. Для цього автомобіль підводять за раму, листи ресор розходяться і в зазори між листами вводять мастило.

Ресора задньої підвіски має 15 листів, розмір перерізу кожного 90x12 мм, а стріла прогину ресори в зборі 65 + 8 мм. Ресори виконані несиметричного типу і встановлені короткими кінцями до балансиру. Кінці ресор мають

накладні знімні вушка, аналогічні по конструкції вушок задньої ресори МАЗ. Балансир і накладні вушка зі знімною втулкою.

У передньому кріпленні передніх і задніх ресор найбільшому зносу піддаються пальці і втулки. Пальці і втулки слід замінювати, якщо величина їх зносу досягає 1,5-2 мм.

У задньому кріпленні передніх і задніх ресор найбільшому зносу можуть піддаватися опорні поверхні і бічні стінки кронштейнів, у зв'язку з чим в кронштейнах встановлені знімні вкладиші.

Розбирати балансир задньої підвіски автомобіля МАЗ-516Б без необхідності не слід. Розбирання необхідне тільки в тих випадках, коли з'являється підтікання мастила, сальникове ущільнення або великий осьовий люфт (більше 2 мм). Для встановлення причини підтікання мастила слід перевірити стан сальника, гумового кільця і втулки. Зношені деталі необхідно замінити.

УДК 621.867.133

УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ КОВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА

Болва Є.А., студент

Науковий керівник – Рибалко В.М., к.т.н., доц.



Ковшові елеватори призначені для транспортування сипких та шматкових вантажів, широко використовується в сільськогосподарському виробництві.

Запропонований вертикальний ковшовий елеватор з безкінечним тяговим органом, наприклад, стрічка та завантажувальним патрубком відрізняється тим, що комплектується вентиляторним приводом для зменшення просипання транспортованого вантажу в башмак, та має ковші зі зменшеним кроком розташування.

Пристрій відноситься до конвеєрів з безкінечними тяговими органами, наприклад стрічками, а саме до ковшових елеваторів, призначених для транспортування знизу вгору зернових культур або інших сипучих матеріалів.

Відома норія з безкінечним тяговим органом у вигляді стрічки з прикріпленими до неї з певним кроком ковшами, яка містить башмак із завантажувальним патрубком, середню частину елеватора і головку [1].

Недоліком відомого елеватора є пошкодження кромками ковшів насіння, яке при завантаженні просипалося в башмак елеватора. Зворотна висипка в

башмак елеватора утворюється при завантаженні, розвантаженні і переміщенні сипучого вантажу. В башмак просипається 1-2% транспортованого вантажу. Башмак самоочищається власними ковшами. Вантаж, який просипався в башмак, зачерпується ковшами і знову транспортується вгору. Швидкість переміщення ковшів через башмак доходить до 5 м/с.

При транспортуванні зернових культур необхідно не травмувати його, не пошкодити оболонку і зерно насіння. Цілісність оболонки і його ядра впливає на схожість посіву насіння, життєздатність майбутньої рослини у початковій фазі його розвитку, що в кінцевому рахунку, крім усього іншого, впливає на величину і якість майбутнього врожаю.

Автором була поставлена задача по удосконаленню конструкції завантажувального пристрою з метою унеможливлення просипання зерна в башмак та його травмування при завантаженні.

Поставлена задача вирішується тим, що вертикальний ковшовий елеватор, що складається з однієї вертикальної норійної труби з завантажувальним та розвантажувальним патрубками, приводного та натяжного барабанів, нескінченим гнучким тяговим органом з закріпленими на ньому полімерними ковшами зі зменшеним кроком, нижче завантажувального патрубка додатково міститься вентиляторний привод, який створює повітряний потік в напрямку руху завантажених ковшів, що унеможливорює просипання зерна в башмак.

Використання полімерних ковшів зі зменшеним кроком розташування забезпечує зменшення травмування зерна при завантаженні.

Елеватор працює наступним чином: при завантаженні зерна через завантажувальний патрубок в елеватор, одночасно вмикається вентиляторний привод, що створює повітряний потік в напрямку руху завантажених ковшів, який запобігає просипання зерна в башмак, збільшуючи коефіцієнт заповнення самих ковшів.

Також, за рахунок руху повітря по колу, воно підігрівається, тим самим підсушує зерно.

Запропонована конструкція забезпечує: зменшення просипання зерна в башмак норії, збільшення коефіцієнту заповнення ковшів, зменшення травмування зерна при завантаженні, підсушування зерна при завантаженні.

Список використаних джерел

1. Опис винаходу № 2272769 Російської Федерації. Опубл. 27.03.2006. Бюл. № 9, МПК В65G 17/12, В65G 17/36.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СТРУЖКОУТВОРЕННЯ

Даценко В.В., студент

Науковий керівник – Семеновський О.Е., к.т.н., доц.

Дослідження процесу різання при обробленні сталі 30Х (рис. 1, а), сплаву ХН77ТЮР (рис. 1, б) та інших матеріалах показали, що під час врізування різальної частини інструмента в заготовку навколо неї виникає область деформованого матеріалу. При обтіканні різального леза частина деформованого матеріалу переміщується по його передній поверхні, перетворюючись у стружку 3, а частина, що знаходиться нижче поверхні різання, рухається по його задній поверхні і утворює поверхневий шар 5 деталі.

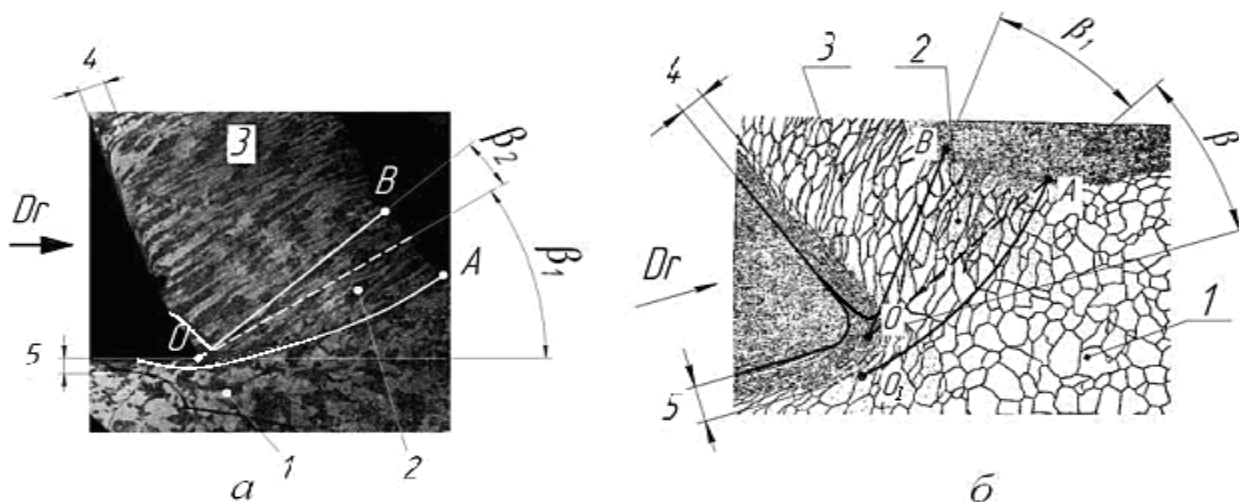


Рис. 1. Стружкоутворення під час різання: а) сталі 30Х; б) жароміцного сплаву ХН77ТЮР: 1 – вихідна структура; 2 – зона стружкоутворення; 3 – стружка; 4 – зона вторинної деформації стружки; 5 – деформований шар обробленої поверхні заготовки

Стружкоутворення і формування поверхневого шару деталі є єдиним процесом деформування і руйнування матеріалу під час різання. Зміна структури матеріалу стружки 3 і деформованого шару 5, а також і напрямок текстури, порівняно зі структурою недеформованого матеріалу 1, свідчить про наявність зон із різним ступенем пластичної деформації. Дослідження проведені за допомогою методу ділильної сітки, а також вимірювання мікротвердості оброблюваного матеріалу навколо зони різання і стружки, підтвердили наявність цих зон. Таким чином, процес різання можна розглядати, як процес пластичного деформування зрізаного шару в зоні 2, де матеріал

доводиться до руйнування і відділення зрізуваного шару, та його перетворення в стружку. Наявність щільнішої текстури в зоні 4 свідчить про додаткову деформацію стружки, а викривлення структури в зоні 5 про пластичну деформацію поверхневого шару обробленої заготовки.

Процес різання відбувається за такою схемою (рис. 2): різальний клин, рухаючись, діє на зрізуваний шар із силою R_c , яка називається силою стружкоутворення. Під дією цієї сили в поверхневому шарі матеріалу виникають спочатку пружні деформації, які при подальшому переміщенні різця переходять у пластичні. При цьому у площині руху кромки леза різця, виникають дотичні τ_x і нормальні σ_y напруження.

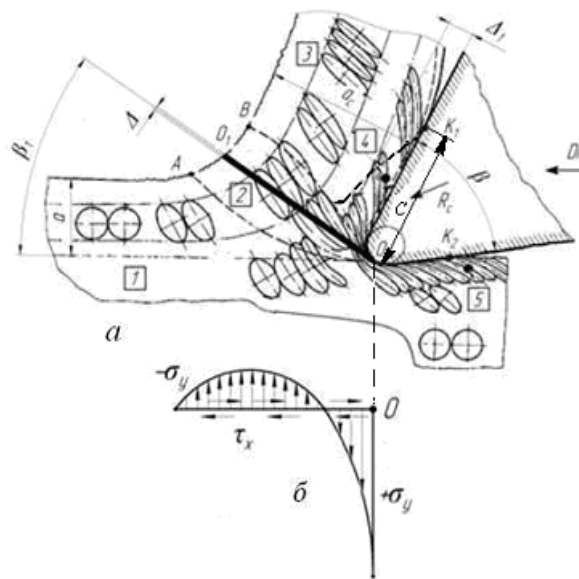


Рис. 2. Схема утворення стружки

Найбільші за значенням напруження τ_x виникають у точці прикладання діючої сили O . Із збільшенням відстані від неї величина τ_x зменшується до нуля.

Нормальні напруження спочатку діють як розтягувальні ($+\sigma$), що при певних умовах, може спричинити “розколвання” – випереджувальну тріщину в металі в напрямку прикладання зовнішньої сили. Найбільші напруження розтягу ($+\sigma$) виникають у точці O , які при віддалені від неї швидко зменшуються, переходячи через нуль у напруження стиску ($-\sigma$). Найбільша пластична деформація виникає в зоні 2 первинної деформації АОВ, яка називається зоною стружкоутворення (рис. 2, а). У цій зоні по поверхні ОА починається пластична деформація зрізуваного шару, а по лінії ОВ завершується процес деформації і утворюється стружка товщиною a_c . Лінія початку деформації ОА на певній частині розміщується нижче обробленої поверхні заготовки, що обумовлює зміцнення поверхневого шару матеріалу заготовки.

ТЕПЛОВІ ЯВИЩА, ЩО СУПРОВОДЖУЮТЬ ПРОЦЕС РІЗАННЯ

Полюхович С.В., студент

Науковий керівник – Семеновський О.Е., к.т.н. доц.

Механічна робота, яка забезпечує різання витрачається на пружну і пластичну деформацію зрізуваного шару матеріалу заготовки, тертя стружки по передній поверхні леза інструмента і матеріалу заготовки по задній поверхні леза. Досліджено, що 99,5 % роботи різання перетворюється у тепло.

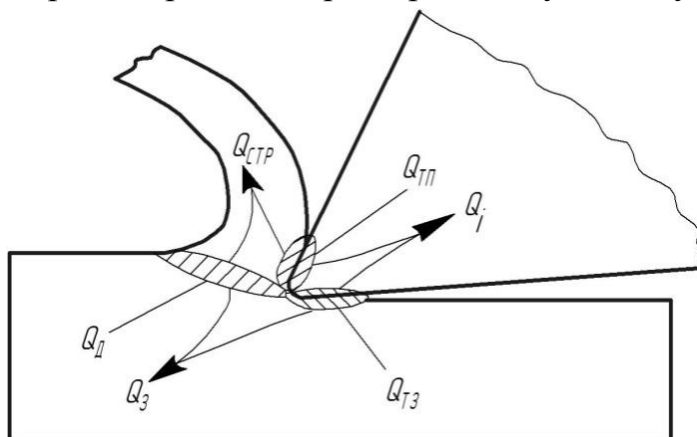


Рис. 1. Джерела утворення і розподілу теплоти під час різання

Лише 0,5 % роботи різання витрачається на деформацію кристалічної ґратки оброблюваного матеріалу. Виділення теплоти зумовлено пластичною деформацією в зоні стружкоутворення, тертям стружки по передній поверхні леза і тертям поверхні різання заготовки по задній поверхні леза (рис. 1).

Теплота виділена в процесі різання розподіляється між стружкою, заготовкою, інструментом і навколишнім середовищем.

Із загальної кількості виділеної під час різання теплоти 55...60% формується в результаті деформації зрізуваного прошарку матеріалу, 15...30 % – за рахунок тертя по передній поверхні леза інструмента, а решта за рахунок тертя по задній поверхні леза інструмента.

Залежно від режиму різання 60...85 % теплоти виділеної під час різання, виноситься стружкою, 15...35 % теплоти відбирає на себе заготовка, 1...5 % інструмент і 0,5...3 % – виділяється в навколишнє середовище. Найбільше впливає на температуру різання швидкість різання. Із збільшенням швидкості різання до 400 м/хв температура інструмента підвищується досить інтенсивно, а при подальшому підвищенні швидкості інтенсивність підвищення температури зменшується.

Теплота, що виділяється в процесі різання відіграє подвійну роль. З однієї сторони підвищення температури заготовки підвищує пластичність і полегшує деформування матеріалу зрізаного шару, що зменшує знос інструмента і підвищує якість обробленої поверхні. З іншої сторони теплова дія на різальне лезо інструмента зумовлює зміну структури і властивостей (зменшується твердість) матеріалу інструмента, що приводить до втрати його різальної здатності і пришвидшеного зносу. Температура в зоні головної різальної кромки досягає $800...1000^{\circ}\text{C}$. Крім того, з підвищенням температури збільшуються розміри інструмента і заготовки, що погіршує точність оброблення.

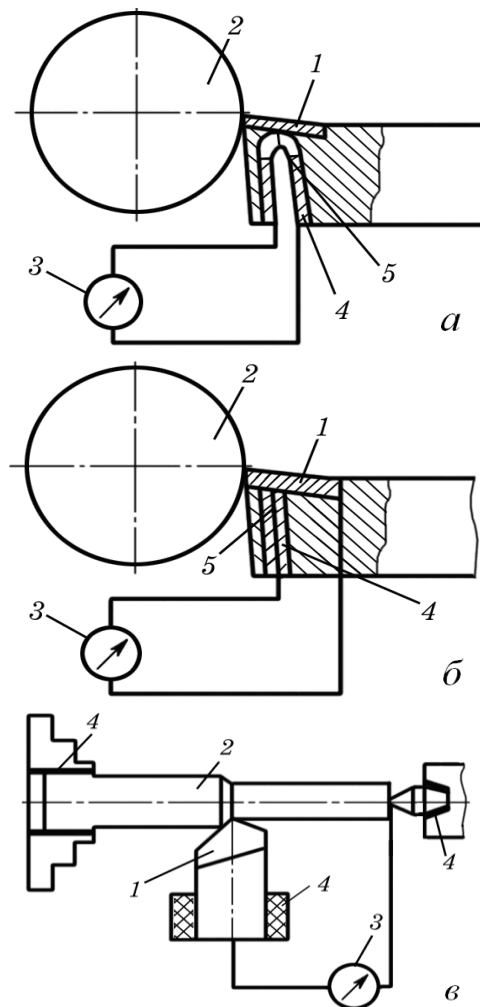


Рис. 2. Схеми вимірювання температури різання методом термопар: *а* – штучна термопара; *б* – напівштучна; *в* – природна; (1 - різець; 2 - заготовка; 3 - мілівольтметр; 4 - ізоляційний матеріал; 5 - термопара)

Для вимірювання температур у зоні різання інструмента використовують різні методи. Найпоширенішим і точним є метод термопар. Спай термопари (рис. 2, *а*) вставляють у просвердлений у певному місці інструмента 1 отвір, ізолюють, розміщують його якомога ближче до джерела тепла.

Термоелектрорушійна сила реєструється приладом 3. При вимірюваннях температури методом напівштучної термопари (рис. 2, б) одним елементом є інструмент 1, другим – ізольований провідник, який приєднують на задній, або передній поверхні інструмента.

На сучасному етапі широко використовують природні термопари – інструмент 1 і заготовка 2 (рис. 2, в). Спаєм термопари є місце контакту леза інструмента з матеріалом заготовки. Для підвищення точності показів інструмент і заготовка ізолюються від верстата. Природні термопари вимірюють середню температуру в зоні контакту інструмента і заготовки.

УДК 669.14.018.25:620.18:539.374

ПРЯМЕ ВІДНОВЛЕННЯ ЗАЛІЗА

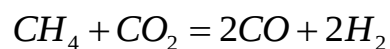
Власюк М.О., студент

Науковий керівник – Афтандіянц Є.Г., д.т.н., проф.

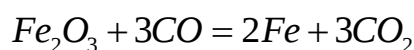
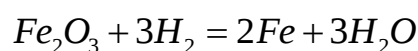


Одним з сучасних методів отримання заліза є його пряме відновлення з руди. Сировиною для одержання заліза є концентрат з 70 % Fe, що подається трубопроводом із збагачувального комбінату у вигляді пульпи (суміші з водою). Після відстоювання пульпи осад концентрату зневоднюється за допомогою вакуум-фільтрів, змішується в барабанних змішувачах із зв'язкою (бентонітом) і піддається гранулюванню. Одержані обкатиші обпалюють у печі і подають конвеєром у шахтну піч прямого відновлення заліза.

Знизу в піч подається газ-відновник (CO, H₂) з температурою 1000 °C під тиском 0,15 Па, який утворюється в реформері при взаємодії природного і колошникового газів:



У результаті реакції відновлення масова частка заліза в обкатишах підвищується до 95 %.



Після відновлення окатиші надходять у електропіч місткістю 150 т, плавляться, метал очищається від домішок, до нього додають потрібні концентрати і отримують леговану сталь, яка розливається на машинах безперервного лиття заготовок. Зливки підігрівають у печі і прокатують на стані. Кількість сталі виплавленої цим методом у світі становить близько 2 %.

Переваги процесу «прямого відновлення» перед доменним:

1. Відсутнє дороге та шкідливе виробництво коксу; відсутні шкідливі викиди сполук сірки, азоту, канцерогенних органічних сполук, пилу і шлаку.
2. Немає потреби в енергомістких і шкідливих агломераційних і конвертерних цехах.
3. Транспортування сировини здійснюється гідротранспортом, конвеєрами і транспортерами, що значно зменшує забруднення навколишнього середовища пилом.
4. Значне зменшення витрат води і забруднення річок і водоймищ.

Головний недолік процесу прямого відновлення заліза полягає у тому, що продуктивність процесу у 4 рази менша ніж у домні, але у майбутньому цей показник буде зменшуватися і виробництво сталі буде відбуватися в основному за допомогою прямого відновлення заліза.

УДК 669.14.018.25:620.18:539.374

РАФІНУВАННЯ МЕТАЛЕВИХ РОЗПЛАВІВ

Ковтун Д.М., студентка

Науковий керівник – Афтанділянц Є.Г., д.т.н., проф.



Металеві розплави очищають від домішок (оксиди, сульфідів та газів) поза межами плавильного агрегату, тобто у ковші. Основними методами такого очищення є продуванням рідкої сталі інертними газами, обробка рідкої сталі синтетичним шлаком, вакуумування сталі та обробка активними реагентами.

Продування розплаву інертним газом (аргоном) відбувається через спеціальний вогнетривкий пористий блок, вмонтований у дно ковша. Тиск аргону на 0,2-0,5 МПа перевищує атмосферний. Тривалість операції 5-15 хв. У бульбашки аргону переходять водень і азот, а на їх поверхню неметалеві включення. Бульбашки газів виносять на поверхню неметалеві включення та розчинені газів.

Обробка сталі синтетичним шлаком полягає у тому, що спочатку в ківш додають 3-5 % синтетичного шлаку (45 % CaO , 40 % Al_2O_3 , 10 % SiO_2 , 5 % MgO), який плавлять у другій електропечі та з деякої висоти виливають в ківш сталь із плавильного агрегату. Сталь добре перемішується зі шлаком. Унаслідок інтенсивного перемішування сталі й шлаку поверхня їх взаємодії збільшується в сотні разів порівняно з тією, що була в печі. У результаті поверхня контакту між металом і шлаком сильно зростає, що в сотні разів прискорює металургійні реакції, і для їх проходження потрібно не 1,5-2 год, як звичайно в печі, а приблизно стільки, скільки на часу втрачається на випуск сталі з печі.

Вміст сірки у сталі зменшується за реакцією взаємодії сірки з оксидом кальцію. Чистота сталі підвищується в наслідок асиміляції неметалевих включень синтетичним шлаком і їх спливанням разом із шлаком на поверхню розплаву. Рафінована синтетичним шлаком сталь відрізняється малим вмістом кисню, сірки і неметалевих домішок, що забезпечує їй високу пластичність і ударну в'язкість.

Вакуумну обробку застосовують для зменшення вмісту в сталі розчинених газів (O_2 , H_2 , N_2). При цьому завдяки інтенсивному перемішуванню металу бульбашками газів, що виділяються, видаляються, внаслідок флотації, неметалевих включень, які "прилипають" до бульбашок газів і виносяться ними наверх у шлак. Для цього перед розливанням у ківш рідку сталь витримують у вакуумній камері.

Вакуумна обробка дає змогу в 3-5 разів зменшити вміст газів і в 2-3 рази неметалевих домішок у сталі, що сприяє підвищенню її міцності та пластичності.

Найпоширеніші такі способи обробки сталі вакуумом:

а) ківш з металом розміщують у вакуумній камері з залишковим тиском 250-650 Па і витримують у ній 10 - 15 хв. Для прискорення процесу вакуумування сталь перемішують інертним газом;

б) сталь вакумують при переливанні з ковша у ківш або з ковша у виливницю, тобто обробляють вакуумом струмінь металу;

в) сталь вакумують окремими дозами;

г) циркуляційне вакуумування. Два патрубків вакуумної камери занурюють у метал і він піднімається в камеру. Крізь один із патрубків подають інертний газ (аргон), внаслідок чого метал спрямовується по ньому в камеру, а по другому – стікає в ківш, циркулюючи таким чином через установку.

При позапечній обробці сталі втрачається багато тепла і тому створили агрегат, що має назву піч-ківш, де одночасно відбувається нагрів рідкого металу та його продувка.

З метою зменшення кількості кисню та сірки в сталі була запропонована обробка рідкого металу частинками Al, SiCa, CaO, CaF, одночасно з продувкою газом.

Для зниження рівня пилу на виробництві замість дрібних частинок почали застосовувати дріт із Al, SiCa, CaO, CaF.

Для підвищення однорідності рідкої сталі, унаслідок примусового руху, використовують електромагнітне змішування.

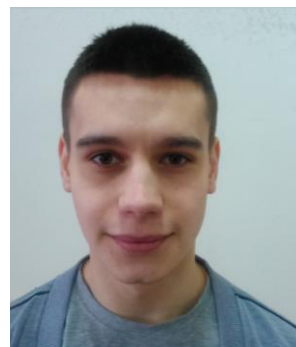
На сучасному металургійному заводі, залежно від умов виробництва, можуть використовувати всі вищевикладені методи позапічної обробки рідкого металу. Перспективними є металургійні заводи для виробництва сталей глибокої витяжки.

УДК 669.14.018.25:620.18:539.374

СУЧАСНІ МЕТОДИ РОЗЛИВАННЯ РІДКОГО МЕТАЛУ

Сорока О.В., студент

Науковий керівник – Афтанділянц Є.Г., д.т.н., проф.



Останньою операцією сталеплавильного процесу є розливання сталі. Із сталеплавильних агрегатів готову сталь випускають у розливні ковші, з яких її розливають у виливниці або в установки безперервного розливання.

Виливниця є товстостінною чавунною (рідше сталевую) формою, призначеною для кристалізації в ній сталевого зливка. Поперечний перетин виливниці може мати вигляд квадрата, прямокутника, багатокутника або круга. Відомо розливання сталі у виливниці: зверху та знизу (сифонне). Під час розливання зверху кожен виливницю наповнюють розплавом сталі з ковшу. Під час сифонного розливання кількість виливниць може бути від 2 до 60.

Роботи з освоєння методу безперервного розливання металу розпочато в 1944 р. Існують 3 типи установок для безперервного розливання сталі: вертикальні, горизонтальні та криволінійні.

Першими в промисловості було застосовано машини безперервного лиття заготовок (МБЛЗ) вертикального типу. Великим недоліком таких машин є те, що вони дуже високі (понад 40 м) і їх треба розміщувати в бетонованому колодязі такої самої глибини.

Тому поряд з вертикальними широко застосовують горизонтальні машини. Одним з недоліків цих машин є довжина, яка може бути більша за 30-40 м.

На машинах безперервного лиття заготовок отримують зливки від квадратних або круглих невеликого перерізу, наприклад 120 x 150 або 150 x 150 мм, діаметром 120-150 мм до прямокутних товщиною 200-300 мм та довжиною до 2,5 м, а також у вигляді труб. Швидкість безперервного розливання коливається від 0,5 до 3 м/хв.

При безперервному розливанні сталі підвищується продуктивність праці і поліпшуються її умови, зменшуються виробничі площі і відпадає потреба у громіздкому устаткуванні (виливницях, нагрівальних колодязях, обтискних прокатних станах тощо).

Завдяки безперервному живленню і спрямованому затвердінню у виготовлених на МБЛЗ зливках немає усадочних раковин, що забезпечує вихід придатного металу до 96-98 % від маси виплавленого. Поверхня таких злиwkів має високу якість, а метал – однорідну будову. Енергетичні витрати при виготовленні заготовок на МБЛЗ зменшуються приблизно на 15 %. Завдяки цьому кількість сталі, що розливається безперервним способом, перевищує 60% від загального об'єму світового виробництва.

Постійні вимоги до збільшення енергозбереження при виробництві сталі довели до того, що методом безперервного лиття зараз починають вироблять листи товщиною від 0,8 до 5 мм.

За кордоном з 1989 р. почалися дослідження з виробництва тонкого листа (2x1345 мм) методом безперервного лиття в Австралії (ВНР, Port Kembla) і Японії (ІНІ, Yokohama), на заводі Port Kembla (Австралія), потім цими дослідженнями зайнялися у Франції, Італії, Німеччині, США.

Продуктивність установки складає від 300 000 до 500 000 т на рік.

Переваги методу безперервного розливання сталі:

- відходи металу зменшуються до 2-4 % від маси рідкої сталі;
- не потрібно великої кількості виливниць, піддонів та інших пристроїв;
- структура зливка щільна, дрібнозерниста та хімічно однорідна завдяки високій швидкості охолодження;
- поверхня зливка має добру якість;
- форма та розміри перетину зливка максимально наближені до виробу;
- не потрібно застосовувати обтискні вальцівні стани – блюмінги та слябінги, внаслідок чого заощаджується значна кількість енергії;
- покращуються умови праці.

Світова сумарна частка сталі, що розливалась на МБРЗ в 1960 р., становила 1 %, а в 1970 р. — 10 %. Починаючи з 1975 р., безперервне розливання сталі

стрімко розвивається. Вже в 1990 р. майже 60 % виплавленої в світі сталі було розлито на МБРЗ. Досягнутий світовий рівень істотно перевершили такі країни як Японія, Італія, Республіка Корея, ФРН, де понад 90 % сталі розливають на МБРЗ.

УДК 621.1.004

АНАЛІЗ ДЕФЕКТІВ СТІЛИ ЩЕЛЕПНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ

Остапенко А.І., магістр першого року навчання

Науковий керівник – Новицький А.В., к.т.н., доц.

Однією з умов надійного на протязі року, використання лісогосподарської техніки та підтримання її в працездатному стані – є необхідність дотримання вимог технології ремонту та технічного обслуговування, забезпечення вчасного та кваліфікованого їх проведення. Так, для лісозаготівельних машин (на прикладі щелепних навантажувачів) проводять щоденне технічне обслуговування (ТО), технічне обслуговування №1, технічне обслуговування №2, технічне обслуговування №3 та сезонне технічне обслуговування. Періодичність проведення ТО-1 – 60 год ТО-2 – 240 год, ТО-3 – 960 год.

Розглянемо характерні відмови стріли, які представлені на рис. 1.

Більш детально розглянемо характерні дефекти та способи їх усунення.

1. Наскрізнi поперечні тріщини по периметру:

а) не більше двох тріщин – заварити з приварюванням підсилюючих пластин;

б) більше двох тріщин – вирізати дефектну балку і приварити нову.

в) тріщини по зварних швах – заварити.

2. Тріщини на щоках, які не проходить через отвори діаметром 200 мм; облом щоки; знос і задири щоки глибиною понад 1,5 мм; наскрізнi поперечні тріщини направляючого листа довжиною понад 200 мм при кількості їх понад два – заварити або вирізати дефектне місце і приварити підсилюючу пластину.

3. Облом щоки, згин вуха більш ніж 4 мм по довжині 500 мм або обрив вуха, знос отвору під палець кріплення гідроциліндра до діаметра більше, ніж 71,0 мм, знос отвору провушини під палець кріплення стійки до розміру більше 51,0 мм – розмітити і вирізати дефектне місце і приварити нову частину деталі.

4. Згин балки стріли допускається без ремонту до 5 мм на довжині 1000 мм. Бракувати балку стріли при згині понад 5 мм на довжині 1000 мм з

використанням для ремонту придатних деталей стріли. Згин вуха не більше 4 мм на довжині 500 мм – правити.

5. Знос отворів у втулках допускається без ремонту: під палець кріплення стріли до рами до діаметра 101,0 мм (номінальний розмір $100^{+0,5}_{+0,3}$); під вісь зірочки 1-го отвору до 126 і 2-го до 101,0 мм (номінальні розміри відповідно $125^{-0,5}_{-0,3}$ мм і $100^{-0,5}_{-0,3}$ мм). При зносах отворів у втулках понад допустимі – замінити втулки.

6. Знос отворів під пальці кріплення гідроциліндрів і стійки допускається без ремонту відповідно 70,6 мм і 50,6 мм (номінальні розміри $70^{+0,2}$ і $50^{+0,2}$). При розмірах отворів понад допустимі в отворах втулок – замінити втулки.

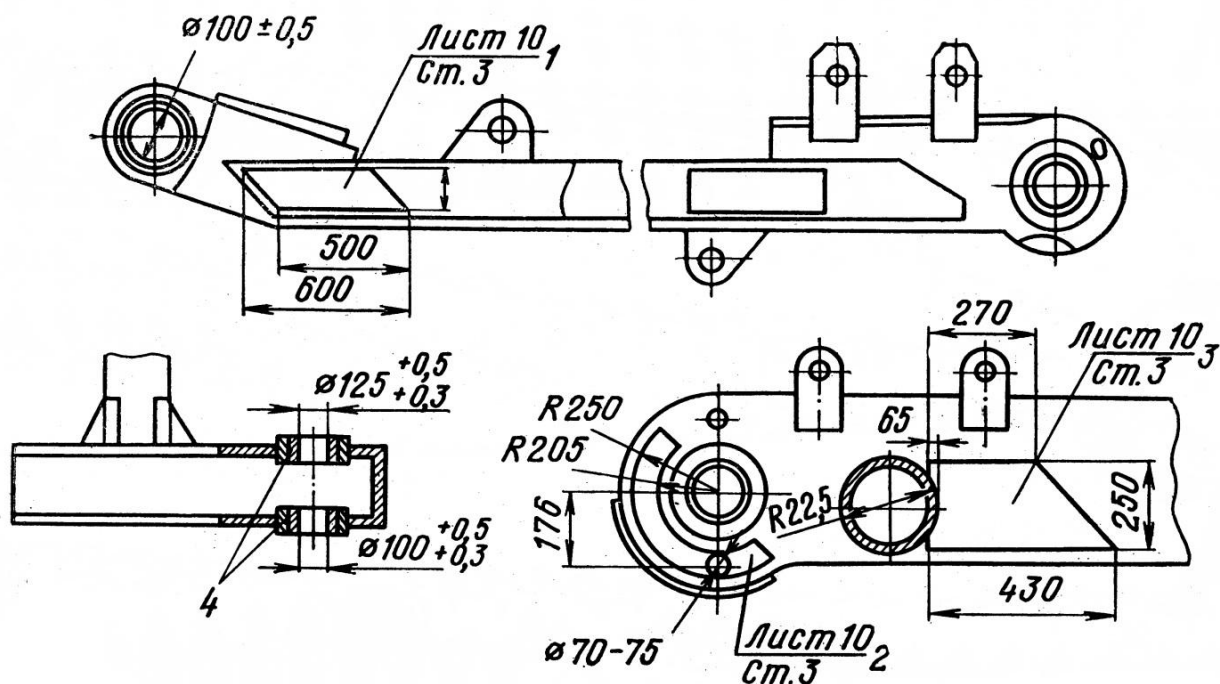


Рис. 1. Схема ремонту стріли: 1 – ремонт стріли постановкою підсилюючих пластин при поперечних тріщинах боковини; 2 – ремонт при тріщинах щоки; 3 – ремонт при поперечних тріщинах балки; 4 – ремонт більшого і меншого отворів постановкою втулок і обробкою до номінального розміру

Стріла підлягає вибракуванню при одночасній наявності дефектів: більше двох суцільних тріщин по периметру балки; тріщини, які проходять через отвір діаметром 200 мм у щоці; при обломі щоки; при обриві вуха. Коромисло праве і ліве.

1. На щоці коромисла допускаються без ремонту вм'ятини глибиною понад 10 мм. При наявності вм'ятин на щоці глибиною понад 10 мм коромисло підлягає вибракуванню з використанням придатних для ремонту деталей.

2. Тріщини в зварних швах деталей коромисла, тріщини на щоках коромисла сумарною довжиною до 500 мм – заварити. Коромисло підлягає вибракуванню з використанням придатних для ремонту деталей при наявності тріщин на щоці сумарною довжини понад 500 мм або тих, що проходять через отвори 70 і 120 мм.

3. Знос отворів під пальці кріплення до рами стріли і до гідроциліндра допускається без ремонту відповідно до діаметрів 101 і 71,2 мм (номінальні отвори $100^{+0,2}$ і $70^{+0,23}$ мм). При зносі понад допустиме значення – встановлення приварювання і розточування до номінального розміру ремонтних втулок.

4. При зриванні або зношуванні різі до М16 в отворах під болти кріплення регеля – просвердлюються отвори до діаметра $16,48^{+0,2}$ мм на прохід, в них нарізується різь ремонтного розміру М18х1,5.

УДК 621.1.004

ОБҐРУНТУВАННЯ ОБОРОТНОГО ФОНДУ АГРЕГАТИВ ДЛЯ ПІДТРИМАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТРЕЛЮВАЛЬНИХ ТРАКТОРІВ

Гульоватий В.М., магістр першого року навчання

Наукові керівники – Новицький А.В., к.т.н., доц.; Маслай С.В., к.т.н., доц.

Одним із дієвих методів ремонту трелювальних тракторів є агрегатний метод. Агрегатний метод особливо актуальний за останні двадцять років, коли практично зник капітальний ремонт повнокомплектних тракторів, автомобілів та складних лісогосподарських машин. Для ремонтних підприємств він передбачає обґрунтування необхідної кількості оборотних агрегатів для підтримання працездатності трелювальних тракторів.

Всі розрахунки для визначення раціональної кількості оборотних агрегатів можуть бути виконані по універсальній номограмі [1]. Методика розрахунку оборотних агрегатів у фонді, який не знижує коефіцієнт готовності, передбачає наявність вихідних даних та використання наступної аналітичної залежності [1]:

$$\alpha = \frac{\tau_{оби} \cdot N}{\tau_{срі}}, \quad (1)$$

де $\tau_{оби}$ – середній термін служби агрегату i -го найменування;

$\tau_{срі}$ – середній час обороту агрегату;

N – кількість однойменних працюючих агрегатів. Для умов ДП «Городницьке ЛГ», де в експлуатації в лісгоспі та підпорядкованих лісництвах знаходяться трелювальні трактори ТДТ-55А, використовуючи представлену вище аналітичну залежність та універсальну номограму, розрахуємо необхідну кількість оборотних агрегатів, які лімітують надійність представлених об'єктів дослідження. Методику розрахунку кількості оборотних агрегатів у фонді, який не знижується з використанням номограм, пояснимо прикладом розрахунків:

$$\alpha = \frac{100 \cdot 12}{1050} = 1,14.$$

Вихідні дані та результати отриманих розрахунків зводимо в таблицю 1.

Слід відмітити, що дана методика при наявності необхідних статистичних даних, може бути використана при розрахунку кількості оборотних агрегатів не тільки засобів для трелювання деревини, але й інших складних лісгосподарських машин, тракторів і автомобілів. Доцільно також встановити мінімально допустимий парк машин для яких доцільне впровадження агрегатного методу ремонту машин.

Таблиця 1 – Розрахунок необхідної кількості оборотних агрегатів трелювальних тракторів ТДТ-55А

№ п.п.	Назва агрегату	Середній термін служби агрегату, мото-год.	Середній час обороту агрегату, діб	Оптимальна гарантійна ймовірність	Приведена щільність потоку відмов	Прийнята кількість агрегатів, шт.
1	Штовхач з навісним обладнанням	1050	100	0,8	1,14	2
2	Лебідка	750	80	0,8	1,28	3
3	Навантажувальний пристрій	1250	120	0,8	1,15	2
4	Ходова система	1050	120	0,8	1,4	3
5	Кабіна	2100	80	0,8	0,46	-

Мінімальна кількість агрегатів одного найменування в оборотному фонді повинна становити одиницю. Таким чином, парк машин, який може бути під впливом обслуговування мінімальним парком, і є доцільним для впровадження агрегатного методу ремонту в умовах підприємств лісового комплексу.

Список використаних джерел

1. Завялов Л.А. Основы организации агрегатного метода ремонта лесотранспортных машин / Л.А. Завялов, Ф.П. Попов. – М.: Лесная промышленность, 1975. – 136 с.

ОСОБЛИВОСТІ РЕМОНТУ РОТОРІВ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ

Новицький Ю.А., студент

Науковий керівник – Ружило З.В., к.т.н., доц.

Працездатність вакуумного насоса визначають за величиною падіння продуктивності на стенді для обкатки вакуумних насосів КІ-1414А. Згідно нормативно-технічної документації, якщо продуктивність вакуумного насосу нижче $26 \text{ м}^3/\text{год}$. його направляють в ремонт.

Важливою складовою вакуумного насоса є ротор. Якщо пошкоджені фаски центрувальних отворів ротора, необхідно відновлення ротора розпочати з їх проточування на токарному верстаті. Для цього ротор встановлюють передньою шийкою в патрон токарного верстата, а задньою шийкою в люнет і проточують фаску центрувального отвору задньої шийки. По аналогії виправляють форму центрувального отвору передньої шийки. Зношені посадочні місця під підшипники кочення можна відновити вібродуговим наплавленням дротом Нп-80, Нп-40 діаметром дроту 1,6 мм. Основними параметрами наплавлення є: швидкість подачі 1,1 м/хв, частота обертання деталі 11 об/хв, крок наплавлення 2,7 мм/об, витрата рідини 0,1 л/хв, сила струму 140-150 А.

Після наплавлення шліфують на круглошліфувальному верстаті посадочні місця під підшипники кочення та циліндричну поверхню ротора і торцевих площин до найближчого ремонтного розміру. Торцеве биття ротора повинне бути не більше 0,015 мм на найбільшому діаметрі ротора; биття зовнішньої циліндричної поверхні при перевірці в центрах – не більше 0,02 мм.

Заключною операцією відновлення ротора повинно бути фрезерування пазів ротора, яке виконується дисковою фрезою. При цьому непаралельність пазів ротора до його осі допускається не більше 0,08 мм на довжину ротора. Після фрезерування гострі крайки повинні бути заокруглені напилком.

При складанні вакуумного насоса необхідно забезпечити правильне положення кришок щодо його корпусу, яке забезпечується пристосуванням ПТ-1379.15.

Після ремонтних і відновлювальних робіт проводять обкатку і випробування вакуумного насосу. В кінці обкатки температура вакуумного насоса не повинна перевищувати температури навколишнього повітря більш ніж на 65°C . Продуктивність вакуумного насоса визначається протягом 15 хв і при вакуумі 0,052 МПа не повинна бути меншою $40 \text{ м}^3/\text{год}$.

Мінімальний вакуум при закритому всмоктувальному отворі вакуум-балона повинен бути не менше 0,093 МПа, а потужність при нормальному режимі – 2,5 кВт. Витрата оливи не повинна перевищувати 10 г/год.

УДК81.13:378

ТЕХНІЧНА ТЕРМІНОЛОГІЯ

Литвиненко Д., студент

Науковий керівник – Березова Л.В., ст. викладач



Сучасна епоха – епоха науково-технічного прогресу – це невідпинний потік наукових досягнень, а отже, такий обсяг науково-технічної інформації, що вимагає посиленої уваги до розвитку гуманітарних наук. Мова у цьому процесі пов'язана з наукою передусім своїм термінологічним лексичним шаром, у якому відображається соціально організована дійсність.

Поява сучасних технологій, інформатизація і комп'ютеризація переважної більшості суспільних сфер життя ведуть до утворення нових співвідношень між термінологічними системами різних наук. Потреби сучасного науково-технічного спілкування сприяють розвитку і подальшому вдосконаленню мовних засобів передачі інформації, серед яких основну роль відіграють слова та словосполучення, що називають і позначають поняття науки і техніки [1, 3].

Процес бурхливого розвитку термінології є наслідком утворення якісно нових за структурою термінів, набування нового спеціального знання вже існуючими в інших підмовах термінами, а також теми, які утворилися в результаті переосмислення загальнонавживаних слів.

Нові терміни можуть утворитися трьома основними способами:

1. Використання внутрішніх ресурсів мови:
 - а) карбування похідних слів;
 - б) надання наявним словам нових значень;
 - в) складання основ;
 - г) складання словосполучень;
2. Пряме запозичення терміноелементів:
 - а) повне запозичення (внутрішня форма разом із зовнішньою);
 - б) неповне запозичення (тільки внутрішня форма)
3. Конструювання штучних слів.

В підручниках для немовних вузів спеціальної роботи із термінами, як правило, не передбачено: спеціальні терміни включені у вправи, розраховані на закріплення загальної та наукової лексики.

Як домогтися того, щоб студенти володіли необхідним термінологічним запасом?

Відповідь можлива лише при вирішенні таких питань:

1. яке повинне бути методичне групування спеціальних термінів, які призначені для рецептивного засвоєння;
2. який вид роботи над термінами забезпечує їх краще засвоєння.

Аналіз лінгвістичної літератури показав, що особливості терміна як лексичної одиниці визначаються, по-перше, особливостями понять, які виражає термін. Поняття в будь-якій області науки і техніки існують не ізольовано, вони пов'язані між собою і утворюють систему.

Як і будь-яка система технічних понять, які відображені термінами рідної або іноземних мов, має ряд особливостей, характерних систем, які можуть бути опорними моментами при поясненні студентам технічної термінології і при складанні вправ. Такі опори можна утворити шляхом об'єднання термінів у групи, стержнем яких є логіка побудови системи понять, які відображають терміни [2].

В роботі пропонується таке групування термінології:

1. На кожній схемі повинні бути представлені терміни, які відображають поняття якоїсь певної категорії, що дає можливість представити у взаємозв'язку систему понять даної категорії і відповідні її системи термінів рідної та іноземних мов (порівняння).
2. На схемі повинні бути наочно відображені суттєві ознаки понять та виділено загальне та різницю в системах термінів рідної та іноземних мов.
3. Схема повинна бути динамічною: система не може бути представлена як щось готове; терміни іноземної мови слід наносити на схему поступово, після того, як студенти згадали і усвідомили принципи побудови відповідної системи термінології рідної мови.
4. На схемах слід використовувати кольорові сигнали, які вказують на загальне в системі рідної та іноземної мов, стрілки повинні чітко вказувати на порядок чергування понять.

Вправи:

1. Написати на схему з англійськими термінами номери, які відповідають номерам українських термінів які додаються у вигляді списку до схеми.
2. Написати на схему з українськими термінами номери англійських термінів із запропонованого списку.

3. Заповнити схему по пом'яті українськими термінами (на схемі тільки всі англійські терміни).
4. Заповнити схему англійськими термінами, яких не вистачає.
5. Читання текстів.

Система технічних понять, яка відображена термінами рідної або іноземних мов, має ряд особливостей, характерних систем, які є опорними моментами при навчанні термінології. Для кращого засвоєння термінів пропонується об'єднувати їх в групи, будуючи схеми, стержнем яких є логіка побудови системи понять.

Список використаних джерел

1. Долматовская Е.Ю. Методика обучения терминологии по специальности в неязыковом вузе / Е.Ю. Долматовская. – М.: Высшая школа, 1979. – 204 с.
2. Д'яков А.С. Основи термінотворення: семантичні та соціолінгвістичні аспекти / А.С. Д'яков, Т.Р. Кияк, З.Б. Куденько. – К.: Дім "КМАcademia", 2000. – 218 с.
3. Панько Т.І. Українське термінознавство / Т.І. Панько, І.М. Кочан, Г.П. Мацюк. – Львів: Світ, 1994. – 216 с.

УДК81.13:378

ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНІЧНОГО ПЕРЕКЛАДУ

Зубенко М., студент

Науковий керівник – Березова Л.В., ст. викладач



Вступ. Розвиток науки й техніки в наші дні веде до більшого поширення технічного перекладу. Під технічним перекладом мається на увазі певний вид перекладацької діяльності, а саме, переклад технічної літератури.

При цьому, особливо важливо, якщо колись поняття технічного перекладу в нас зводилося майже винятково до перекладу з іноземних мов на українську, нині все більше росте переклад науково-технічних текстів з української мови на іноземну, головним чином, на англійську.

Основний зміст дослідження. Наукова і технічна література, у свою чергу, має декілька градацій. Наукові і технічні тексти відрізняються один від одного не лише за областями науки або техніки, до якої вони відносяться, але і за ступенем їх спеціалізації.

До технічної літератури відносяться такі види текстів:

1. власне науково-технічна література, тобто монографії, збірники та статті з різних проблем технічних наук;
2. навчальна література з технічних наук (підручники, довідники й т.п.);
3. науково-популярна література з різних галузей техніки;
4. технічна й товаросупроводжувальна документація;
5. технічна реклама [1].

Основною особливістю науково-технічної літератури (за винятком такого жанру як науково-популярна література) є те, що на відміну від художньої й суспільно-політичної літератури, розрахованої на неспеціаліста, на кожную більш-менш грамотну людину, науково-технічна література розрахована на фахівця в даній галузі знань (або збирається в ній спеціалізуватися), тобто за своїм змістом орієнтується на вузьке коло людей.

У мовному плані це знаходить своє вираження насамперед у насиченості науково-технічних текстів спеціальною термінологією, що виражають поняття, специфічні для даної галузі знання й відомі тільки особам, знайомим з даною галуззю науки або техніки.

Доцільно говорити про переклад як про особливу область мовознавства, що включає окремі дисципліни (переклад художньої літератури, переклад газетно-інформаційних текстів, переклад наукової і технічної літератури), що знаходяться в тісному контакті один з одним [4].

Для словникового складу наукової і технічної літератури характерне застосування великої кількості наукових і технічних термінів, тобто слів або словосполучень, що позначають наукові або технічні поняття.

Провести чітку межу між термінами і словами повсякденної мови неможливо внаслідок багатозначності багатьох слів [4].

Терміни – це слова (або сталі словосполучення еквіваленти слів), тобто вони мають ті ж лінгвістичні властивості, що й будь-які інші одиниці словникового складу. Відмінність терміна від звичайного слова полягає, насамперед, в його змісті – терміни виражають поняття науково відпрацьовані (найчастіше мають точне визначення) і властиві певній конкретній галузі людського знання.

Наукове опрацювання поняття, що виражається терміном, його стандартність висувають особливі вимоги до перекладу терміна, він повинен бути переведений саме відповідним терміном, прийнятим у термінологічній системі тієї мови, на який здійснюється переклад [2].

Як і завжди, вирішальною умовою у виборі правильного значення багатозначного терміна при перекладі є контекст. Однак, при перекладі технічної літератури виникають деякі специфічні труднощі, що полягають у

тому, що технічну термінологію нерідко доводиться перекладати поза всяким мовним контекстом [3].

Ми маємо на увазі такі характерні види технічної документації, як, наприклад, специфікації на ті або інші вироби, списки запасних частин, усякого роду таблиці й ін., де спеціальна термінологія дається у формі простого перерахування або списку, без якого-небудь контекстуального оточення.

Природно, переклад такого роду текстів має особливі труднощі. У цьому випадку рекомендується попередньо ознайомитися з літературою, у якій відповідна термінологія представлена в більш-менш розширеному контексті. Наприклад, якщо доводиться перекладати список комплектуючих запасних частин якого-небудь виробу, варто спочатку ознайомитися з розгорнутим описом даного виробу, щоб одержати уявлення про комплект деталей, які входять до нього [4].

Висновки. Розгляд питань перекладу наукової і технічної літератури з мовознавчих позицій викликає заперечення – з боку фахівців різних областей науки і техніки, серед яких широко поширена думка, що для перекладу достатньо мати елементарні знання іноземної мови, важливо лише добре володіти відповідною спеціальністю.

В даний час вже не викликає сумніву необхідність глибокого лінгвістичного вивчення теорії і практики перекладу наукової та технічної літератури.

Проте і в даному випадку всі питання перекладу не можна пояснити безпосередньо лінгвістичним шляхом, їх треба вирішувати у співпраці з фахівцями даної галузі науки і техніки.

Список використаних джерел

1. Бархударов Л.С. Пособие по переводу технической литературы / Л.С. Бархударов. – М.: Высшая школа, 1967. – 283 с.
2. Долматовская Е.Ю. Методика обучения терминологии по специальности в неязыковом вузе / Е.Ю. Долматовская. – М.: Высшая школа, 1979. – 204 с.
3. Панько Т.І. Українське термінознавство / Т.І. Панько, І.М. Кочан, Г.П. Мацюк. – Львів: Світ, 1994. – 216 с.
4. Пумпянский А.Л. Введение в практику перевода научной и технической литературы на английский язык. – М.: Наука, 1981. – 344 с.

ВПЛИВ УДАРНО-КОЛИВАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ВТОМНУ ДОВГОВІЧНІСТЬ АЛЮМІНІЄВОГО СПЛАВУ 2024-ТЗ

Ігнатенко М.О., студентка

Науковий керівник – Пилипенко А.П., к.т.н., доц.

Досліди з впливу імпульсних підвантажень на процеси деформування пластичних матеріалів, проведені на кафедрі механіки Національного університету біоресурсів та природокористування України, показали, що при такому режимі навантаження, який автори називають динамічний незрівноважений процес (ДНП), у матеріалах протікають самоорганізаційні процеси з утворенням нових просторових тонко-смугових структур, що пов'язані на різних масштабних рівнях, і які своїм виглядом нагадують адіабатичні полоси зсуву. В процесі експериментів також встановлено, що щільність наново створених дисипативних структур менше щільності основного матеріалу і тому при випробуваннях листових матеріалів ці структуру екструдують на поверхні зразків. Сам факт екструзії дисипативних структур на поверхні плоских зразків вказує на можливість підвищення втомної довговічності зразків, які зазнали впливу ДНП.

Метою даної роботи є виявлення впливу ДНП на механічні властивості алюмінієвого сплаву 2024-ТЗ при випробуваннях на втому.

Було спеціально підготовлено дві партії зразків: одна партія (партія А) з рівнем попередньої пластичної деформації 10,5% при стандартному статичному розтягу, а друга партія (партія В) з рівнем попередньої пластичної деформації 10...11% при складному режимі навантаження «попередній статичний розтяг – імпульсне підвантаження сплаву».

Дослідження в області втомної міцності проводили на універсальній випробувальній машині Instron 8802 в Інституті проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України, з використанням стандартних процедур прикладного програмного забезпечення.

Частота циклічних випробувань становила 15 Гц. Асиметрія циклу $R=0,1$. Випробування проводилися при кімнатній температурі.

Схема реалізації циклічного навантаження наведена на рис. 1. Значення рівнів реалізованих напружень подано в таблиці 1. За кожного рівня напружень випробувано по три зразки. Проведені дослідження показали, що реалізація ДНП в алюмінієвому сплаві 2024-ТЗ сприяє підвищенню довговічності сплаву від 30 до 100 %, в залежності від рівня напружень.

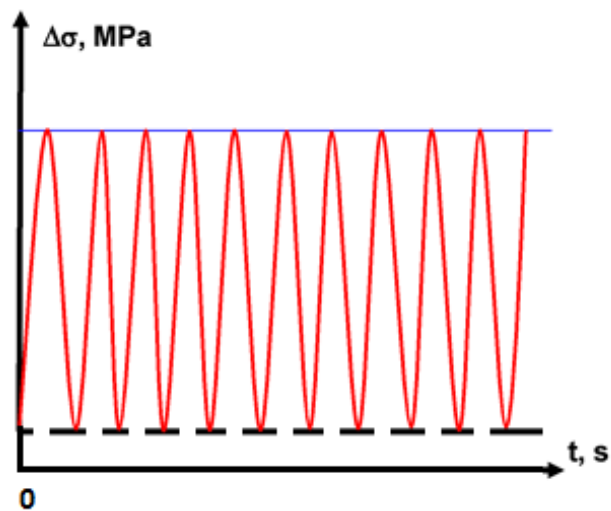


Рис.1. Схема реалізації циклічного навантаження

Таблиця 1 – Параметри циклічного навантаження

Параметри циклічного навантаження				Примітка
410	420	430	440	Рівень напружень $\Delta\sigma$, МПа
10...11	10...11	10...11	10...11	Рівень попередньої пластичної деформації ε , %

УДК 539.3:4

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ПЛАСТИЧНОСТІ ВИСОКОМІЦНИХ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ

Довганюк В.А. студент

Науковий керівник – Чаусов М.Г., д.т.н., проф.

Вихідна структура двофазних титанових сплавів дуже впливає на їх механічні властивості.

На практиці для зміни вихідної структури двофазних титанових сплавів використовують різні методи, котрі можна об'єднати у дві основні групи.

Методи першої групи пов'язані з термоциклічною обробкою двофазних титанових сплавів при різних температурах і відповідній часовій витримці. В результаті можна добитися зміни вихідної структури сплавів і, відповідно, підвищити, пластичність і в'язкість сплавів.

Методи другої групи включають термосилове навантаження титанових сплавів як при простих типах монотонного навантаження: розтяг, усадка, кручення, розтяг з одночасним крученням так і при складних режимах

термосилового навантаження, так звані методи інтенсивної пластичної деформації (ІПД): рівно канальне кутове пресування (РКК), кручення під тиском, всебічне кування та ін.

Граничний розмір подрібнених зерен залежить, в основному, від природи матеріалу та умов деформування.

Перелічені методи володіють наступними основними недоліками:

1. Щоб досягнути значної зміни структури при термоциклічній обробці необхідно використовувати складні режими термообробки і довготривалої часової витримки. Це, як правило, пов'язано з коштовним технологічним обладнанням. Крім того, сам факт вибору оптимальної термоциклічної обробки пов'язаний з численними трудомісткими фізичними дослідженнями.

2. Як показали багато чисельні експериментальні дослідження при простих видах монотонного термосилового навантаження практично неможливо досягнути значної зміни вихідної структури двофазних титанових сплавів, особливо при малих деформаціях.

Методами ІПД можна подрібнити вихідну мікроструктуру двох фазних титанових сплавів, впритул до субмікроструктури. Однак для реалізації цих методів необхідно використовувати складні режими термосилового навантаження і коштовне технологічне обладнання.

Слід особливо підкреслити, що всі перелічені методи подрібнення вихідної мікроструктури двофазних титанових сплавів реалізуються за високих температур. Виходячи з цього актуальним залишається дослідження, які спрямовані на розробку ефективних методів подрібнення вихідної структури двофазних титанових сплавів при різних схемах силового навантаження, особливо при малих деформаціях.

Досліди, які проведені на кафедрі механіки НУБіП України, показали, що для зміни вихідної структури двофазних титанових сплавів можна використовувати ударно-коливальне навантаження. В даному випадку значні зміни вихідної структури титанових сплавів виникають після реалізації запропонованого складного режиму навантаження на пружній гілці діаграми деформування. Як результат, відмічається суттєве збільшення вихідної пластичності високоміцних титанових сплавів при наступному стандартному одноосному розтягу, причому міцнісні властивості титанових сплавів практично не зменшуються. Дуже важливо, що ці режим реалізуються за кімнатної температури.

Проаналізовані можливі варіанти застосування подібних режимів навантаження для практичних цілей.

ДО ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Богатько А.О., студент

Науковий керівник – Черниш О.М., к.т.н., доц.

Мета дослідження. Для оцінки надійності роботи конструктивних елементів машин сільськогосподарського виробництва, які працюють в умовах дії змінних навантажень, застосувати критерії міцності і довговічності у вигляді статистичних залежностей опору утомленості і робочого навантаження.

Результати досліджень. Для описання випадкових процесів навантаження і працездатності робочих елементів машин бути розглянуті функціональні залежності максимального навантаження та граничного стану відповідно від часу. При цьому випадкові процеси в інтервалі експлуатації цих виробів схематизувалися так, щоб отримати придатні для практичного застосування розрахункові залежності. Нестационарний процес навантаження на малих проміжках часу у першому наближенні можна замінити відрізками стаціонарних процесів із параметрами, які дорівнюють середнім значенням параметрів нестационарного процесу. Отриманий таким чином стаціонарний процес в подальшому можна описати функцією розподілу випадкових характеристик навантаження. В результаті задача оцінки надійності зводиться до розглядання взаємодії функцій розподілу характеристик навантаження і опору втомлюваного руйнування у певному інтервалі експлуатації.

У такому випадку розрахункова міцність при знакозмінних напруженнях можна звести до розглядання взаємодії відповідних одномірних функцій розподілу.

При нормальному законі розподілу функцій $p(\sigma)$ і $p(\sigma_v)$, імовірнісна залежність випадкової величини σ_v від фактору F у загальному вигляді може бути описана поверхнею щільності ймовірностей:

$$p(\sigma_v) = \frac{1}{m_{\bar{\sigma}_v}(F)\sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{[\sigma_{vp} - \bar{\sigma}_v(F)]^2}{2[m_{\bar{\sigma}_v}^2(F)]^2} \right\}. \quad (1)$$

Така поверхня утворюється у просторовій системі координат $p(\sigma)$, F , σ_v рухом заданої функції щільності розподілу границь витривалості за законом зміни їх середнього значення від величини фактору F . При цьому

залежність розсіювання границь витривалості від величини цього фактору F буде визначатись функцією $m_{\bar{\sigma}_v}(F)$.

Аналогічним чином також можна описати та визначити поверхню щільності ймовірностей характеристик навантаження $p(\sigma)$:

$$p(\sigma) = \frac{1}{m_{\bar{\sigma}} \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{\sigma_p - \bar{\sigma}(F)}{2m_{\bar{\sigma}}^2} \right\}. \quad (2)$$

Отже надійна робота конструктивного елемента машини у цьому випадку визначається розрахунковим перетином площини $F = F_c = \text{const}$ із поверхнями (1) та (2).

Висновки. Схематизація випадкових процесів в інтервалі часу експлуатації робочих елементів машин дозволяє отримати функції розподілу характеристик опору втомлюваного руйнування та навантаження із врахуванням статистичного їх характеру, що дозволяє підвищити надійність їх роботи та збільшити ресурс.

УДК 631.372

СТВОРЕННЯ ТА РЕАЛІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

Савенко А.С., студентка

Науковий керівник – Яременко В.В., к.т.н., доц.

Мета дослідження. Розробити основоположні напрямки створення та реалізації системи технічного діагностування гідроприводів сільськогосподарської техніки, як структурного елемента системи техсервісу, який би слугував гарантом в управлінні надійністю техніки.

Проблема. Відсутність інформації про можливість виникнення несправності, неможливість оперативно виконати пошук на усунення відмов (несправності), а також невизначеність з фактичним значенням залишкового ресурсу агрегатів призводить до вимушених простоїв техніки, які в 5-20 разів перевищують нормативні значення, та заміни агрегатів з залишковим ресурсом, який досягає 40 %. Збільшення тривалості простоїв техніки порушує агротехнічні строки виконання сільськогосподарських робіт, що призводить до значного зменшення урожайності сільськогосподарських культур та втрат під час їх збирання (можуть досягати 40 % від оптимальних), а передчасна заміна

агрегатів збільшує на 15-20 % витрати на технічне обслуговування та ремонт техніки. Однією з ланок технічного сервісу в системі управління надійністю техніки є технічне діагностування, яке має забезпечувати своєчасне інформування споживачів техніки щодо їх технічного стану, можливість появи відмов, оперативний пошук та усунення відмов. Успішне проведення технічного діагностування можливе в разі розроблення та систематизування комплексу взаємно погоджених правил, методів, алгоритмів і засобів необхідних для визначення технічного стану об'єкта за участі відповідних виконавців.

Результати дослідження. Розроблення та реалізація системи технічного діагностування гідроприводів сільськогосподарської техніки ґрунтується на результатах таких досліджень: встановлення характеру зміни структурних параметрів (зношення) деталей гідроагрегатів та їх вплив на показники працездатності гідроагрегатів і відповідних гідрофікованих механізмів; аналізу структурно-функціональних зв'язків взаємодії складових частин гідроагрегатів і гідроприводів та обґрунтування діагностичних параметрів для визначення їх технічного стану; визначення метода діагностування з встановленням кількісних та якісних показників діагностичних засобів вимірювання діагностичних параметрів; вибір виду діагностування та розроблення відповідних алгоритмів здійснення процесу пошуку відмов та визначення технічного стану об'єктів; розроблення, виготовлення та випробування діагностичних засобів; виробнича перевірка системи технічного діагностування, яка представляє сукупність взаємоузгоджених правил, методів, засобів, об'єктів та виконавців і техніко-економічна оцінка її реалізації.

Висновки.

1. Комплексне застосування взаємоузгоджених правил, методів та засобів в сукупності з оператором та об'єктом забезпечує майже в два рази зменшення трудомісткості і вартості діагностування гідроприводів сільськогосподарської техніки.
2. Тільки в результаті оперативного пошуку та усунення відмов в гідроприводах дозволяє на 0,09 підвищити коефіцієнт готовності техніки в період виконання сільськогосподарських робіт.
3. Річний економічний ефект від реалізації системи технічного діагностування гідроприводів може складати в середньому 2,2 тис. грн. на одиницю складної гідрофікованої сільськогосподарської техніки.

УДОСКОНАЛЕННЯ КОЗЛОВОГО КРАНА

*Решетун Р.П., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Рибалко В.М., к.т.н., доц.*



Козлові крани використовуються для переміщення штучних вантажів які застосовують у сільськогосподарському виробництві і мають вантажопідйомність 5...50 т. При переміщенні багатотонних вантажів, особливо у момент початку руху або зупинки крана виникають значні сили інерції, які негативно впливають на роботу механізмів крана. Значні динамічні навантаження на елемент кранових механізмів значно скорочують термін їхньої служби.

Для зменшення динамічних зусиль, що виникають у процесі пуску або зупинки крана використовують цілий ряд засобів, одним із яких є кранове колесо із пружним елементом.

Відоме кранове колесо, яке складається із обода, що рухоме, за допомогою пружних елементів у вигляді розрізних циліндричних втулок встановлений на маточину колеса із обмеженими кільцями.

Недоліком відомого колеса є те, що пружна деформація втулок може забезпечити зменшення динамічних навантажень на деталі привода, які виникають при пусках і гальмуваннях крана тільки при умові сталого значення обертового моменту. При зміні умов роботи крана (максимальна вага вантажу, вплив атмосферних факторів, різке гальмування) та із врахуванням вибирання зазорів у ланках механізму привода цей момент значно збільшується, відповідно зростають динамічні навантаження, для компенсації яких потрібна більша величина деформації пружних елементів, або збільшення часу дії зростаючого навантаження на пружні елементи.

Автором поставлено завдання створити таке кранове колесо, конструкція якого дозволяла б, залежно від величини прикладеного до вала крутного моменту, збільшувати час дії зростаючого навантаження на пружний елемент і за рахунок цього зменшити динамічні навантаження на деталі привода, які виникають при пусках і гальмуваннях крана.

Поставлене завдання досягається тим, що кранове колесо, яке складається із обода, що рухомо за допомогою пружних елементів у вигляді розрізних циліндричних втулок встановлений на маточину із обмежувальними кільцями, згідно корисної моделі пружний елемент виконаний у вигляді гумової на півсфери, закріпленому на одному із кінців пальця, який розміщений

перпендикулярно до поверхні западин зубів маточини, що мають евольвентний профіль, а другий кінець пальця, рухомо разом із пружиною стиску встановлено на ободі колеса.

Кранове колесо складається із обода, який рухомо встановлений на маточину. На внутрішній поверхні обода утворені чотири ніші, які рівномірно розміщені по довжині колеса. У кожній із цих ніш рухомо розміщено по дві пари зубів, які утворені на зовнішній поверхні маточини, з обох сторін колеса. Між зубами, що мають евольвентний профіль рухомо встановлено пружний елемент, який має напівсферичну форму, виготовлений із гуми та закріплений на кінці пальця. Палець, за допомогою втулки, та пробки, рухомо встановлено в отворі обода. Втулка, виготовлена із бронзи та встановлена у отворі обода нерухомо, а пробка, також із бронзи, за допомогою різі – рухомо. Між втулкою та пробкою встановлено пружину стиску. За допомогою гайок палець зафіксований на ободі. Пальці встановлені по обидві сторони колеса. На обох сторонах маточини колеса, нерухомо, за допомогою болтів закріплено обмежувальні кільця.

Кранове колесо, встановлене на валу механізму переміщення крана та на рейки підкранових шляхів працює таким чином. Під дією пускового моменту на валу колеса виникає крутний момент, що значно перевищує за величиною номінальний крутний момент, маточина починає обертатися разом із валом. При цьому, один із зубів маточини під дією колової сили тисне на пружний елемент, оскільки сили опору руху крана більші за рушійну силу. У процесі зростання крутного моменту, а відповідно і колової сили, що діє на евольвентній поверхні зуба і напівсферичній поверхні елемента утворюється вертикальна складова – осьова сила. У певний момент часу величина цієї складової перевищує суму сил (сил тертя та стиску пружини), які утримували палець у початковому положенні (біля ніжки зуба). Елемент разом із пальцем, стискаючи пружину переміщується до тонкішої частини зуба (головки), що дозволяє маточині переміститися на більший кут відносно обода, у порівнянні із аналогічним зміщенням тільки за рахунок пружної деформації елемента. При цьому збільшується час зростаючого навантаження на пружний елемент, величина деформації якого не виходить за межі пружної деформації, а динамічні навантаження на деталі приводу, які виникають у результаті дії пускового моменту за цей час значно зменшуються. При цьому відбувається плавний рух обода колеса крана. При зменшенні величини крутного моменту (початок гальмування) та зменшення колової сили і її осьової складової палець, під дією пружини, яка розрахована на дію номінального крутного моменту переміщується у вихідне положення – нижню частину зуба. При подальшому гальмуванні крана, коли гальмівний момент перевищує за величиною

номінальний крутний момент або на початку руху крана у зворотному напрямку, елемент, контактує із протилежним зубом цієї пари зубів. Процес компенсації динамічних навантажень на деталі проводу, що виникають у процесі пуску або зупинки крана повторюється.

Пружний елемент виконаний у вигляді гумової на півсфери, закріпленої на одному із кінців пальця дозволяє зменшувати динамічні навантаження на деталі привода на початкових стадіях зростання навантаження, пусках та гальмуваннях крана. Це є основний елемент передачі крутного моменту від вала до обода колеса при сталому русі крана. В обох випадках, цей елемент виконує свої функції за рахунок пружної деформації гумової частини і самого пальця.

Напівсферична форма пружного елемента, який контактує із евольвентним профілем зубів маточини дозволяє цьому переміщуватися до тонкішої частини зуба (головки зуба) маточини під дією зростаючої осьової сили, що виникає у випадку дії на вал максимального крутного моменту. Це переміщення забезпечує значно більший кут зміщення маточини колеса відносно його обода у порівнянні із аналогічним зміщенням тільки за рахунок пружної деформації елемента. При цьому збільшується час дії зростаючого навантаження на пружний елемент, величина деформації якого не виходить за межі значень пружної деформації, а динамічні навантаження – результат дії пускового або гальмівного моментів на деталі привода, за цей час значно зменшуються.

УДК 621.867

РОЗРОБКА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

*Байталоха А. А., магістр першого року навчання
Науковий керівник – Ловейкін В.С., д.т.н., проф.*



Стрічкові конвеєри є найбільш поширеним засобом безперервного транспорту завдяки високій продуктивності, великій довжині транспортування, високій надійності, простоті конструкції та експлуатації. Стрічкові конвеєри широко використовуються для переміщення насипних і штучних вантажів у всіх галузях промисловості та сільського господарства.

Робочий цикл стрічкового конвеєра складається з трьох етапів, які постійно повторюються: пуск, усталений рух і зупинка. Рух елементів конвеєра

при цьому супроводжується складними динамічними явищами, які впливають на продуктивність, надійність та довговічність конструкції в цілому.

Під час неусталених процесів роботи стрічкових конвеєрів внаслідок нерівномірності руху приводного механізму та тягового органу (стрічки) виникають значні динамічні навантаження. Динамічні навантаження залежать від інерційних, дисипативних та жорсткісних параметрів елементів стрічкового конвеєра. Для їх дослідження розроблена динамічна модель (рис. 1), яка дозволяє синтезувати математичну модель руху стрічкового конвеєра.

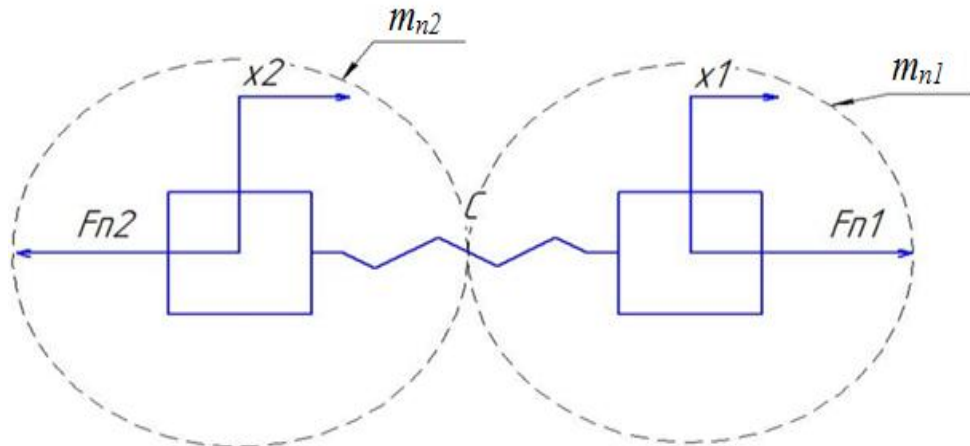


Рис. 1. Динамічна модель руху стрічкового конвеєра: m_{n1} – приведена маса першої частини механізму; m_{n2} – приведена маса другої частини механізму; x_1 – узагальнена координата першої частини механізму; x_2 – узагальнена координата другої частини механізму; F_{n1} – приведена сила першої частини механізму; F_{n2} – приведена сила другої частини механізму; c – приведена жорсткість

УДК 628.95

ОСОБЛИВОСТІ ВЗАЄМОДІЇ ДАТЧИКА ПЕРЕМІЩЕННЯ З МІКРОКОНТРОЛЕРОМ В МЕХАТРОННИХ СИСТЕМАХ

Кузьменко М.О., студент
Науковий керівник – Шевчук О.Г., м.н.с.



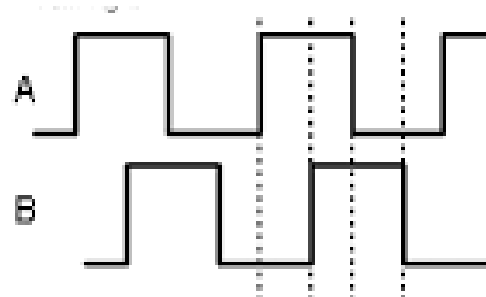
На сьогоднішній день зберігається тенденція до збільшення ролі мехатронних систем у машинах які використовуються в різних галузях господарства. Мехатронні системи дозволяють значно підвищити ефективність використання машин. Мехатронна система складається з різних периферійних

пристроїв введення і виведення, які зв'язані між собою через мікроконтролер. Ефективність взаємодії між компонентами мехатронної системи впливає на ефективність роботи мехатронної системи в цілому.

Датчики переміщення широко використовуються в мехатонних системах. Серед різних за конструкцією датчиків переміщення оптичні інкрементальні енкодери (рис. 1 а) досить часто використовуються для визначення положення робочого органу машини або для вимірювання кількості поданого матеріалу дозатором.



а)



б)

Рис. 1. Інкрементальний оптичний енкодер (а); сигнали інкрементального оптичного енкодера (б)

Крім того, диференціюючи за часом переміщення, яке вимірює датчик можна визначити кутову або лінійну швидкість робочого органу. В оптичного інкрементного енкодера на виході сигнали виводяться по двох проводах (двох фазах) (рис. 1 б). Вихідні сигнали приймають значення логічного нуля або одиниці. Сигнали в фазах зміщенні на півперіоду, що дозволяє визначити напрямок обертання валу енкодера. Так, наприклад, якщо при високому сигналі «1» в фазі А сигнал в фазі В змінюється з високого «1» на низький «0», то напрямок, умовно кажучи, додатній, в іншому випадку – від'ємний.

Для миттєвого реагування мікроконтролера на сигнал енкодера в мікроконтролері встановлюють переривання порта, що являє собою переривання основного циклу програми. Переривання викликається ззовні сигналом енкодера і тому, якщо процесор зайнятий виконанням інструкцій з основного циклу програми при виникненні сигналу ззовні процесор перериває виконання основного циклу і починає виконувати інструкції з підпрограми переривання. Підпрограма переривання виконує запис переміщення, після чого процесор продовжує виконання інструкцій з основного циклу програми. Для

реагування на зовнішній сигнал процесору потрібно виконати 14 інструкції, якщо прийняти що тактова частота контролера 18 МГц, то час відгуку на зовнішній сигнал менший однієї мільйонної секунди. Якщо опитувати значення сигналу енкодера в основному циклі програми можна не зафіксувати переміщення оскільки основний цикл може тривати 0,1 сек і більше.

Визначення швидкості відбувається за допомогою переривання таймером яке виконується з заданою періодичністю. Підпрограма переривання таймера ділить переміщення, яке записала підпрограма переривання порта, на період переривання таймера.

Таким чином у мехатронних системах які працюють в режимі реального часу велике значення має швидкість реагування на зовнішні збурення, які фіксуються датчиками та точність виміру різних фізичних величин. Для швидкого реагування на зовнішні сигнали використовують переривання основного циклу програми. Переривання виконуються зовні сигналом енкодера. Для точного визначення швидкості використовують переривання таймера.

УДК 330.341

ІННОВАЦІЇ В ЕКО-БУДІВНИЦТВІ

Романік О., студент

Науковий керівник – Давиденко О.О., асист.



Вступ. Все більш очевидною стає потреба у нових ефективних методах будівництва. Дизайнери й архітектори постійно шукають нові матеріали і конструкції, які можуть допомогти їм побудувати екологічно чисті та енергозберігаючі будинки [1].

Нині людство споживає надто багато ресурсів – наступним поколінням може нічого не залишитись. Запаси сировини з якої виготовляється більшість сучасних матеріалів не є невичерпними. І тому постає питання більш економно користуватись дарами природи, або використовувати в будівництві матеріали які наша планета земля постійно оновлює.

Саме цими питаннями дуже серйозно займається галузь екологічного будівництва [2]. Екологічні технології в будівництві сучасного житла вже не одне десятиліття успішно і дедалі активніше застосовуються у всьому світі. Найпопулярнішими матеріалами в екологічному будівництві є солома, саман, дерево, очерет, земля.

Теплопровідність стін, складених з солом'яних блоків, значно нижча ніж у стін з інших поширених будматеріалів. Так, солома за своїми показниками теплопровідності перевершує дерево в 4 рази, а цеглу в 7 разів. Завдяки цьому витрати на опалення будинку із соломи завжди є суттєво нижчими ніж у спорудах інших матеріалів. Солома також являється чудовим звукоізоляційним матеріалом.

Саман – це композитний матеріал, що складається із землі, соломи, глини і піску. Це найпростіший з натуральних матеріалів, найбільш безпечний і найменш промисловий.

Очерет як покриття для покрівлі використовувався протягом не одного століття, гнучкість стебелинок цієї рослини дає безліч можливостей для дизайну і форми покрівлі.

При дослідженнях несучої знатності, тепловтрат, архітектурної композиції споруд та конструкцій використано метод порівняння, а саме метод наукового дослідження, пізнання дійсності, покликаний встановити спільні й відмінні ознаки між процесами, явищами, об'єктами.

Встановлено переваги та недоліки запропонованих рішень. За допомогою програмного комплексу Java Standard Edition 8 вдалось створити програму для розрахунку тепловтрат приміщень з огорожуючими конструкціями із різних матеріалів згідно діючих норм.

Висновки. Завдяки застосуванню енергоефективних екологічно чистих матеріалів покоління нашого століття може лишатися свідомим у використанні паливно-енергетичних ресурсів. Оскільки зараз людство вже починає прямувати до широкого впровадження використання екологічних матеріалів, і будівництва енергопасивних будинків можна припустити що за екологічним будівництвом велике майбутнє. Тим паче коли в цьому є гостра необхідність.

Список використаних джерел

1. Школьник А.Е. Печное отопление малоэтажных зданий / А.Е. Школьник. – М.: Высшая школа, 1991. – 161 с.
2. Малявина Е.Г. Теплотери здания. Справочное пособие / Е.Г. Малявина. – М., 2007. – 265 с.

ЗМІСТ

ДИНАМІКА РЕЖИМУ ПУСКУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА <i>Грушко О.Є.</i>	3
РОЗРОБКА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ БАШТОВОГО КРАНА <i>Стехно О.В.</i>	5
ПРИСТРІЙ ДЛЯ ПОПЕРЕДНЬОГО ОБМОЛОТУ ЗЕРНА <i>Гайворон І.В.</i>	7
ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ КОЛИВАНЬ В ПОТОКАХ ВОДИ ГНУЧКОГО КАНАТУ ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО МЕХАНІЗМУ <i>Гузік І.М.</i>	8
ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ CODE COMPOSER І КОНТРОЛЕРА СЕРІЇ MSP430 <i>Кулінський В.В.</i>	9
ГЕОМЕТРИЧНА МОДЕЛЬ ҐРУНТООБРОБНОГО ДИСКА <i>Стельмах М.О., Хуторянська Ю.П.</i>	10
УДОСКОНАЛЕННЯ ТЯГОВОГО ОРГАНУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА <i>Чугаєв А.О.</i>	11
ХАРАКТЕРНІ НЕСПРАВНОСТІ КАРДАННИХ ВАЛІВ ТА ЇХ УСУНЕННЯ <i>Гуленко М.М.</i>	13
АНАЛІЗ ПОГРІШНОСТЕЙ ТА ВИМОГИ ДО ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ <i>Клименко В.В.</i>	15
МЕТОДИ І ЗАСОБИ ВИМІРЮВАНЬ ВЕЛИЧИНИ ЗНОСУ ЗУБІВ ШЕСТЕРЕНЬ <i>Клименко В.В.</i>	16
АНАЛІЗ ПРИЧИН ВИНИКНЕННЯ ХАРАКТЕРНИХ НЕСПРАВНОСТЕЙ ВАЛІВ МАШИН <i>Коваленко В.О.</i>	18
МЕТОДИ ОЦІНКИ ВТРАТИ РОБОТОЗДАТНОСТІ ВАЛІВ ТА ЇХ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ <i>Коваленко В.О.</i>	20

РЕСОРНА ПІДВІСКА АВТОМОБІЛЯ МАЗ ТА ЇЇ КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ	
<i>Будимиров А.О.....</i>	21
УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ КОВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА	
<i>Болва Є.А.....</i>	23
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СТРУЖКОУТВОРЕННЯ	
<i>Даценко В.В.....</i>	25
ТЕПЛОВІ ЯВИЩА, ЩО СУПРОВОДЖУЮТЬ ПРОЦЕС РІЗАННЯ	
<i>Полюхович С.В.....</i>	27
ПРЯМЕ ВІДНОВЛЕННЯ ЗАЛІЗА	
<i>Власюк М.О.....</i>	29
РАФІНУВАННЯ МЕТАЛЕВИХ РОЗПЛАВІВ	
<i>Ковтун Д.М.....</i>	30
СУЧАСНІ МЕТОДИ РОЗЛИВАННЯ РІДКОГО МЕТАЛУ	
<i>Сорока О.В.....</i>	32
АНАЛІЗ ДЕФЕКТІВ СТІЛИ ЩЕЛЕПНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ	
<i>Остапенко А.І.....</i>	34
ОБҐРУНТУВАННЯ ОБОРОТНОГО ФОНДУ АГРЕГАТІВ ДЛЯ ПІДТРИМАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТРЕЛЮВАЛЬНИХ ТРАКТОРІВ	
<i>Гульоватий В.М.....</i>	36
ОСОБЛИВОСТІ РЕМОНТУ РОТОРІВ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ	
<i>Новицький Ю.А.....</i>	38
ТЕХНІЧНА ТЕРМІНОЛОГІЯ	
<i>Литвиненко Д.....</i>	39
ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНІЧНОГО ПЕРЕКЛАДУ	
<i>Зубенко М.....</i>	41
ВПЛИВ УДАРНО-КОЛИВАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ВТОМНУ ДОВГОВІЧНІСТЬ АЛЮМІНІЄВОГО СПЛАВУ 2024- Т3	
<i>Ігнатенко М.О.....</i>	44

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ПЛАСТИЧНОСТІ ВИСОКОМІЦНИХ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ	
<i>Довганюк В.А.</i>	45
ДО ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА	
<i>Богатько А.О.</i>	47
СТВОРЕННЯ ТА РЕАЛІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРОПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ	
<i>Савенко А.С.</i>	48
УДОСКОНАЛЕННЯ КОЗЛОВОГО КРАНА	
<i>Решетун Р.П.</i>	50
РОЗРОБКА ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА	
<i>Байталоха А.А.</i>	52
ОСОБЛИВОСТІ ВЗАЄМОДІЇ ДАТЧИКА ПЕРЕМІЩЕННЯ З МІКРОКОНТРОЛЕРОМ В МЕХАТРОННИХ СИСТЕМАХ	
<i>Кузьменко М.О.</i>	53
ІННОВАЦІЇ В ЕКО-БУДІВНИЦТВІ	
<i>Романік О.</i>	55

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
70-Ї ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ
СТУДЕНТСЬКОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ «НАУКОВІ ЗДОБУТКИ
СТУДЕНТІВ У ДОСЛІДЖЕННЯХ ТЕХНІЧНИХ ТА
БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ: КОНСТРУЮВАННЯ ТА
ДИЗАЙН»**

(16-18 березня 2016 року)

Відповідальний за випуск:

Ю.О. Ромасевич – доцент кафедри конструювання машин і обладнання НУБіП України.

Верстка – кафедра конструювання машин і обладнання НУБіП України.

Адреса редколегії – 03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 12^В, НУБіП України.

Тираж виготовлено з оригінал-макету замовника.

Підписано до друку 14.03.2016. Зам. № 281.

Формат 60х84 1/16. Папір офсетний. Друк - цифровий.

Наклад 100 прим. Ум. друк. арк. 3,9.

Друк ЦП КОМРИНТ, свідоцтво ДК №4131, від 04.08.2011 р.
м. Київ, вул. Предславинська, 28
528-05-42, 067-209-54-30

© НУБіП України, 2016