

Міністерство освіти і науки України
Українська інженерно-педагогічна
академія

Піднімально-транспортні
машини
Динаміка та міцність машин
Верстати та інструменти
Технологія машинобудування

Машинобудування

Машиностроение

Engineering

Lifting-and-shifting machines
Dynamics and strength of
machines
Machine-tools and instruments
Engineering technology

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з грудня 2007 р.

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Нестеров А.П., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Фідровська Н.М., д.тех.н., проф.

Члени колегії:

Мовшович О.Я., д.тех.н., проф.

Будіков Л.Я., д.тех.н., проф.

Григоров О.В., д.тех.н., проф.

Тарасюк А.П., д.тех.н., проф.

Кравцов М.К., к.тех.н., проф.

Литвин О.М., д.ф-м.н., проф.

Ловейкін В.С., д.тех.н., проф.

Мельниченко О.А., д.тех.н., проф.

Резніченко М.К., д.тех.н., проф.

Рябчиков М.Л., д.тех.н., проф.

Редакція:**Відповідальні редактори**

Сичов Ю.І., к.тех.н., доц.

Родіонов Л.А., к.тех.н., доц.

Смоляков С.Л., к.тех.н., доц.

Редактор

Ротова Н.В.

Випусковий редактор

Ісьєміні І.І., к.тех.н.

Відповідальний секретар

Ісьєміні І.І., к.тех.н.

Дизайнер

Жубр В.А.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-78-18

Факс (057)731-32-36

E-mail: rektor@uipa.kharkov.ua

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv

61003, Ukraine

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Tel. (057)733-78-18

Fax (057)731-32-36

Машинобудування

2014, № 14

Збірник наукових праць

Засновник

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації
Серія КВ № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.

Мови видання:

українська, російська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА,
протокол № 6 від 26 грудня 2014 р.

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

Журнал відображено у базах даних:

Національна бібліотека України імені
В. І. Вернадського – <http://www.irbis-nbuv.gov.ua/>
Російська електронна бібліотека (РІНЦ) –
<http://elibrary.ru/>

Google Scholar – <http://scholar.google.com.ua/>
Ulrich's Periodicals Directory –
<http://ulrichsweb.serialssolutions.com/login>

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2014

<u>Піднімально-транспортні машини</u>	5
Губский С. А. Автоматизация проверочных прочностных расчетов металлоконструкций мостовых кранов.....	5
Ісьєміні І. І., Фесенко Г. І. Визначення параметрів пневмогідравлічного буфера, що забезпечують безпечну зупинку крана.....	10
Ловейкін В. С., Голдун В. А. Моделювання оптимальних режимів підйому та опускання вантажу.....	15
Осипова Т. Н., Нестеров А. П., Родионов Л. А. Коэффициент диссипации резинометаллического демпфирующего устройства в канатах подъемников.....	24
Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С. Розробка програмного забезпечення для керування рухом вантажопідйомних кранів.....	30
Смирнов И. П., Павлова А. А. Оценка достоверности контроля при производстве ПТМ.....	38
Фидровская Н. Н., Ломакин А. А. Давление витков каната на оболочку барабана.....	44
Фідровська Н. М., Краснокутська Т. Б. Визначення напружень в підкрановій рейці.....	54
Фідровська Н. М., Слєпужніков Є. Д., Чернишенко О. В. Визначення напружень в циліндричній трьохшаровій конструкції.....	59
<u>Динаміка та міцність машин</u>	64
Гордеев А. С. Компенсация динамических колебаний бумажной ленты в рулонной печатной машине.....	64
Зеленська Т. С., Даниліна Г. В. Метод розрахунку динамічного поля поздовжніх коливань в сосудах вертикальних підйомних механізмів.....	69
Подольак О. С., Назаркін О. А., Смоляков С. Л. Дослідження динамічних навантажень елементів стрілової системи самохідних кранів за допомогою фізичної моделі.....	76
<u>Верстати та інструменти</u>	81
Самчук В. В. Розрізання листових виробів із волокнистих полімерних композитних матеріалів.....	81

Технологія машинобудування	87
Дерябкіна Є. С., Окороков А. Р. Дослідження причин охрупчювання металу ЗТВ зварного з'єднання сталі 08X18Г8Н2Т.....	87
Калин Н. А., Изотова Е. А. Усовершенствование материалов для сварки чугуна.....	92
Ковалевский С. В., Голоперов И. В., Петруняк В. М. Модернизация загрузочного клапана малогабаритного камерного насоса.....	99
Коваленко І. В. Забезпечення якості розбирання з'єднань з натягом при використанні індукційного нагріву.....	106
Ламнауэр Н. Ю. Управление точностью обработки деталей машин как фактор эффективности производства.....	110
Малицкий И. Ф., Чернятина Е. В. Почность соединений с гарантированным натягом колеса с осью, подступичная часть которой с антикоррозионным покрытием, при разных температурах окружающей среды.....	115
Маршуба В. П., Яценко Л. О. Роль підготовки і обробки графічної інформації для отримання видбитків високої якості при цифровому друку.....	121
Постельняк И. Е., Слепцов Г. В., Сырников Е. В. Влияние кинетических факторов на эффективность биореакторов для очистки промышленных сточных вод.....	128
Романов С. В. Расчет магнитной цепи индуктора с учетом решения уравнения полного тока.....	135
Смирнитская М. Б. Принципы построения автоматизированной системы управления охраной труда на предприятии с учетом человеческого фактора.....	139
Тріщ Р. М., Горбенко Н. А., Катрич О. О. Оцінювання систем управління якістю підприємств з урахуванням вимог міжнародних стандартів ISO серії 9000.....	148
Хорошилов О. Н. Управление повреждаемостью непрерывно литых заготовок из медных сплавов с целью повышения их механических свойств.....	155
До уваги авторів	160

УДК 621.874

**АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОВЕРОЧНЫХ ПРОЧНОСТНЫХ РАСЧЕТОВ
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ МОСТОВЫХ КРАНОВ**

©Губский С. А.

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»***Информация про автора:**

Губський Сергій Олександрович: ORCID: 0000-0001-7797-9139; gubskiy@inbox.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри підйомно-транспортних машин та обладнання; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна.

Рассмотрено направление, которое позволит сократить время на проведение экспертизы грузоподъемных машин.

Использованы научные исследования и разработки ведущих организаций и специалистов в области краностроения, а также нормативно-технические документы по расчету крановых конструкций.

Разработана компьютерная программа «Crane», которая позволяет проводить прочностные расчеты металлоконструкций мостовых кранов. В ее основу заложен алгоритм прочностных расчетов металлоконструкций мостовых кранов по предельным состояниям.

Применение программы «Crane» позволит автоматизировать и упростить прочностные расчеты металлоконструкций мостовых кранов. Нарботана база с 95 расчетов.

Ключевые слова: металлоконструкция; мостовой кран; предельное состояние; расчет; программа.

Губський С. О. «Автоматизація розрахунків на міцність металоко́нструкцій мостових кранів».

Розглянуто напрямок, який дозволить скоротити час на проведення експертизи вантажопідіймальних машин.

Використано наукові дослідження і розробки провідних організацій і фахівців в області кранобудування, а також нормативно-технічні документи щодо розрахунку кранових ко́нструкцій.

Розроблено комп'ютерну програму «Crane», яка дозволяє проводити розрахунки на міцність металоко́нструкцій мостових кранів. В її основу закладено алгоритм розрахунків на міцність металоко́нструкцій мостових кранів по граничним станам.

Застосування програми «Crane» дозволить автоматизувати і спростити розрахунки на міцність металоко́нструкцій мостових кранів. Напрацьована база з 95 розрахунків.

Ключові слова: металоко́нструкція; мостовий кран; граничний стан; розрахунок; програма.

Gubskiy S. “Automation of strength calculations of a metal work of bridge cranes”.

The direction which will allow to reduce time for carrying out examination of load-lifting cars is considered.

Scientific researches and development of the leading organizations and experts in the field of a crane structure, and also normative and technical documents by calculation of crane designs are used.

The computer Crane program which allows to carry out strength calculations of a metalwork of bridge cranes is developed. In its basis the algorithm of strength calculations of a metalwork of bridge cranes for limit states is put.

Піднімально-транспортні машини

Application of the Crane program will allow to automate and simplify strength calculations of a metalwork of bridge cranes. The base from 95 calculations is acquired.

Keywords: metal construction; bridge crane; limit state; calculation; program.

1. Постановка проблемы

Современный рынок экспертизы грузоподъемных машин (далее ГПМ) требует быстроты выполнения работ с наименьшими затратами. Все это вызвано большой конкуренцией в данной сфере. Еще десять лет назад работа по техническому диагностированию и экспертизе ГПМ оценивалась на 0,5-1 порядка выше, чем сейчас. При этом объем и сложность работ, не только не изменились, но еще и увеличились.

В некоторых случаях работы, выполняемые при экспертизе ГПМ, требуют выполнения проверочных прочностных расчетов металлоконструкций. Например, при восстановлении паспорта ГПМ. Современная компьютерная техника позволяет в некоторой мере автоматизировать прочностные расчеты крановых металлоконструкций и тем самым уменьшить затраченное время на этот этап работ. Поэтому, разработка компьютерных программ с заложенным алгоритмом прочностных расчетов есть актуальной задачей.

2. Анализ последних исследований

На сегодня существуют такие системы расчетов крановых металлоконструкций: по допускаемым напряжениям [1]; система вероятностных расчетов [2]; по предельным состояниям [3]. По каждой системе расчетов есть наработанные компьютерные программы, которые позволяют автоматизировать прочностные расчеты металлоконструкций ГПМ. Но из-за сложности интерфейса, узкой направленности, малой практической апробации – они не получили широкого распространения.

Также сегодня получил широкое развитие при прочностных расчетах крановых металлоконструкций – метод конечных элементов [4]. Но он требует значительных затрат времени и не позволяет автоматизировать прочностные расчеты в связи с большой разнообразностью несущих конструкций ГПМ.

3. Основной материал

В практической работе технических экспертов при оценке технического состояния металлоконструкции крана с последующим определением ее эксплуатационной пригодности, необходимо выделять следующие факторы: это статическая и усталостная прочность, трещиностойкость, устойчивость и жесткость,

Для оценки каждого фактора экспертам и специалистам по неразрушающему контролю приходится принимать во внимание и исследовать следующие показатели: коэффициенты запаса прочности и структуру металла (для статической прочности); характеристическое число (для усталостной прочности); учет местных и общих деформаций (по деформативности); наличие и скорость роста трещин (для трещиностойкости).

При этом должна учитываться конструкция крана и должен быть обеспечен дифференциальный подход для каждого типа кранов.

Определяя остаточную статическую прочность, необходимо проводить и практические расчеты, аналогично расчетам, которые выполняются при проектировании металлоконструкций кранов в соответствии с нормативной документацией.

Основное отличие указанных расчетов состоит в том, что в них должны быть учтены действительные ослабления металлических конструкций, коррозия, износ, технологические вырезы в элементах и т.п.

Нами разработана компьютерная программа «Crane», которая позволяет проводить прочностные расчеты металлоконструкций мостовых кранов с фактическими геометрическими параметрами [5]. Использованы научные исследования и разработки ОАО «ВНИИПТмаш» (г. Москва), Харьковского завода «Подъемно-транспортного оборудования», Уральского экспертно-технического центра (г. Екатеринбург), ведущих специалистов в области краностроения Гохберга М. М., Зарецкого А. А., Короткого А. А., Соколова С. А. и др., а также нормативно-технические документы по расчету крановых конструкций: РТМ 24.090.54-79, ОСТ 24.090.22-83, СТО 24.09-5821-01-93, ОСТ 24.090.63-87.

В основу программы «Crane» положен алгоритм расчета металлоконструкций мостовых кранов по предельным состояниям:

– условие 1-го предельного состояния характеризуется исчерпанием несущей способности материала по статическим характеристикам

$$\sigma_{max} \leq R \cdot \gamma, \quad (1)$$

где σ_{max} – максимальное расчетное напряжение (интенсивность напряжений), определяемое с учетом геометрических показателей материала, МПа; R – расчетное сопротивление материала, МПа; γ – коэффициент условий работы расчетного элемента.

– условие 2-го предельного состояния характеризуется исчерпанием несущей способности материала по сопротивлению многократно действующим нагрузкам

$$\sigma_{max} \leq R^o \cdot \gamma_c, \quad (2)$$

где R^o – расчетное сопротивление усталости, определяемое с учетом характера действия циклической нагрузки, МПа.

– условие 3-го предельного состояния характеризуется наступлением деформаций, положение которых препятствует нормальной эксплуатации крана за счет снижения точности работы или возникновения возможности произвольного перемещения грузовой тележки или приводит к возникновению недопустимых по критериям первого или второго предельного состояния силовых факторов

$$\bar{Y}_{cm} \leq [\bar{Y}_{cm}] ; t_{затух} \leq [t_{затух}], \quad (3)$$

В качестве исходных данных (помимо геометрических параметров и весовых характеристик узлов металлоконструкции) при расчетах учитывается – режим работы крана, предельное значение расчетных сопротивлений, коэффициент запаса прочности в зависимости от режима нагружения, коэффициенты динамических нагрузок, перекосов при движении крана от внезапных отказов электродвигателей трансмиссий и др.

По данным расчета с применением алгоритма и программы расчета получаем схемы усилий:

Піднімально-транспортні машини

– для главных и концевых балок от равномерно распределенных расчетных нагрузок, от сосредоточенных расчетных нагрузок, от подвижных статически приложенных нагрузок с суммарными вертикальными и горизонтальными усилиями, а также скручивающие нагрузки.

На основании расчета производится проверка местной устойчивости вертикальных стенок главных балок и т.д.

Основные результаты расчета сводятся в таблицу с указанием предельных и расчетных нагрузок для условий 1-го, 2-го и 3-го предельного состояний (рис. 1).

Основные результаты расчета. Кран КМ12504

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОГРАНИЧЕНИЯ		
ПОКАЗАТЕЛЬ	ПРЕДЕЛ	РАСЧЕТ
Отношение - ВЫСОТА БАЛКИ / ПРОЛЕТ "h / Lk"	1/14...1/18	1/17.68
Отношение - ШИРИНА БАЛКИ / ПРОЛЕТ "b / Lk"	1/50	1/45.31
Отношение - ВЫСОТА / ШИРИНА "h / b"	3	2.56
"Jy1 (сеч №1 конц.б.) = Jy (оп.сеч.пл.б.)"	Jy1=350033.01	Jy=453000.53
ГЛАВНАЯ БАЛКА		
<i>Козф. толчков (перезгрузки) для верт. равномерн. распред. весовой нагрузки NT=1.20</i>		
<i>Козф. перегрузки для вертикальной подвижной нагрузки NO=1.40</i>		
<i>ПРОВЕРКА ВЫПОЛНЕНИЯ УСЛОВИЙ 1-го, 2-го, 3-го ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ</i>		
1. Интенс. напряж. в углов. точке верхн. пояса (кг/см ²)	1720.0000	3327.7931
1. Суммарн. касат. напряж. в опорн. сечении (кг/см ²)	1080.0000	512.3266
2. Проверка на усталость R _{VVS} ≥ G _{max}	2789.8592	2717.3876
3. Прогиб главной балки (Lk/F _{ex} =2900.0/800.0), см	3.6250	7.9188
3. Время затухания колебаний (сек)	15.0000	10.32
РЕЛЬС		
Напряжение в рельсе (кг/см ²)	2700.0000	4013.9319
СВАРКА		
Прочность поперечных сварных швов (кг/см ²)	1080.0000	345.1100
Прочность стыковых сварных швов (кг/см ²)	1080.0000	749.9911
МЕСТНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТЕНОК		
Средний отсек (верх. пластина)	0.9000	1.6832
Средний отсек (нижн. пластина)	0.9000	0.0000
Опорный отсек (верх. пластина)	0.9000	0.2984
РАСЧЕТ ДИАФРАГМ		
Нормал. напряж. диафрагм от изгиба (верх.) (кг/см ²)	1720.0000	25520.4173
Нормал. напряж. диафрагм от изгиба (низ) (кг/см ²)	1720.0000	48983.9651
Нормал. напряж. диафрагм от смятия (кг/см ²)	2580.0000	3630.6502
КОНЦЕВАЯ БАЛКА		
Привед. напряж. в верх. поясе, сеч. № 1 (кг/см ²)	2900.00	0.72
Привед. напряж. в верх. поясе, сеч. № 2 (кг/см ²)	2900.00	1165.36
Привед. напряж. в верх. поясе, сеч. № 3 (кг/см ²)	2900.00	1185.95
Касательное напряж. в стенке, сеч. № 1 (кг/см ²)	1161.00	1784.50
Касательное напряж. в стенке, сеч. № 2 (кг/см ²)	1161.00	1777.96
Касательное напряж. в стенке, сеч. № 3 (кг/см ²)	1161.00	-5.46

Рис. 1 – Итоговая таблица расчетов программы Crane

На рис. 1 даны результаты проверочного расчета металлоконструкции крана КМ12504 производства ХЗ «ПТО» (г. Харьков) с учетом коррозии металла Главных балок и неудовлетворительного состояния подкранового пути. В результате обследования (в т.ч. прочностных расчетов с помощью программы «Crane») даны рекомендации – провести усиление конструкции по предварительно разработанному проекту специализированной организацией.

Все сделанные расчеты сохраняются в отчетную документацию (базу) для последующей распечатки и хранения. Данную базу программы можно дополнять и обновлять с других программ «Crane» установленных на других компьютерах. На данный момент в базе программы уже внесено более 95 единиц мостовых кранов (рис. 2).

Наработанная база мостовых кранов позволяет подбирать нужный кран (подобный) уже с наработанной базы программы и производить необходимые расчеты. Программа «Crane» также позволяет производить расчеты не новой конструкции, а фактической, со всеми фактическими геометрическими параметрами (например, с учетом коррозии).

Выводы

Разработанная программа «Crane» (уже наработана база с 95 расчетов кранов) позволяет: сократить время на паспортизацию ГПМ; автоматизировать проверочные прочностные расчеты фактической металлоконструкции мостовых кранов; предварительно оценить возможность реконструкции крана с целью увеличения его грузоподъемности по прочностным возможностям его металлоконструкции.

Піднімально-транспортні машини

Программа «Crane» является проверочной, т.е. выполняется расчет на прочность уже существующей металлоконструкции. Автоматизация расчета при проектировании крановой металлоконструкции, является перспективой развития данной программы.

РАСЧЕТ МОСТОВОГО КРАНА									
ВВОД И ИСПРАВЛЕНИЕ ДАННЫХ			УДАЛИТЬ КРАН		ПРОИЗВЕСТИ РАСЧЕТ		ПОМОЩЬ		ПРЕДЕЛЫ
№№	Наименование	Грузоподъемность	Пролет крана Lк, м	Скорость передвижения	База крана Вк, см	Длина концевой балки	База тележки Вт, см	Колея тележки Кт, см	Создан
3	КМ12504	125000.00	2900.00	1.25	661.00	723.00	470.00	560.00	20.05.05
4	КМ5472	64000.00	3400.00	1.85	965.00	1136.00	345.00	770.00	04.08.04
5	КМ5473	50000.00	4000.00	1.85	875.00	933.00	345.00	770.00	01.03.04
6	КМ12504	125000.00	2900.00	1.25	661.00	723.00	470.00	560.00	11.07.04
7	КМ12506	125000.00	2700.00	1.30	710.00	1017.20	470.00	500.00	13.07.04
8	КМ12507	125000.00	3300.00	1.30	500.00	1075.00	470.00	500.00	22.04.04
9	КМ12505	125000.00	3300.00	1.30	770.00	1075.00	470.00	560.00	11.07.04
10	КМ5468	50000.00	4000.00	1.60	525.00	583.00	345.00	420.00	24.03.04
11	КМ8001	80000.00	2850.00	1.25	795.00	920.00	460.00	480.00	23.05.04
12	КМ8001	80000.00	2850.00	1.25	795.00	920.00	460.00	480.00	23.05.04
13	КМ12506	125000.00	2700.00	1.30	710.00	1017.20	470.00	500.00	13.07.04
14	КМ5472тр	64000.00	3400.00	1.85	965.00	1136.00	345.00	770.00	04.08.04
15	КМ10001.010	100000.00	2700.00	1.10	880.00	938.00	255.00	630.00	10.08.04
16	КМ10001.020	20000.00	2520.00	1.25	210.00	408.00	210.00	210.00	09.08.04
18	КМ10001.030	100000.00	2700.00	1.10	880.00	938.00	255.00	630.00	10.08.04
19	КГ1014	10000.00	2200.00	0.70	500.00	620.00	425.00	250.00	16.12.04
20	КМ3778	32000.00	4000.00	1.76	890.00	1136.00	230.00	730.00	10.04.05
21	КМ37781	32000.00	4000.00	1.76	890.00	1136.00	230.00	730.00	10.04.05
22	КМ37782	32000.00	4000.00	1.76	890.00	1136.00	230.00	730.00	11.04.05
23	КМ37783	32000.00	4000.00	1.76	890.00	1136.00	230.00	730.00	13.04.05
24	КМ5461	55600.00	3400.00	1.85	948.00	1136.60	345.00	770.00	13.04.05
25	КМ37784	32000.00	4000.00	1.76	890.00	1136.00	230.00	730.00	17.04.05
26	КМ12510	120000.00	3100.00	1.30	710.00	1017.20	470.00	500.00	26.09.05
27	КМ12510	120000.00	3100.00	1.30	710.00	1017.20	470.00	500.00	29.09.05
28	КМ12507	125000.00	3300.00	1.30	500.00	1075.00	470.00	500.00	03.10.05
29	КМ12510	120000.00	3100.00	1.30	710.00	1017.20	470.00	500.00	03.10.05
0%									Time

Рис. 2 – Главное окно программы Crane с наименованием некоторой части кранов, которые внесены в ее базу и просчитаны

Список использованных источников:

1. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М. М. Гохберг. – Л. : Машиностроение, 1976. – 456 с.
2. Брауде В. И. Системные методы расчета грузоподъемных машин / В. И. Брауде, М. С. Тер-Мхитаров. – Л. : Машиностроение, 1985. – 232 с.
3. Соколов С. А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин: учеб. пособие / С. А. Соколов. – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.
4. Немчук А. О. Оценка работоспособности крановых металлоконструкций на основе численных методов / А. О. Немчук, М. А. Стариков // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2006. – № 7. – С. 30–31.
5. Свідство про реєстрацію авторських прав № 47890. Комп'ютерна програма «Розрахунок металоконструкції мостового крана» («Crane»)/ С. О. Губський, А. О. Окунь. – Реєстрація 19.02.2013.

References

1. Gokhberg, M 1976, *Metallicheskie konstruksii pod"emno-transportnykh mashin*, Mashinostroenie, Leningrad.
2. Braude, V & Ter-Mkhitarov, M 1985, *Sistemnye metody rascheta gruzopodemnykh mashin*, Mashinostroenie, Leningrad.
3. Sokolov, S 2005, *Metallicheskie konstruksii podemno-transportnykh mashin*, Politehnika, Sankt-Peterburg.
4. Nemchuk, A & Starikov, M 2006, 'Otsenka rabotosposobnosti kranovykh metallokonstruktsiy na osnove chislennykh metodov', *Podemnye sooruzheniya. Spetsialnaya tekhnika*, no. 7, pp. 30-31.
5. Gubskiy, S & Okun, A 2013, *Kompiuterna prohrama «Rozrakhunok metalokonstruktsii mostovoho kрана» («Crane»)*, UA Patent 47890.

Стаття надійшла до редакції 14 жовтня 2014 р.

УДК 621.874

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО БУФЕРА, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ БЕЗПЕЧНУ ЗУПИНКУ КРАНА

©Ісьєміні І. І., Фесенко Г. І.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Ісьєміні Ілля Ігорович: ORCID: 0000-0001-7872-8526; isyem@mail.ru; кандидат технічних наук; асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Фесенко Геннадій Іванович: ORCID: 0000-0003-4278-1899; fesenko1957@mail.ua; старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

В результаті моделювання наїзду вантажопідіймального крана з пневмогідравлічними буферами на тупикові упори було визначено співвідношення гідравлічного та пневматичного опорів, що забезпечує найефективніше гальмування крана.

Моделювання здійснювалось за допомогою двомасової динамічної розрахункової схеми та системи рівнянь, що описують наїзд крана на тупикові упори. При моделюванні застосовувались мостові крани різної маси та вантажопідйомності.

Після аналізу результатів, отриманих в процесі моделювання, встановлено, що найефективніше гальмування відбувається, якщо співвідношення гідравлічного та пневматичного опорів на початку гальмування складає 40 % і 55 % відповідно.

Це дозволяє збільшити точність розрахунків параметрів пневмогідравлічного буфера та підвищити його ефективність під час експлуатації.

Ключові слова: пневмогідравлічний буфер; сила наїзду; вантажопідіймальний кран; регламентоване уповільнення; тупиковий упор.

Исьемини И. И., Фесенко Г. И. «Определение параметров пневмогидравлического буфера, обеспечивающих безопасную остановку крана».

В результате моделирования наезда грузоподъемного крана с пневмогидравлическими буферами на тупиковые упоры было определено соотношение гидравлического и пневматического сопротивлений, которое обеспечивает самое эффективное торможение крана.

Моделирование выполнялось при помощи двухмассовой динамической расчетной схемы и системы уравнений, которые описывают наезд крана на тупиковые упоры. При моделировании использовались мостовые краны разной массы и грузоподъемности.

После анализа результатов, полученных в процессе моделирования, установлено, что самое эффективное торможение происходит, если соотношение гидравлического и пневматического сопротивлений вначале торможения составляет 40 % и 55 % соответственно.

Это позволяет увеличить точность расчетов параметров пневмогидравлического буфера и повысить его эффективность во время эксплуатации.

Ключевые слова: пневмогидравлический буфер; сила наезда; грузоподъемный кран; регламентированное замедление; тупиковый упор.

Isyemini I., Fesenko H. „Estimation of parameters of the pneumohydraulic buffer that provide safety stop of a crane”.

As a result of simulation of the running of crane with pneumohydraulic buffers into end stops the correlation of hydraulic and pneumatic resistances that provides most effective braking of crane was estimated.

The simulation by means of two-mass dynamic design diagram and set of equations that describe running of crane into end stops was done. In-simulation the overhead cranes with different mass and load rating were used.

After analysis of results that in-simulation were got were established that the most effective braking occurs when the correlation of hydraulic and pneumatic resistances at the beginning of braking are 40 and 55 percent respectively.

It make possible to increase the accuracy of calculation of pneumohydraulic buffer parameters and to raise it efficiency during operation.

Keywords: pneumohydraulic buffer; impact force; hoist crane; regulate deceleration; end stop.

1. Вступ

Експлуатація мостових вантажопідіймальних кранів пов'язана з підвищеною небезпекою. Це пояснюється можливістю виникнення аварійних ситуацій, зокрема, через низьку надійність захисних систем вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках рейкової колії [1–3]. Внаслідок наїзду крана на тупикові упори з підвищеною швидкістю руйнуються кранова металоконструкція та підкранові споруди, що призводить до значних фінансових витрат.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Для підвищення безпеки експлуатації мостових кранів в цілому та надійності їх захисних систем зокрема, було запропоновано пневмогідравлічний буфер [4], принципова гідравлічна схема якого наведена на рис. 1. Особливість такого буфера полягає в поєднанні гідравлічного опору робочої рідини та пневматичного опору газу для гасіння кінетичної енергії крана.

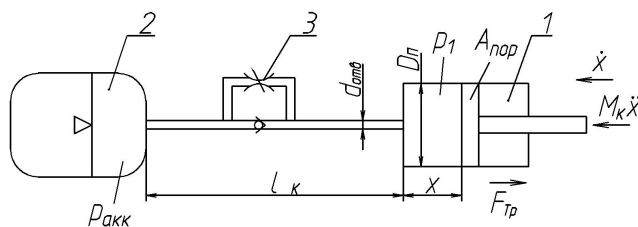


Рис. 1 – Схема пневмогідравлічного буфера:
1 – гідроциліндр, 2 – пневмогідроаккумулятор,
3 – дросель зі зворотним клапаном

Оскільки опір, який створює пневмогідравлічний буфер складається з гідравлічного та пневматичного опорів, то баланс енергії на початку контакту крана з таким буфером матиме вигляд [5]:

$$[(M_K + M_B)\ddot{x}]\dot{x} - \Delta p A_{nop} \dot{x} - p_{akk} A_{nop} \dot{x} - F_{Tr} \dot{x} = 0, \quad (1)$$

де M_K – маса крана; M_B – маса вантажу; $\ddot{x}$ – уповільнення крана; $\dot{x}$ – швидкість крана;

Піднімально-транспортні машини

Δp – втрати тиску в дросельному каналі:

$$\Delta p = p_1 - p_{акк}$$

де p_1 – надлишковий тиск в гідроциліндрі; $p_{акк}$ – тиск газу в пневмогідроакумуляторі; $A_{пор}$ – площа перерізу поршня; $F_{тр}$ – сили тертя в гідроциліндрі.

Зазвичай, для найбільш ефективної роботи пневмогідролічного буфера 5 % кінетичної енергії крана витрачається на тертя в гідроциліндрі, а витрати на гідролічний і пневматичний опори розподіляються як 40 % і 55 % відповідно. Якщо ж більшість кінетичної енергії крана сприймається гідролічним опором, то характеристика роботи буфера є жорсткою, що призводить до збільшення навантаження від удару. При сприйнятті більшої частини кінетичної енергії крана пневматичним опором, характеристика роботи буфера стає більш м'якою, що призводить до збільшення гальмівного шляху крана.

3. Постановка завдання

Визначити співвідношення гідролічного та пневматичного опорів, що забезпечує найефективніше гальмування крана під час роботи пневмогідролічного буфера.

4. Основний матеріал

Для дослідження руху крана з вантажем, який закріплений на гнучкому підвісі, була використана двомасова динамічна розрахункова схема, що описує найнесприятливіший випадок наїзду крана на тупикові упори (рис. 2): вантажний візок розташований в одному з кінців підвіскової колії, кінцеві вимикачі спрацювали, але гальма «розпущені».

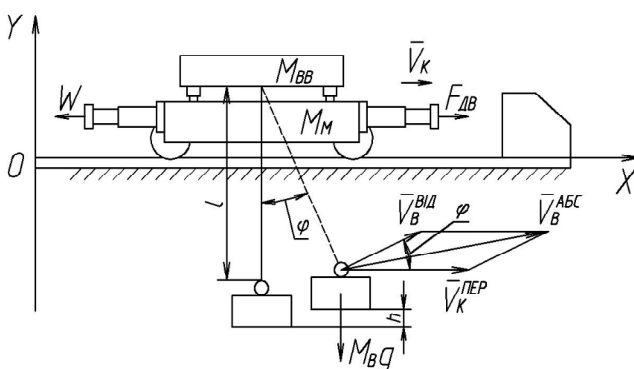


Рис. 2 – Розрахункова схема наїзду крана на тупикові упори

При розгляді процесу наїзду крана на тупикові упори були прийняті такі припущення та спрощення: маса канатів у порівнянні з масою підвішеного вантажу є зневажливо малою; вантаж на гнучкому підвісі є подібним до математичного маятника; втрати на блоках поліспасту є малими та не враховуються; кран і підкранові споруди розглядаються як абсолютно жорсткі конструкції.

На рис. 2: x – координата переміщення крана; M_M – маса мосту; M_{BB} – маса вантажного візка; $\bar{V}_K$ – швидкість наїзду крана на тупиковий упор; $M_B g$ – вага вантажу; l – довжина підвісу вантажу; φ – кут відхилення вантажу від вертикалі; h – відстань, на яку піднімається вантаж; $\bar{V}_B^{BID}$ – відносна швидкість вантажу; $\bar{V}_B^{ABC}$ – абсолютна швидкість вантажу; $\bar{V}_K^{PER}$ – переносна швидкість крана; W – опір пересуванню крана, викликаний тертям в опорах ходових коліс; $F_{дв}$ – рушійна сила двигуна ($F_{дв} = 0$).

Піднімально-транспортні машини

Наїзд крана на тупикові упори описується такою системою рівнянь:

$$\begin{cases} (M_B + M_K)\ddot{x} + M_B\ddot{\varphi}l\cos\varphi - M_B\dot{\varphi}^2l\sin\varphi + W = -\alpha\dot{x}^2\text{sign}(\dot{x}) - \frac{p_0V_0}{V_0 - \frac{\pi D_{II}^2}{4}x} A_{пор} \\ \ddot{x}\cos\varphi + \ddot{\varphi}l + g\sin\varphi = 0 \end{cases}, \quad (2)$$

де $\ddot{\varphi}$ – кутове прискорення вантажу; $\dot{\varphi}$ – кутова швидкість вантажу; α – коефіцієнт демпфірування; p_0 – початковий тиск газу в пневмогідроаккумуляторі; V_0 – початковий об'єм газу в пневмогідроаккумуляторі; D_{II} – діаметр поршня.

Для моделювання процесу наїзду кранів на тупикові упори були взяті мостові крани з технічними характеристиками, наведеними в таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічні характеристики кранів

№	M_K , т	M_{BB} , т	M_B , т	Номінальна V_K , м/хв (м/с)	Прогін, м	ГОСТ
1	59,5	13,5	50	75 (1,25)	28,5	25711-83
2	126	36	100	75 (1,25)	31	6711-81
3	162	46	160	75 (1,25)	27,5	6711-81

Проаналізувавши значення гідравлічного та пневматичного опорів під час моделювання наїзду крана, було знайдено частки, які становлять значення гідравлічного та пневматичного опорів від сили наїзду крана на початку гальмування при наїзді на тупикові упори з номінальною швидкістю та дотримуванні уповільнення 4 м/с^2 . Наїзд на тупикові упори з вантажем і без нього моделювався з однаковими параметрами пневмогідравлічного буфера для крана певної маси. Отже, отримані дані наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Порівняння значень гідравлічного та пневматичного опорів зі значенням сили наїзду

№ з/п	Маса крана M_K , т	Сила наїзду на початку гальмування, кН	Гідравлічний опір на початку гальмування F_{ψ} , кН	Пневматичний опір на початку гальмування F_p , кН	Частка від сили наїзду, %	
					F_{ψ}	F_p
1	19	48,97	18,75	29,41	38,3	60,1
2	25,5	61,96	23,44	37,32	37,8	61
3	36	97,68	40,63	56,55	41,6	57,9
4	59,5	144,6	60,94	82,56	42,1	57,1
5	81	229	92,19	135,72	40,3	59,3
6	96	316,2	117,19	194,39	37,1	61,5
7	126	275,7	117,19	157,08	42,5	57
8	162	411,4	171,88	235,62	41,8	57,3

Як видно з таблиці 2, середнє значення частки гідравлічного упору від сили наїзду на початку гальмування становить 40,2 %, а пневматичного опору – 58,9 %. Отже, при розрахунках пневмогідравлічного буфера рекомендовано, щоб гідравлічний опір становив

Піднімально-транспортні машини

40 %, а пневматичний опір – 55 % від сили наїзду на початку гальмування. Використання при розрахунках трохи менших значень, ніж ті, що були отримані при моделюванні, дозволить при експлуатації запобігти перевищенню регламентованого уповільнення.

На рис. 3 показана залежність сили наїзду, гідравлічного та пневматичного опорів і їх суми від гальмового шляху.

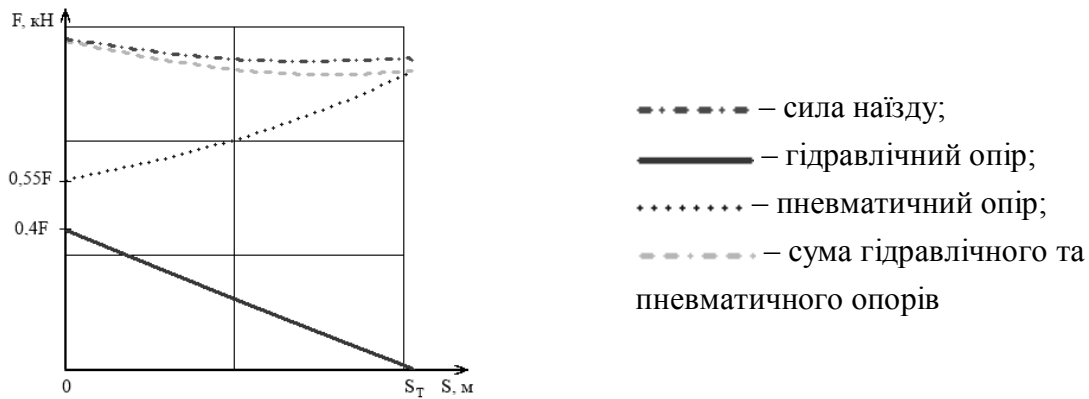


Рис. 3 – Залежність сил опору буфера від гальмового шляху

Висновки

Отримане співвідношення гідравлічного та пневматичного опорів на початку гальмування крана пневмогідравлічним буфером дозволяє розраховувати буферний пристрій таким чином, щоб забезпечити найефективніше гальмування крана. Також рекомендується дотримуватись вищенаведених значень співвідношення пневматичного та гідравлічного опорів при експлуатації пневмогідравлічних буферів.

Список використаних джерел:

1. Иванов В. Н. Совершенствование защитных систем грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути / В. Н. Иванов, И. И. Исьмени, И. Б. Седов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2009. – №5 (93). – С. 13–16.
2. Андриенко Н. Н. Еще раз о причинах крановых ЧП / Н. Н. Андриенко, В. Л. Корень // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2012. – № 3. – С. 12–14.
3. Джигкаев Т. С. Основы динамики мостовых перегружателей и кранов в условиях особых нагрузок / Т. С. Джигкаев. – Владикавказ : Терек, 2000. – 226 с.
4. Пат. 69229 Україна, МПК⁸ F 16 F 5/00. Захисна система вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху / С. Л. Смоляков, І. І. Ісьєміні (UA); Укр. інж.-пед. акад. – № у 2011 11415; заявл. 27.09.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. – 3 с.
5. Петухов П. З. Буферные устройства. Конструкции и расчет / П. З. Петухов. – М. : Машгиз, 1948. – 108 с.

References

1. Ivanov, V, Isyemini, I & Sedov, I 2009, 'Sovershenstvovanie zashchitnykh sistem грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути', *Podemnye sooruzheniya. Spetsialnaya tekhnika*, no. 5 (93), pp. 13-16.
2. Andrienko, N & Koren, V 2012, 'Eshche raz o prichinakh kranovykh ChP', *Podemnye sooruzheniya. Spetsialnaya tekhnika*, no. 3, pp. 12-14.
3. Dzhigkaev, T 2000, *Osnovy dinamiki mostovykh peregruzhateley i kranov v usloviyakh osobykh nagruzok*, Terek, Vladikavkaz.
4. Smoliakov, S & Isyemini, I 2011, *Zakhysna systema vantazhopidiimalnykh kraniv u kintsevykh dilianках shliakhu*, UA Patent 69229.
5. Petukhov, P 1948, *Bufernye ustroystva. Konstruktsii i raschet*, Mashgiz, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 24 листопада 2014 р.

УДК 621.873

МОДЕЛЮВАННЯ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ ПІДЙОМУ ТА ОПУСКАННЯ ВАНТАЖУ

©Ловейкін В. С., Голдун В. А.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України***Інформація про авторів:**

Ловейкін Вячеслав Сергійович: ORCID: 0000-0003-4259-3900; vloveikin@mail.ru; доктор технічних наук; завідувач кафедри конструювання машин; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Голдун Василь Анатолійович: ORCID: 0000-0003-0779-4918; goldun1984@mail.ru; аспірант кафедри конструювання машин; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Проведено моделювання режимів підйому та опускання вантажу на транспортний засіб.

При проведенні моделювання прийнято, що частота та амплітуда напруги живлення приводного двигуна механізму підйому вантажу змінюються.

Встановлено, що зниження швидкості приводу, по відношенню до номінальної швидкості його руху, на етапах навантаження каната (підйом вантажу) та навантаження підвіски транспортного засобу (опускання вантажу) призводить до значного зниження динамічних навантажень у вказаних елементах.

Підвищення надійності механізму підйому вантажу та підвіски транспортного засобу, на який виконується посадка вантажу, забезпечується частотним керуванням двигуна механізму підйому вантажу при зміні частоти за оптимальними законами.

Ключові слова: вантаж; підйом; опускання; оптимізація; керування.

Ловейкин В. С., Голдун В. А. «Моделирование оптимальных режимов подъема и опускания груза».

Проведено моделирование режимов подъема и опускания груза на транспортное средство.

При проведении моделирования принято, что частота и амплитуда напряжения питания приводного двигателя механизма подъема груза изменяются.

Установлено, что снижение скорости привода, по отношению к номинальной скорости его движения, на этапах нагружения каната (подъем груза) и нагружения подвески транспортного средства (опускание груза) приводит к значительному снижению динамических нагрузок в указанных элементах.

Повышение надежности механизма подъема груза и подвески транспортного средства, на которое выполняется посадка груза, обеспечивается частотным управлением двигателя механизма подъема груза при изменении частоты по оптимальным законам.

Ключевые слова: груз; подъем; опускание; оптимизация; управление.

Loveikin V., Holdun V. “Lifting and lowering optimal modes simulation”.

The simulation of lifting and lowering of cargo on a vehicle has been carried out.

It is assumed that the frequency and the amplitude of the voltage of a mechanism lifting drive were changed.

Піднімально-транспортні машини

It has been established the speed reduction reason, with respect to its nominal speed of movement in steps of loading a rope (cargo lifting), and the loading of the vehicle suspension (cargo lowering) leads to a considerable reduction in the dynamic loads of these elements.

Improving the reliability of cargo lifting mechanism and suspension of the vehicle is provided by frequency control of the cargo lifting mechanism engine. The frequency has variable by the optimal laws.

Keywords: load; lifting; lowering; optimization; control.

1. Постановка проблеми

При експлуатації транспортного засобу, на який виконується навантаження різного роду вантажів, у його підвісці виникають динамічні зусилля. При підйомі вантажу з транспортного засобу значні динамічні зусилля діють у канаті та крановому мості. Ці навантаження носять коливний характер і тому необхідно обирати такі режими роботи механізму підйому вантажу, щоб вони були мінімізовані або взагалі зникли. Досягти такої мети можливо за допомогою реалізації оптимальних способів керування приводним двигуном механізму підйому вантажу. Перед використанням оптимальних законів на практиці необхідно виконати моделювання режимів руху при підйомі та опусканні вантажу. Це дасть змогу виявити ефективність застосування оптимальних законів на практиці.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

В роботі [1] Р. П. Герасимяка і В. А. Лещева проведені дослідження дво- та тримасових електромеханічних систем, якими можна моделювати механізм підйому вантажу. На основі проведених досліджень авторами встановлено оптимальне значення жорсткості механічної характеристики електроприводу, за якої відбувається максимальне демпфування пружних коливань у системі. Для реалізації отриманих результатів пропонується використати корегуючий зворотній зв'язок за різницею швидкостей обох мас.

У праці [2] Г. В. Шумілова за інтегральним оптимізаційним критерієм знайдено закон руху механізму підйому вантажу баштового крана для випадку руху вантажу „з вісу”. Для знаходження оптимального закону руху було використано варіаційне числення.

У роботі [3] В. С. Ловейкіна та Ю. О. Ромасевича за аналогічним критерієм знайдено закон руху, який мінімізує середнє значення квадрату пружного зусилля у гнучкому підвісі вантажу. Для розв'язування задачі був використаний прямий варіаційний метод, який описаний у монографії [4]. Цей же метод дав змогу розв'язати задачу оптимального керування механізмом підйому вантажу [5]. Постановка задачі аналогічна, однак використано інший критерій – середнє значення квадрату приводного зусилля.

Дослідження оптимальних законів руху механізму підйому вантажу приведено у монографії В. С. Ловейкіна, Ю. В. Човнюка, М. Г. Діктерука та С. І. Пастушенка [6]. На відміну від попередніх праць у цій роботі автори знайшли оптимальне керування при врахуванні розподілених параметрів вантажного канату.

У роботі [7] автори знайшли оптимальне керування механізмом підйому вантажу, яке досліджується у подальшому викладі матеріалу.

3. Виклад основного матеріалу

Моделювання руху досліджуваної динамічної системи виконаємо при умові, що практична реалізація оптимальних законів керування буде виконуватись шляхом використання частотно-керованого асинхронного електроприводу [8, 9]. Для того, щоб виконати моделювання оптимального керування рухом механізму підйому вантажу при частотному керуванні приводом задамо закон зміни частоти напруги живлення двигуна:

$$f_{\partial} = \frac{v_n}{v_{ном}} f_{ном}, \quad (1)$$

де $f_{ном}$ – номінальна частота напруги живлення приводного двигуна; $v_{ном}$ – номінальна швидкість руху механізму підйому вантажу; v_n – поточна швидкість руху механізму підйому вантажу.

При зміні частоти напруги живлення за законом (1) необхідно забезпечити перевантажувальну здатність двигуна, для чого напруга живлення двигуна змінюється за таким законом:

$$U_{\partial} = \frac{f_{\partial}}{f_{ном}} U_{ном}, \quad (2)$$

де $U_{ном}$ – номінальна напруга живлення приводного двигуна. Використання закону зміни напруги живлення двигуна (2) забезпечує сталість максимального електромагнітного моменту двигуна при зміні частоти його живлення.

У результаті чисельного інтегрування математичної моделі руху механізму підйому вантажу отримаємо графічні залежності (рис. 1) кінематичних функцій руху системи (для наочності графіки окремих етапів руху елементів динамічної системи побудовані різними кольорами: сірим – ділянки графіків, які відповідають парним етапам руху, а чорним – ділянки графіків для непарних етапів руху).

Аналіз графіків на рис. 1 показує, що кінематичні функції руху окремих мас мають коливний характер. Однак амплітуда цих коливань є незначною і вони швидко затухають. З рис. 1 (а) видно, що кутова швидкість двигуна протягом третього етапу менша ніж швидкість ідеального холостого ходу, що вказує на завантаженість двигуна силою ваги вантажу та збільшення його ковзання.

Для того, щоб оцінити величину динамічних зусиль необхідно побудувати графіки їх функцій. На рис. 2 показані основні динамічні функції руху системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”.

Аналіз функції електромагнітного моменту двигуна показує, що протягом усього режиму підйому вантажу він змінює свій знак два рази. Протягом другого етапу руху системи у функції електромагнітного моменту двигуна з'являється коливна складова, яка досить швидко затухає.

Піднімально-транспортні машини

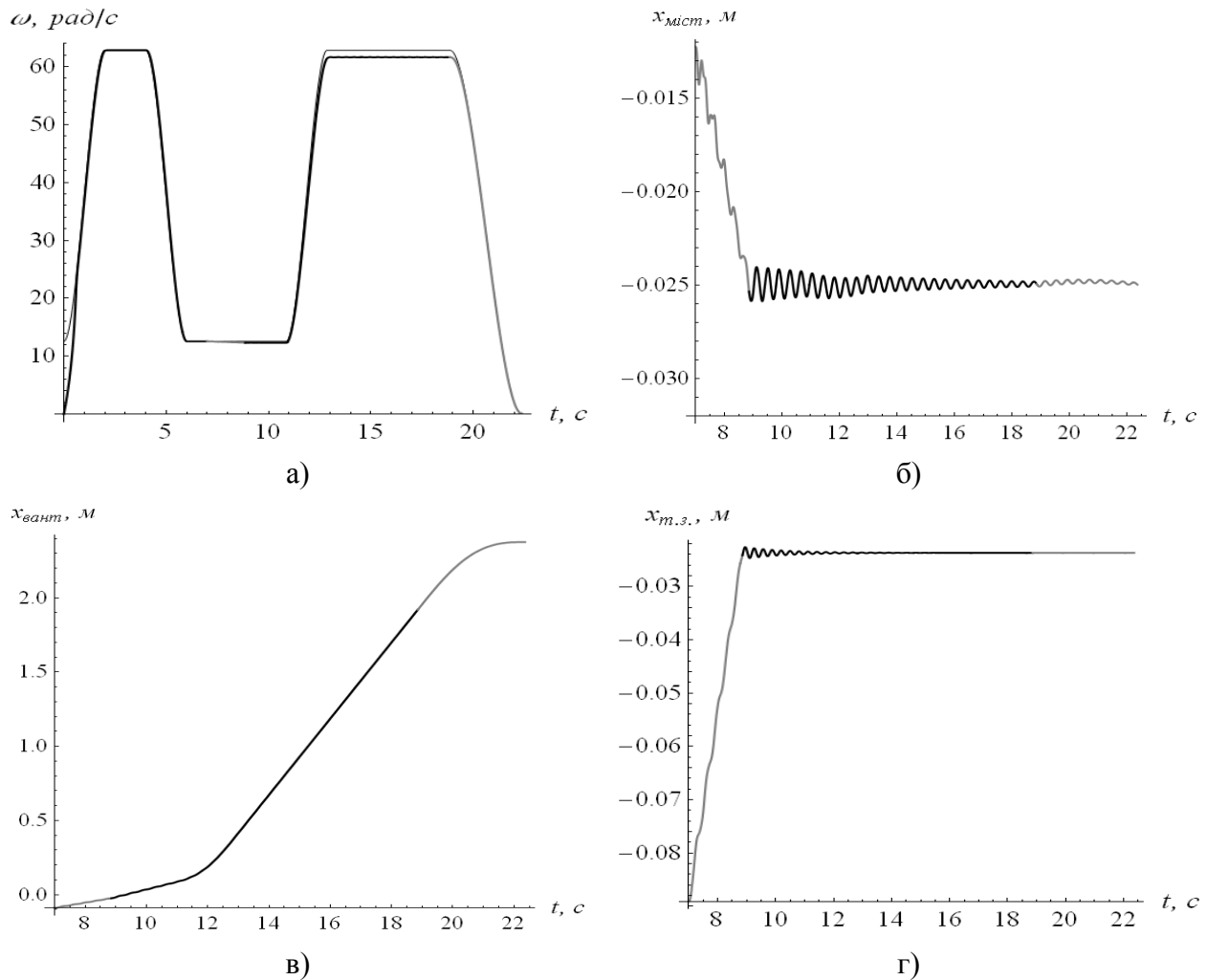


Рис. 1 – Графіки кінематичних функцій руху системи: а) кутова швидкість двигуна (тонка лінія відповідає швидкості ідеального холостого ходу); б) переміщення кранового моста; в) переміщення вантажу; г) переміщення транспортного засобу у вертикальній площині

Що стосується зусиль у канаті, підвісці транспортного засобу та зусилля, яке діє на приведену масу кранового моста, то всі вони характеризуються коливаннями, які мають незначну амплітуду і швидко затухають. У порівнянні з рухом приводу на природній механічній характеристиці зусилля у елементах крана та транспортного засобу зменшилися: на 31,7 % – у канаті; на 25,1 % – у крановому мості.

Максимальне зусилля у підвісці транспортного засобу не змінилось. Зазначимо, що зменшення зусиль отримано при зменшенні швидкості канатного барабану у 5 разів.

Для того, щоб отримати більш повну динамічну картину процесу підйому вантажу бажано встановити залежність максимальних значень зусиль у крановому мості та канаті від швидкості руху приводу на етапі натягу канату $v_{n.2}$. Такі залежності показані на рис. 3 та на рис. 4. Із приведених графіків видно, що вже при $v_{n.2}=0,05$ м/с відбувається значне зниження максимальних значень зусиль у канаті та мості крана, тому подальше зниження швидкості $v_{n.2}$ є недоцільним.

Піднімально-транспортні машини

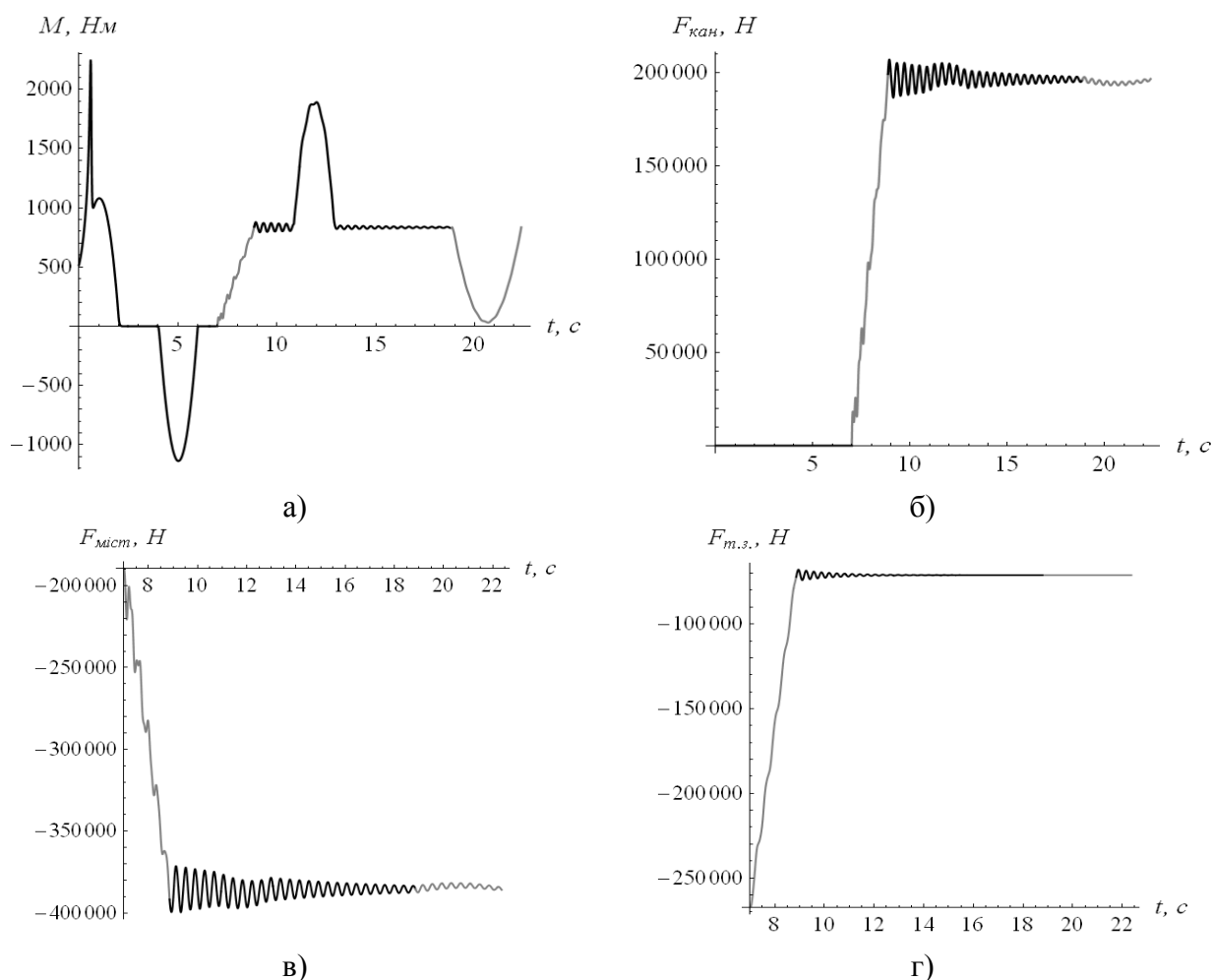


Рис. 2 – Графіки динамічних функцій руху системи: а) момент приводу механізму підйому вантажу; б) зусилля натягу канатів; в) пружно-в'язке зусилля деформації кранового моста у вертикальному напрямку; г) зусилля у підвісці транспортного засобу

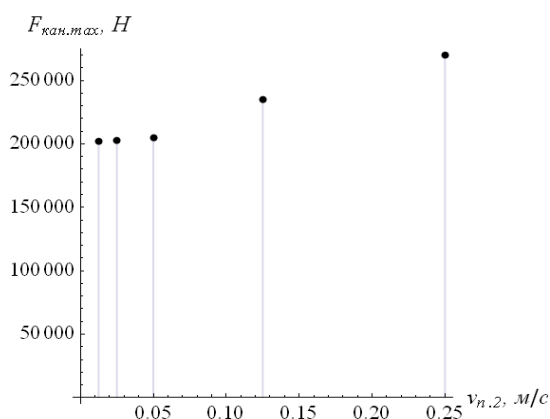


Рис. 3 – Графік залежності величини максимального зусилля у канаті $F_{кан.мах}$ від швидкості руху приведеної маси приводу $v_{н.2}$ на етапі натягу канату

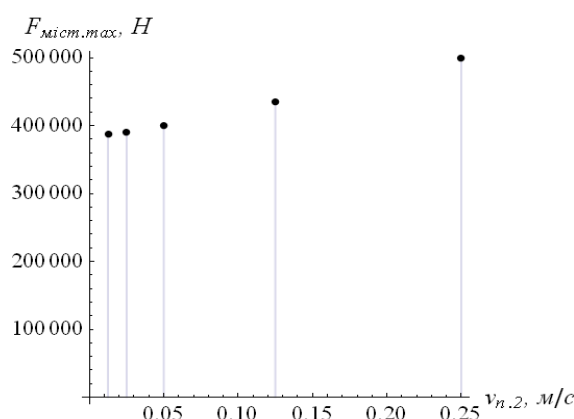


Рис. 4 – Графік залежності величини максимального зусилля у крановому мості $F_{міст.мах}$ від швидкості руху приведеної маси приводу $v_{н.2}$ на етапі натягу канату

Різниця між режимами підйому та опускання полягає у тому, що при опусканні вантажу швидкість руху приводу має від'ємні значення. На рис. 5 показано графік швидкості руху приведеної маси приводу.

Піднімально-транспортні машини

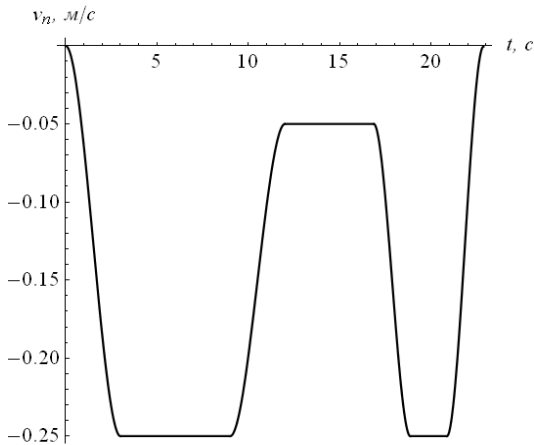


Рис. 5 – Графік зміни швидкості приведеної маси приводу механізму підйому вантажу

Проведемо моделювання руху динамічної системи. Моделювання виконаємо при умові, що частота напруги живлення змінюється за законом (1) а напруга живлення за законом (2).

На рис. 6 показані кінематичні функції руху системи.

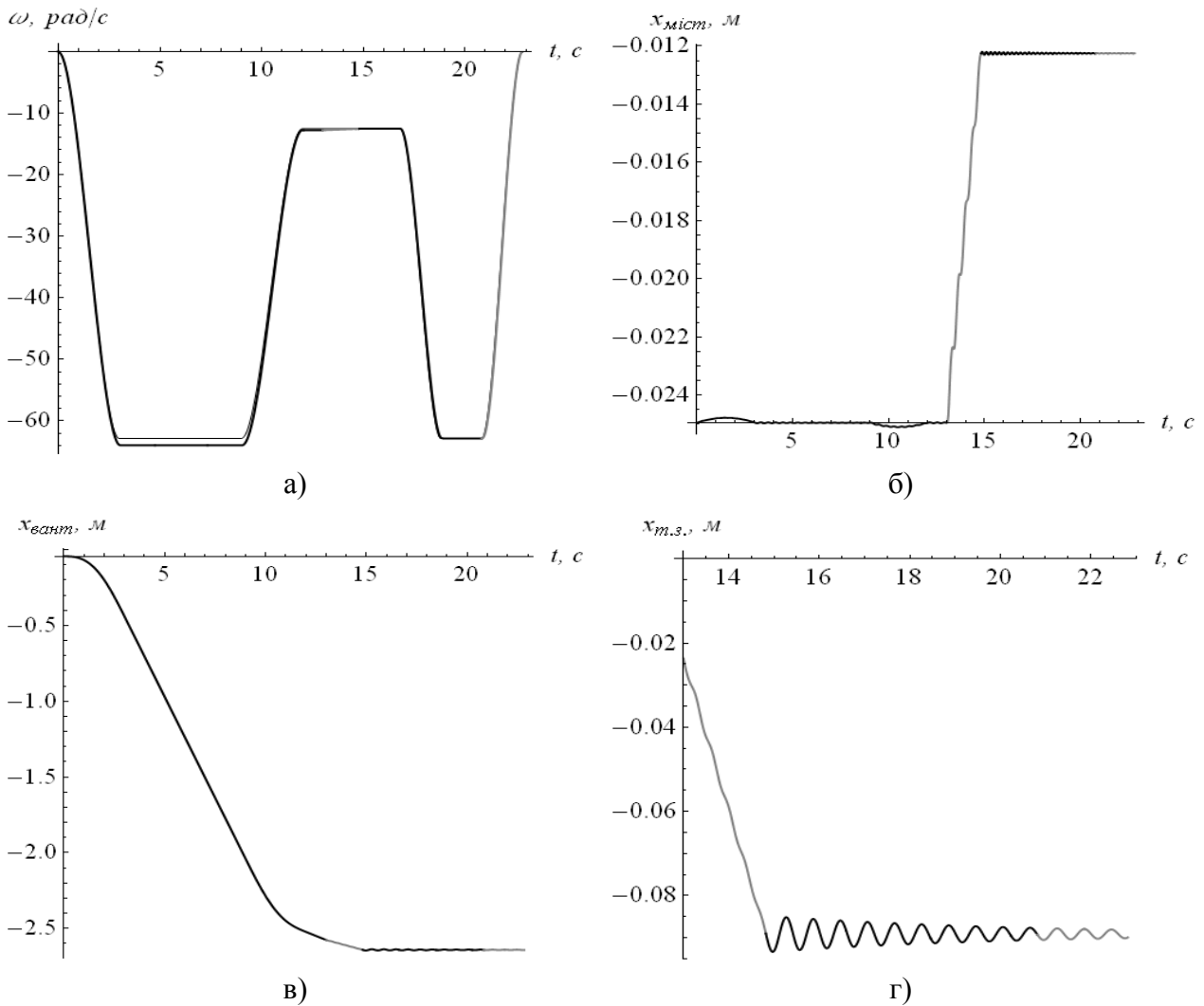


Рис. 6 – Графіки кінематичних функцій руху системи: а) кутова швидкість двигуна (тонка лінія відповідає швидкості ідеального холостого ходу); б) переміщення кранового моста; в) переміщення вантажу; г) переміщення транспортного засобу

Піднімально-транспортні машини

Аналіз графіка кутової швидкості двигуна на рис. 6 (а) показує, що її відхилення від швидкості ідеального холостого ходу спостерігається лише протягом першого етапу, коли двигун навантажений силою ваги вантажу. Загалом всі кінематичні функції мають коливний характер зміни, однак коливання мають незначну амплітуду і швидко затухають.

Для оцінки зусиль, які діють у елементах досліджуваної системи приведемо їх графічні залежності (рис. 7).

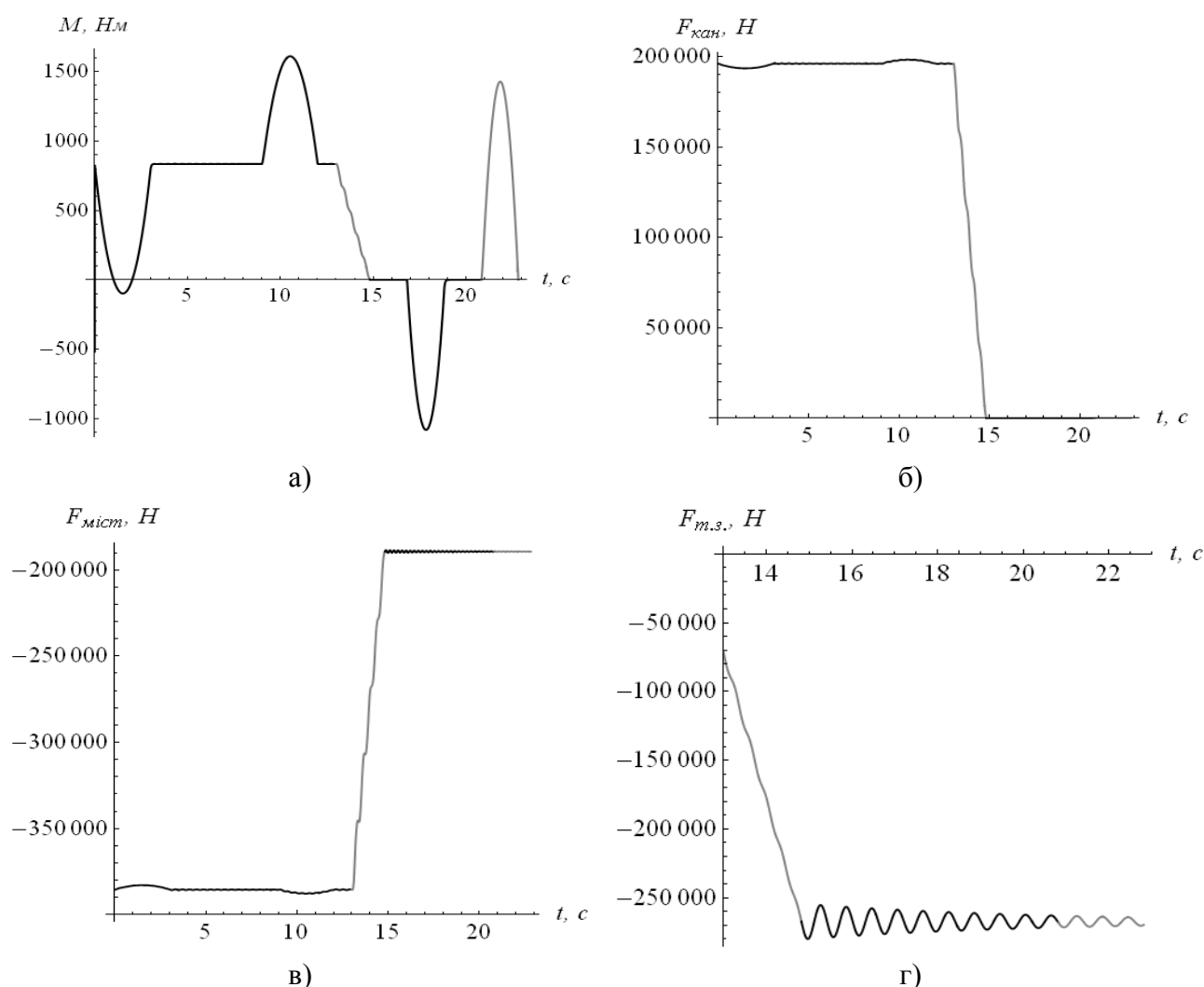


Рис. 7 – Графіки динамічних функцій руху системи: а) момент приводу механізму підйому вантажу; б) зусилля натягу канатів; в) пружно-в'язке зусилля деформації кранового моста у вертикальному напрямку; г) зусилля у підвісці транспортного засобу

З рис. 7 (а) видно, що двигун запускається при від'ємному крутному моменті, однак надалі знак моменту змінюється на протилежний оскільки двигун переходить у режим генератора. При цьому потенціальна енергія вантажу перетворюється у кінетичну, а вона у свою чергу, в електричну.

Аналізуючи графіки на рис. 7 (б) та рис. 7 (в) приходимо до висновку, що канат та міст не зазнають значних динамічних навантажень, чого не можна сказати про підвіску транспортного засобу. Для того, щоб визначити вплив швидкості руху приводу $v_{n.2}$ на етапі натягу канату на величину максимального зусилля у підвісці транспортного засобу $F_{\text{т.з. max}}$

Піднімально-транспортні машини

необхідно декілька разів проінтегрувати рівняння руху системи, кожний раз змінюючи параметр $v_{n.2}$. На рис. 8 показана така залежність з якої видно, що вже при п'ятикратному зменшенні швидкості руху приводу $v_{n.2}$, по відношенню до його номінальної швидкості, спостерігається значне зменшення величини $F_{m.з.max}$.

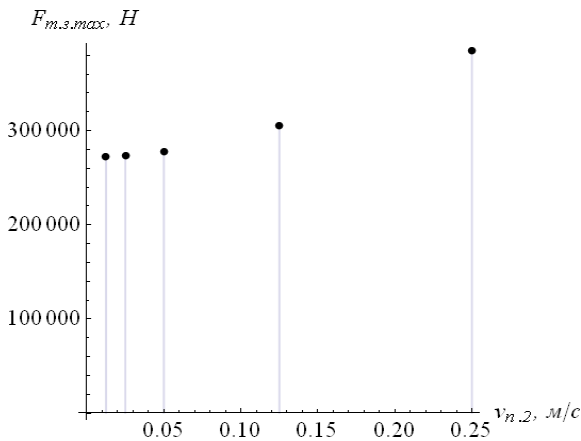


Рис. 8 – Графік залежності величини максимального зусилля у підвісці транспортного засобу $F_{m.з.max}$ від швидкості руху приведеної маси приводу $v_{n.2}$ на етапі натягу канату

Висновки

Проведено моделювання руху системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб” при заданні оптимального закону зміни швидкості руху її приводу. Знайдено залежності максимальних значень динамічних зусиль у підвісці транспортного засобу, канаті та зусилля, що діє на крановий міст від швидкості руху приводу для режимів підйому та опускання вантажу. Встановлено, що зниження швидкості приводу, по відношенню до номінальної швидкості його руху, на етапах навантаження каната (підйом вантажу) та навантаження підвіски транспортного засобу (опускання вантажу) призводить до

значного зниження динамічних навантажень у вказаних елементах.

Отже, для підвищення надійності механізму підйому вантажу та підвіски транспортного засобу, на який виконується посадка вантажу, необхідно використовувати частотне керування двигуном механізму підйому вантажу. Зміну частоти необхідно виконувати за оптимальними законами.

Список використаних джерел:

1. Герасимьяк Р. П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р. П. Герасимьяк, В. А. Лещёв. – Одесса.: СМІЛ, 2008. – 192 с.
2. Шумілов Г. В. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крану: автореф дис. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук: спец. 05.05.05 „Піднімально-транспортні машини” / Г. В. Шумілов. – Київ, 2013. – 20 с.
3. Ловейкін В. С. Комплексний синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – № 45. – С. 385–399.
4. Ловейкін В. С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. – Київ ; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 184 с.
5. Ловейкін В. С. Оптимізація вертикальних переміщень вантажу протягом розгону візка / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич // Підйомно-транспортна техніка. – 2010. – № 1. – С. 90–95.
6. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Пастушенко С. І.]. – Київ ; Миколаїв : РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
7. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму підйому вантажу з транспортного засобу / В.С. Ловейкін, В. А. Голдун // Збірник тез доповідей 75 науково-практичної конференції Київського національного університету будівництва і архітектури (15-18 квітня 2014 року) / Кафедра основ професійного навчання Київського національного університету будівництва і архітектури. – Київ, 2014. – С. 28-30.
8. Герасимова Т.Г. Дайте крану вторую жизнь / Т. Г. Герасимова // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2007. – №3 – С. 12-13.
9. Радимов С. Н. Применение энерго- и ресурсосберегающего частотного электропривода на механизмах подъемно-транспортных машин / С. Н. Радимов // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2007. – №8 – С. 30-32.

References

1. Gerasimyak, R & Leshchev, V 2008, *Analiz i sintez kranovykh elektromekhanicheskikh sistem*, SMIL, Odessa.
2. Shumilov, H 2013, 'Optimizatsiia rezhymu zminy vylotu i pidiomu vantazhu bashtovoho kranu', *Kand.tekh.n. abstract*, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv.
3. Loveikin, V & Romasevych, Yu 2011, 'Kompleksnyi syntez optimalnoho keruvannia rukhom vantazhopidionnoho kрана', *Avtomatyzatsiia vyrobnychyykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni*, no. 45, pp. 385-399.
4. Loveikin, V & Romasevych, Yu 2010, *Optimizatsiia perekhidnykh rezhymiv rukhu mekhanichnykh system priamym variatsiynym metodom*, PP Lysenko M, Nizhyn.
5. Loveikin, V & Romasevych, Yu 2010, 'Optimizatsiia vertykalnykh peremishchen vantazhu protiahom rozghonu vizka', *Pidiomno-transportna tekhnika*, no. 1, pp. 90-95.
6. Loveikin, V, Chovniuk, Yu, Dikteruk, M & Pastushenko, S 2004, *Modeliuvannia dynamiky mekhanizmiv vantazhopidionnykh mashyn*, RVV MDAU, Mykolaiv.
7. Loveikin, V & Holdun, V 2014, 'Optimizatsiia rezhymu pidionu vantazhu z transportnoho zasobu', *Zbirnyk tez dopovidei 75 naukovo-praktychnoi konferentsii Kyivskoho natsionalnoho universytetu budivnytstva i arkhitektury, Kafedra osnov profesiinoho navchannia Kyivskoho natsionalnoho universytetu budivnytstva i arkhitektury*, Kyiv, pp. 28-30.
8. Gerasimova, T 2007, 'Dayte kranu vtoruyu zhizn', *Podemnye sooruzheniya. Spetsialnaya tekhnika*, no. 3, pp. 12-13.
9. Radimov, S 2007, 'Primenenie energo- i resursoberegayushchego chastotnogo elektroprivoda na mekhanizмах podemno-transportnykh mashin', *Podemnye sooruzheniya. Spetsialnaya tekhnika*, no. 8, pp. 30-32.

Стаття надійшла до редакції 20 липня 2014 р.

УДК 621.863.2:534.11

КОЭФФИЦИЕНТ ДИССИПАЦИИ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ДЕМПФИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА В КАНАТАХ ПОДЪЕМНИКОВ

©Осипова Т. Н., Нестеров А. П., Родионов Л. А.

Українська інженерно-педагогічна академія

Информация про авторов:

Осипова Тетяна Миколаївна: ORCID: 0000-0002-1915-4734; tanya_338@mail.ru; асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Нестеров Артем Павлович: ORCID: 0000-0003-0746-787X; artemon_fac@mail.ru; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Родионов Лев Анатолійович: ORCID: 0000-0001-8533-7689; kordmed@yandex.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Приведена конструкция и расчет демпфирующего устройства с резиновыми элементами шайбообразной формы, изготовленных из различных марок амортизационной резины.

Проведен анализ литературных источников и приведена методика определения коэффициентов диссипации резинометаллического демпфирующего устройства в канатах одноконцевого подъемника с целью уменьшения амплитуды колебаний системы «канат–концевой груз».

Проведен численный эксперимент по определению коэффициентов диссипации демпфирующего устройства от изменения угла наклона между резиновыми элементами.

Определено, что коэффициент диссипации демпфирующего устройства зависит от геометрических размеров резиновых элементов, упругих характеристик резины и увеличивается при изменении угла наклона между резиновыми элементами от 15° до 30°.

Ключевые слова: подъемник; демпфирующее устройство; модуль упругости; модуль сдвига; жесткость; коэффициент диссипации.

Осипова Т. М., Нестеров А. П., Родионов Л. А. «Коефіцієнт дисипації гумометалевого демпфувального пристрою у канатах підйомників».

Наведена конструкція та розрахунок демпфувального пристрою з гумовими елементами шайбоподібної форми, виготовленими з різних марок амортизаційної гуми.

Проведений аналіз літературних джерел і наведена методика визначення коефіцієнтів дисипації гумового демпфувального пристрою в канатах однокінцевого підйомника з метою зменшення амплітуди коливань системи «канат–кінцевий вантаж».

Проведено чисельний експеримент по визначенню коефіцієнтів дисипації демпфувального пристрою від зміни кута нахилу між гумовими елементами.

Визначено, що коефіцієнт дисипації демпфувального пристрою залежить від геометричних розмірів гумових елементів, пружних характеристик гуми і збільшується при зміні кута нахилу між гумовими елементами від 15° до 30°.

Ключові слова: підйомник; демпфувальний пристрій; модуль пружності; модуль зсуву; жорсткість; коефіцієнт дисипації.

Osypova T., Nesterov A., Rodionov L. “Coefficient of damping of rubber metal damping device in ropes of lifts”.

The design and calculation of the damping device with rubber elements puck image shape, made of various grades of rubber amortization are showed.

The analysis of the literature and the technique of determining the coefficients of dissipation rubber damping device in ropes of one-way lift to reduce the amplitude of the oscillations of the “rope–end load” is done.

A numerical experiment to determine the damping coefficient of the damper device inclination between the rubber elements is carried.

It is determined that the damping coefficient of the damping device depends on the geometric dimensions of rubber elements, the elastic characteristics of rubber and increases when the angle of inclination between the rubber elements of 15° to 30°.

Keywords: lift; damping device; elastic modulus; shear modulus; stiffness; coefficient of damping.

1. Введение

При разгоне и торможении канатного подъемника возникают колебания подъемного сосуда на канате и продольные колебания самого каната, что ухудшает технические параметры подъемной установки. С целью уменьшения колебаний и снижения длительности переходного процесса предлагается установить демпфирующее устройство между канатом и подъемным сосудом.

2. Анализ литературных данных

Исследования литературных источников показали, что в шахтных подъемных установках демпфирующие устройства с резиновыми элементами ранее не применялись. Необходимо разработать конструкцию резинометаллического демпфирующего устройства и методику расчета по определению коэффициентов диссипации данного устройства.

3. Цель и задачи исследования

Целью данной работы является определение коэффициентов диссипации резинометаллического демпфирующего устройства, установленного в подвеске клетки одноконцевого подъемника типа 1–6х2,4 Д.

Для достижения поставленной цели необходимо определить схему демпфирующего устройства, то есть количество резиновых элементов с заданными геометрическими размерами. Определить упругие характеристики резинового элемента и жесткости как одной детали, так и всего демпфирующего устройства. При варьировании углом наклона между резиновыми элементами получить значения коэффициентов диссипации демпфирующего устройства и определить область их рациональных параметров.

4. Определение коэффициентов диссипации демпфирующего устройства

К рассмотрению принимается резиновое демпфирующее устройство [1], представленное на рис. 1, которое предлагается установить в канатном механизме одноконцевой подъемной установки типа 1–6х2,4 Д.

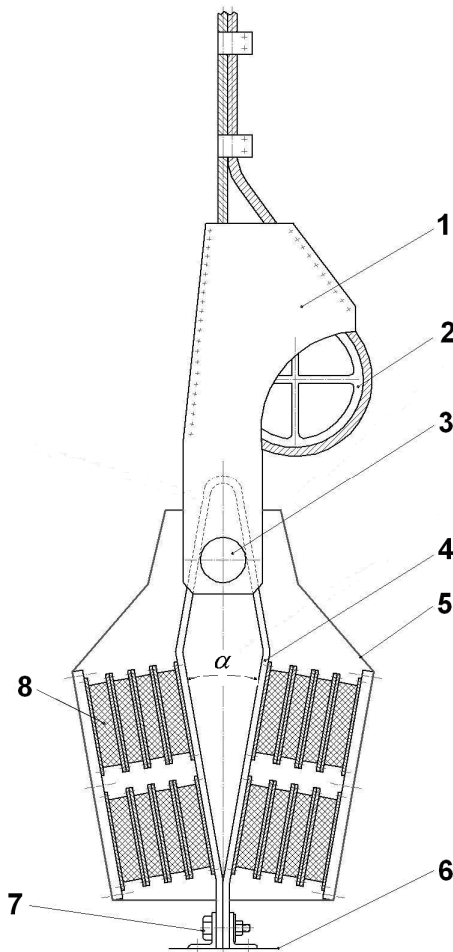


Рис. 1 – Подвесное устройство шахтной подъемной установки:
 1 – подвеска; 2 – канатный коуш;
 3 – штифт; 4 – упругий клин;
 5 – демпфирующее устройство;
 6 – подъемный сосуд;
 7 – болтовое соединение;
 8 – резинометаллические элементы; α – угол наклона между резинометаллическими элементами

Основными параметрами для расчета резиновых деталей являются геометрические размеры и упругие характеристики детали. Принимаем резиновое демпфирующее устройство, в котором резиновые элементы шайбообразной формы (сквозное отверстие предназначено для охлаждения резинового элемента, испытывающего циклическое нагружение) закреплены с торцов, так как в этом случае исключается перемещение резины по металлу под действием прилагаемых сжимающих сил [3].

Резиновый элемент с закрепленными торцами шайбообразной формы имеет следующие геометрические размеры (см. рис. 2):

1. Диаметр резинового элемента $D = 0,2$ м.
2. Диаметр отверстия в резиновом элементе $d = 0,08$ м.
3. Высота резинового элемента $h = 0,3$ м.
4. Угол наклона между резинометаллическими элементами $\alpha = 15^\circ \dots 30^\circ$.

Определение упругих характеристик резиновых деталей может быть произведено на основе графиков (см. рис. 2) [3], полученных экспериментальным путем для амортизационных марок резины с шифром 1847 (рис. 2, а), 2959 (рис. 2, б), из которых предполагается изготавливать детали.

Статический модуль упругости E резиновых деталей зависит от фактора формы Φ и величины относительной деформации ε .

Фактор формы для шайбообразной детали определяется по формуле [3]:

$$\Phi = \frac{D - d}{4h} = 0,25. \quad (1)$$

Относительная деформация резиновых деталей с закрепленными торцами и испытывающих стационарную динамическую нагрузку равна $\varepsilon = 0,1$ [3].

Для шайбообразного типа резиновой детали по графикам (см. рис. 2, а и рис. 2, б) определили значение модуля упругости $E = f(\Phi, \varepsilon)$ и марку резины:

- для деталей из марки резины 2959 модуль упругости равен $E = 6,4$ МН/м².
- для деталей из марки резины 1847 модуль упругости равен $E = 4,2$ МН/м².

Модуль сдвига резиновых элемента при твердости по Шору $50 \pm 4 - 60 \pm 4$ лежит в пределах $0,6 - 1,1$ МН/м², допускаемое напряжение сжатия при стационарных динамических нагрузках равно $[\sigma] = 0,45 - 0,6$ МН/м² [3].

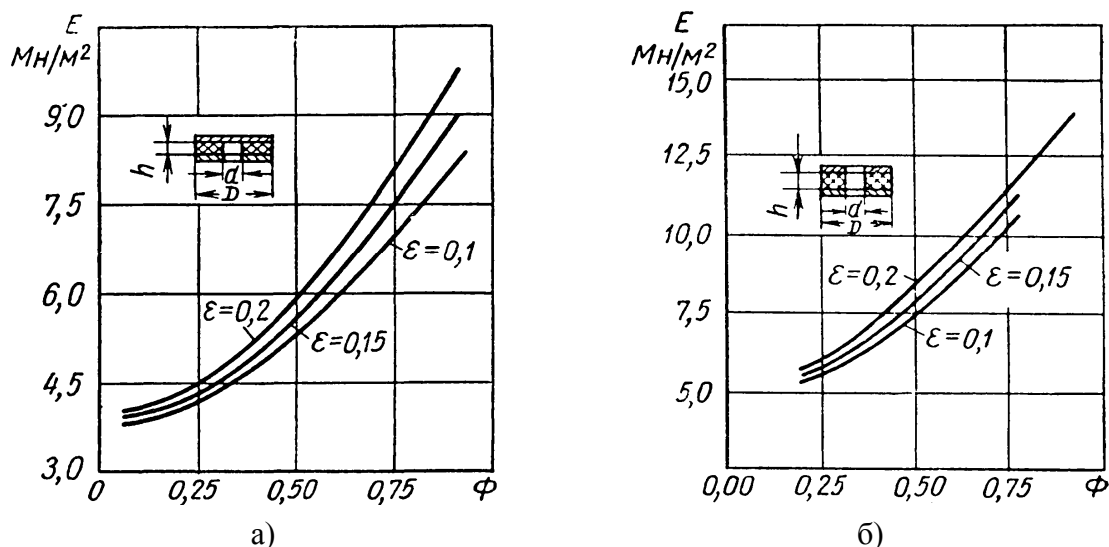


Рис. 2 – Графики $E(\Phi)$ для деталей шайбообразного типа:

а) из резины марки 1847; б) из резины марки 2959: E – статический модуль упругости; Φ – фактор формы; ε – относительная деформация

Модуль сдвига также можно определить как $G \approx \frac{E}{6}$ или $G = \frac{H_p^2}{3800}$, где H_p – твердости резины, равная 50 – 80 единиц [4]. Модуль сдвига для резины лежит в пределах $G = 0,66 – 1,68$ МН/м².

При модуле упругости равном $E = 6,4$ МН/м² модуль сдвига равен $G \approx \frac{6,4}{6} = 1,067$ МН/м². При модуле упругости равном $E = 4,2$ МН/м² модуль сдвига равен $G \approx \frac{4,2}{6} = 0,7$ МН/м².

Если резиновые элементы установлены так, как показано на рис. 1, то под действием концевой нагрузки они будут получать деформации сжатия и сдвига.

Жесткость одного резинового элемента с учетом сжатия и сдвига равна, Н/м [3]:

$$c_{эл.} = \frac{2F}{h} \left[E \cdot \sin^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right) + G \cdot \cos^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right) \right], \quad (2)$$

где F – площадь поперечного сечения резиновой детали, м²:

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (3)$$

Жесткость резинового демпфирующего устройства с учетом его схемы равна:

$$c_{д.у.} = \frac{2F}{h} \left[E \cdot \sin^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right) + G_{д.у.} \cdot \cos^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right) \right], \quad (4)$$

где $G_{д.у.}$ – модуль сдвига демпфирующего устройства:

$$G_{д.у.} = \frac{c_{эл.} \cdot h \cdot j}{F \cdot i}, \quad (5)$$

i – число параллельно установленных групп деталей;

Піднімально-транспортні машини

j – число деталей, последовательно соединенных в каждую группу.

Коэффициент диссипации демпфирующего устройства [5] с учетом корректировки и преобразований равен:

$$k_{\partial,y} = \frac{20 \cdot \Delta \cdot \sqrt{n_{\partial,y} \cdot m_{\partial,p}}}{\chi}, \quad (6)$$

где $\Delta = 0,159$ – логарифмический декремент затухания колебаний резины [4];

$\chi = 0,35$ – коэффициент механических потерь (относительный гистерезис) резины [6–8].

Параметры резиновых демпфирующих устройств приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Параметры резиновых демпфирующих устройств при $\alpha = 15^\circ$ для одноконцевого подъемника типа 1–6х2,4 Д с концевой массой $m_{\partial p} = (Q_{кл} + Q_{ваг} + Q_{\partial p}) = 14560$ кг

Параметр	Обозначение	Значение	
Марка резины	–	1847	2959
Статический модуль упругости	E	4,2 МН/м ²	6,4 МН/м ²
Модуль сдвига	G	0,7 МН/м ²	1,067 МН/м ²
Площадь основания резинового элемента	F	0,118 м ²	0,118 м ²
Жесткость одного резинового элемента	$c_{эл}$	$5,966 \cdot 10^5$ Н/м	$9,094 \cdot 10^5$ Н/м
Жесткость демпфирующего устройства	$c_{\partial,y}$	$6,426 \cdot 10^5$ Н/м	$9,795 \cdot 10^5$ Н/м
Коэффициент диссипации демпфирующего устройства	$k_{\partial,y}$	879,15 т/с	1085,4 т/с

Рассмотрим изменение коэффициентов диссипации демпфирующего устройства от изменения угла наклона между резиновыми элементами $\alpha = 15^\circ \dots 30^\circ$ (см. табл. 2, рис. 3).

Таблица 2 – Значения коэффициентов диссипации демпфирующего устройства от изменения угла наклона между резиновыми элементами

Угол наклона между резиновыми элементами $\alpha, ^\circ$	15	16	18	20	22	24	26	28	30
Коэффициент диссипации демпфирующего устройства $k_{\partial,y}$ для резины марки 1847, т/с	879,15	887,44	896,7	907	918	930	942,7	956,25	970,5
Коэффициент диссипации демпфирующего устройства $k_{\partial,y}$ для резины марки 2959, т/с	1085,4	1095,6	1107	1119,6	1133,3	1148,1	1163,8	1180,5	1198,1

На рис. 3 приведен график коэффициентов диссипации демпфирующего устройства $k_{\partial,y}$ от изменения угла наклона α между резиновыми элементами.

Из табл. 2 и рис. 3 видно, что коэффициент диссипации резинового демпфирующего устройства увеличивается при увеличении угла наклона между резинометаллическими элементами от 15° до 30° .

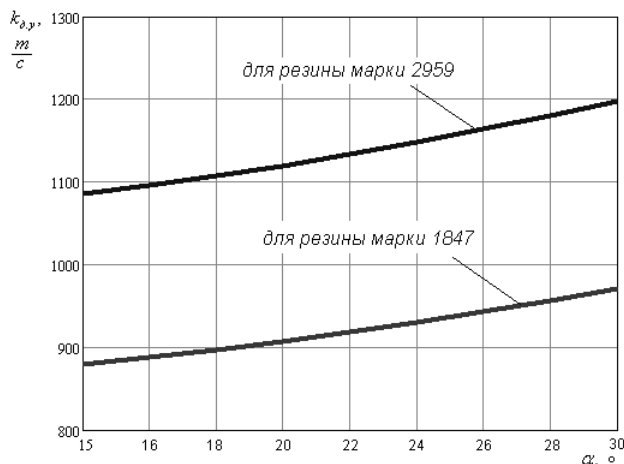


Рис. 3 – Графік коефіцієнтів дисипації демпфирующего устройства $k_{d,y}$ от изменения угла наклона α между резиновыми элементами

Выводы

Значение коэффициентов диссипации демпфирующего устройства зависит от геометрических размеров резиновых элементов и упругих характеристик резины (модулей упругости и сдвига). Для одноконцевого подъемника типа 1–6х2,4 Д рекомендуем использовать демпфирующее устройство с применением резиновых элементов, изготовленных из амортизационной резины марки 2959, которое обеспечивает коэффициент диссипации от 1085,4 т/с до 1198,1 т/с.

Список использованных источников:

1. Гаситель коливаний підйомників / А. П. Нестеров, Т. М. Осипова, Г. М. Тришч, Г. І. Фесенко // Машинобудування : збірник наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2013. – Вип. 11. – С. 44–46.
2. Осипова Т. Н. Уменьшение динамических нагрузок в канатах барабанных подъемников / Т. Н. Осипова, А. П. Нестеров // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 2/7 (68). – С. 17 – 22.
3. Потураев В. Н. Резиновые и резинометаллические детали машин / В. Н. Потураев. – М. : Машиностроение, 1966. – 300 с.
4. Вершинский С. В. Расчет вагонов на прочность / С. В. Вершинский, Е. Н. Никольский, А. А. Попов ; под общ. ред. проф. д-ра техн. наук Л. А. Шадура. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1971. – 432 с.
5. Стрелков А. М. Метод определения основных характеристик шахтных подъемных установок в режиме реального времени / А. М. Стрелков // Горный информационно-аналитический бюллетень : (науч.-техн. журн.). – М. : Горная книга, 2011. – Вып. 16: «Горная механика и транспорт». – С. 314–318.
6. Резина. Методы динамических испытаний. Общие требования : ГОСТ 23326–78 / Государственный комитет СССР по стандартам. – М. : Изд-во стандартов, 1980. – 15 с.
7. Резина. Методы определения относительного гистерезиса и полезной упругости при растяжении : ГОСТ 252–75 / Государственный комитет СССР по стандартам. – М. : Изд-во стандартов, 1976. – 8 с.
8. Лукомская А. И. Механические испытания каучука и резины : [учеб. пособие для проф.-техн. училищ] / А. И. Лукомская. – М. : Высш. шк., 1968. – 140 с.

References

1. Nesterov, A, Osypova, T, Trishch, H & Fesenko, H 2013, 'Extinguisher of vibrations of lift', *Mashynobuduvannia*, no. 11, pp. 44-46.
2. Osypova, T & Nesterov, A 2014, 'Reducing the dynamic load in ropes of drum hoists', *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*, no. 2/7 (68), pp. 17-22.
3. Poturaev, V 1966, *Rezinovye i rezinometallicheskie detali mashin*, Mashinostroenie, Moskva.
4. Vershinskij, S, Nikolskiy, E & Popov, A 1971, *Raschet vagonov na prochnost*, 2nd edn, Mashinostroenie, Moskva.
5. Strelkov, A 2011, 'Metod opredeleniya osnovnykh kharakteristik shakhtnykh podemnykh ustanovok v rezhime realnogo vremeni', *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten (nauchno-tekhnicheskiy zhurnal)*, no. 16 "Gornaya mekhanika i transport", pp. 314-318.
6. Gosudarstvennyy komitet SSSR po standartam 1980, *Rezina. Metody dinamicheskikh ispytaniy. Obshchie trebovaniya*, GOST 23326-78, Izdatelstvo standartov, Moskva.
7. Gosudarstvennyy komitet SSSR po standartam 1976, *Rezina. Metody opredeleniya otositel'nogo gisterezisa i poleznoy uprugosti pri rastyazhenii*, GOST 252-75, Izdatelstvo standartov, Moskva.
8. Lukomskaya, A 1968, *Mekhanicheskie ispytaniya kauchuka i reziny*, Vysshaya shkola, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 1 грудня 2014 р.

УДК 62-187.3

РОЗРОБКА ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ КЕРУВАННЯ РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ

©Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Інформація про авторів:

Ромасевич Юрій Олександрович: ORCID: 0000-0001-5069-5929; d.um@mail.ru; кандидат технічних наук; докторант кафедри конструювання машин; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Ловейкін Вячеслав Сергійович: ORCID: 0000-0003-4259-3900; vloveikin@mail.ru; доктор технічних наук; завідувач кафедри конструювання машин; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Розглянуто основні програмні продукти у сфері керування рухом механізмів вантажопідійомних кранів.

Розроблено програми для керування роботою частотних перетворювачів, які використовуються у приводі вантажопідійомних кранів. Розроблені програми дозволяють виконувати сумісну роботу механізмів підйому вантажу та переміщення крана, що забезпечується розпаралелюванням потоків відправки команд на різні частотні перетворювачі по одному каналу зв'язку.

Програми дозволяють виконувати переміщення крана та підйом вантажу за оптимальними законами, що підвищує енергетичні та динамічні показники роботи крана.

Ключові слова: програма; порт; керування; потоки; команда.

Ромасевич Ю. О., Ловейкин В. С. «Разработка программного обеспечения для управления движением грузоподъемных кранов».

Рассмотрены основные программные продукты в сфере управления движением механизмов грузоподъемных кранов.

Разработаны программы для управления работой частотных преобразователей, которые используются в приводе грузоподъемных кранов. Разработанные программы позволяют выполнять совместную работу механизмов подъема груза и передвижения крана, что обеспечивается розпаралеливанием потоков отправки команд на разные частотные преобразователи по одном каналу связи.

Программы позволяют выполнять перемещение крана и подъем груза по оптимальным законам, что повышает энергетические и динамические показатели работы крана.

Ключевые слова: программа; порт; управление; потоки; команда.

Romasevych Yu., Loveikin V. “Software development for hoisting cranes movement control”.

The main software products in the area of control movement of lifting cranes mechanisms are considered.

The software are developed to control the operation of inverters, which are used in the loading cranes drive.

Designed software allows to work together lifting mechanisms and movement of the crane. It is provided by creation of two independent streams of sending commands to the different inverters by the same channel.

The software allows to move a crane and to lift a cargo by the optimal functions, which increases the energy and the dynamic indexes of a crane.

Keywords: software; port; control; streams; command.

1. Постановка проблеми

Сучасні вантажопідйомні машини є мехатронними системами, в яких керування рухом окремих механізмів виконується на основі цифрових інтелектуальних систем. Апаратна частина системи керування вантажопідйомного крана як правило включає: розгалужену сенсорну мережу; пристрої передачі та збереження даних; потужний обчислювальний пристрій (мікроконтролер або промисловий комп'ютер); засоби відображення інформації та інші інтерфейсні пристрої. Ефективність використання системи керування рухом механізмів крана визначається алгоритмами, за якими вона працює. Сукупність цих алгоритмів прийнято називати програмною частиною системи керування. Програмна частина мехатронної системи будь-якої машини є домінуючим фактором при досягненні високої ефективності її роботи. Саме тому, розробка програмного забезпечення для керування рухом механізмів вантажопідйомних кранів є актуальною задачею.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Сучасне програмне забезпечення мехатронних систем вантажопідйомних кранів, як правило, розроблюється на замовлення фірм-виробників кранів. Якщо фірма-виробник вантажопідйомної техніки достатньо потужна, то розробкою програмного забезпечення займається спеціальний відділ цієї фірми. Всі деталі розробки програмного забезпечення є комерційною таємницею. Користувач вантажопідйомної техніки має змогу лише проводити експлуатацію розробленого програмного забезпечення. При цьому вартість програмного забезпечення мехатронної системи вантажопідйомної машини включається у вартість всієї машини.

Фірма SIEMENS розробила спеціалізовану систему керування SMOCRANE, яка базується на апаратній платформі SIMOTION і яка містить бібліотеку кранових функціональних блоків, які дозволяють розробнику системи не писати власний програмний продукт, а виконувати параметризацію системи, вибираючи функціональність під потреби конкретного крана [1]. Набір основних функціональних блоків включає: 1) керування переміщенням крана, включаючи порталні осі; 2) керування механізмом підйому/опускання вантажу; 3) керування захватним пристроєм; 4) керування системою гасіння коливань вантажу тощо.

Фірма Concranes розробила систему керування роботою вантажопідйомних кранів серії Smart [2]. Ця система дозволяє: 1) усувати коливання вантажу; 2) виконувати позиціонування вантажу у наперед заданій точці; 3) визначати робочу зону в межах якої може переміщуватись кран; 4) виконувати синхронізацію роботи механізмів підйому вантажу; 5) усувати динамічний момент, що викликаний швидкою зміною навантаження; 6) усувати порушення симетрії моста крана; 7) збільшувати швидкість підйому порожнього гака; 8) проводити дистанційну діагностику в рамках профілактичного технічного обслуговування.

Фірма Liebherr для систем керування рухами пневмоколісних та гусеничних кранів розробила програму LICCON [3]. Ця програма дозволяє планувати, моделювати і

Піднімально-транспортні машини

документувати роботу крана на комп'ютері. Функціональні можливості програми LICCON дозволяють: 1) використовувати базу даних вантажопідйомності крана для різних вильотів стріли; 2) автоматично підбирати необхідний кран для заданих параметрів навантаження; 3) визначати діючі у опорах крана зусилля тощо.

Фірма SmartCrane розробила систему, яка дозволяє усувати коливання вантажу при переміщенні кранів [4]. При цьому використовується технологічне обладнання та програмне забезпечення, яке дозволяє полегшити роботу кранівника (з такою системою можуть працювати кранівники навіть з невеликим досвідом). Система може керувати переміщеннями крана з обходом перешкод, для цього використовується підсистема SmartRoute. Обмін інформацією між елементами системи, а також із зовнішніми пристроями здійснюється через мережу Ethernet.

Виконавчим елементом мехатронної кранової системи є її привод. Він включає силові перетворювачі, які безпосередньо керують роботою електричних двигунів крана. Як правило, такий перетворювач (частотний перетворювач) змінює частоту і амплітуду напруги живлення двигуна, що викликає зміну його електромагнітного моменту чи кутової швидкості. Таким чином, для керування рухом механізму вантажопідйомної машини необхідно розробити програмне забезпечення, що дозволяє керувати роботою частотного перетворювача.

3. Виклад основного матеріалу

На кафедрі конструювання машин Національного університету біоресурсів і природокористування України були розроблені програми, які дозволяють керувати частотними перетворювачами фірми Mitsubishi Electric. Розроблене програмне забезпечення використовувалось для проведення експериментальних досліджень роботи механізмів вантажопідйомних кранів.

Процес проведення експериментальних досліджень із використанням розробленого програмного забезпечення можна формалізувати у вигляді алгоритму, блок-схема якого показана на рис. 1.

Необхідно зазначити, що наведена на рис. 1 блок-схема алгоритму використання програмного забезпечення справедлива як для лабораторних так і для виробничих експериментів.

Для проведення лабораторних експериментів було розроблено програмне забезпечення „ELECTRIC DRIVE OPTIMAL CONTROL by Yuriy Romasevich”. Дана програма розроблена на основі характеристик форматів та командних кодів для налаштувань параметрів частотних перетворювачів FR-D Mitsubishi Electric [5].

Метою розробки програми є дистанційне комп'ютерне керування частотним перетворювачем, яке дає змогу провести серію лабораторних експериментів та встановити ефективність зовнішнього цифрового керування частотним перетворювачем.

Вікно розробленої програми, яке показано на рис. 2, складається з окремих панелей: „ПОРТ”, „ЗАКОНІ ЗМІНИ ЧАСТОТИ”, „КЕРУВАННЯ”, „ПАРАМЕТРИ”, „НАПРЯМОК ОБЕРТАННЯ” та елемента візуалізації „Графік зміни частоти частотного перетворювача під час розгону двигуна”.

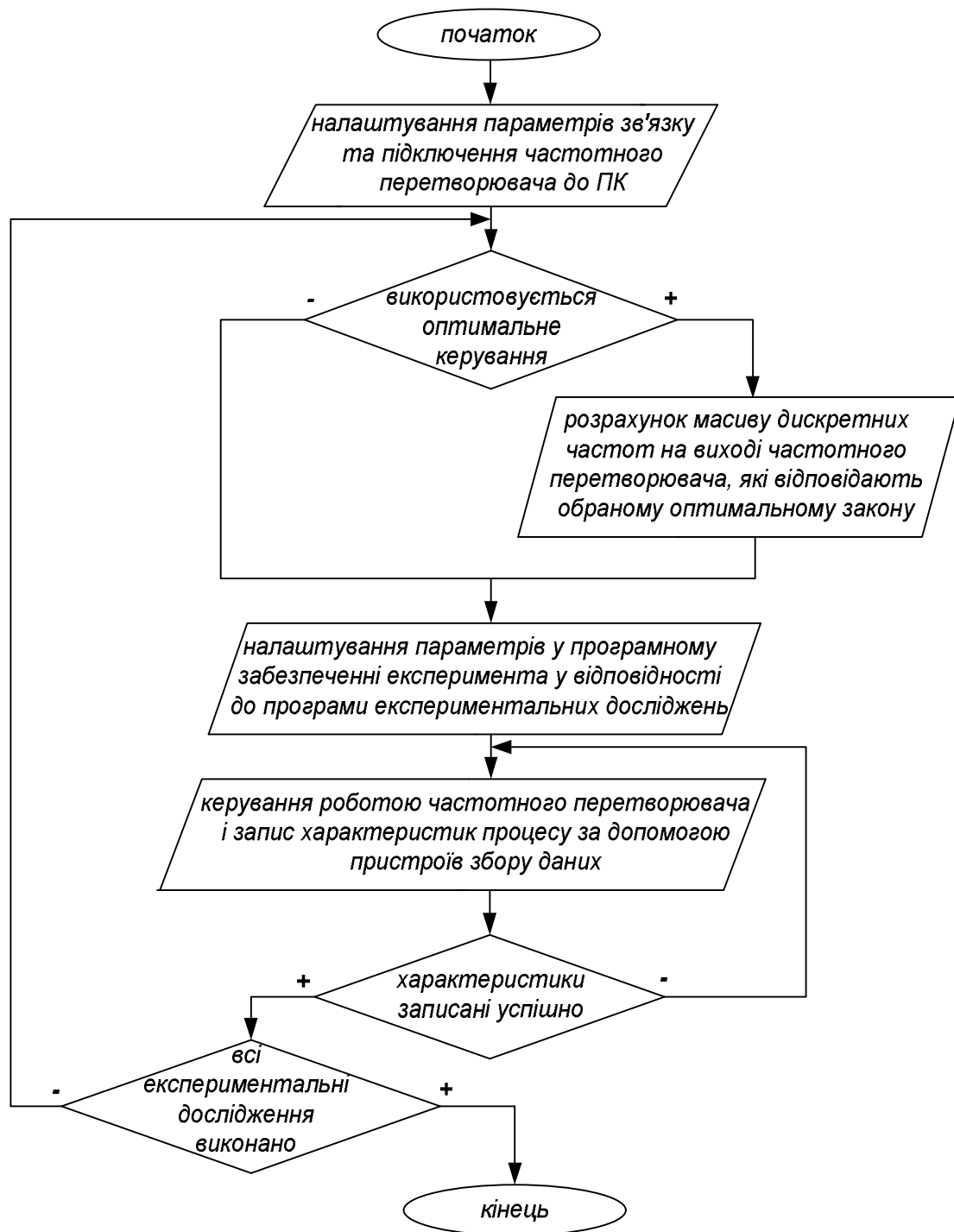


Рис. 1 – Блок-схема алгоритму використання програмного забезпечення під час проведення експериментальних досліджень

Опишемо роботу програми. Для того, щоб перевести керування частотним перетворювачем в режим керування з мережі (комп'ютерне керування) необхідно вибрати порт комп'ютера, через який буде здійснюватись передача і прийом даних. Після того, як порт вибрано користувач програми натискає кнопку „Підключення”. Перемикання керування у мережеве виконується натисканням кнопки „Встановити” при вибраній позначці „Мережеве (NET)” на панелі „КЕРУВАННЯ”. Ця дія спричиняє передачу на частотний перетворювач пакету даних, які переводять частотний перетворювач у керування з мережі. При цьому на частотному перетворювачі загоряється індикатор режиму керування „NET”.

Піднімально-транспортні машини

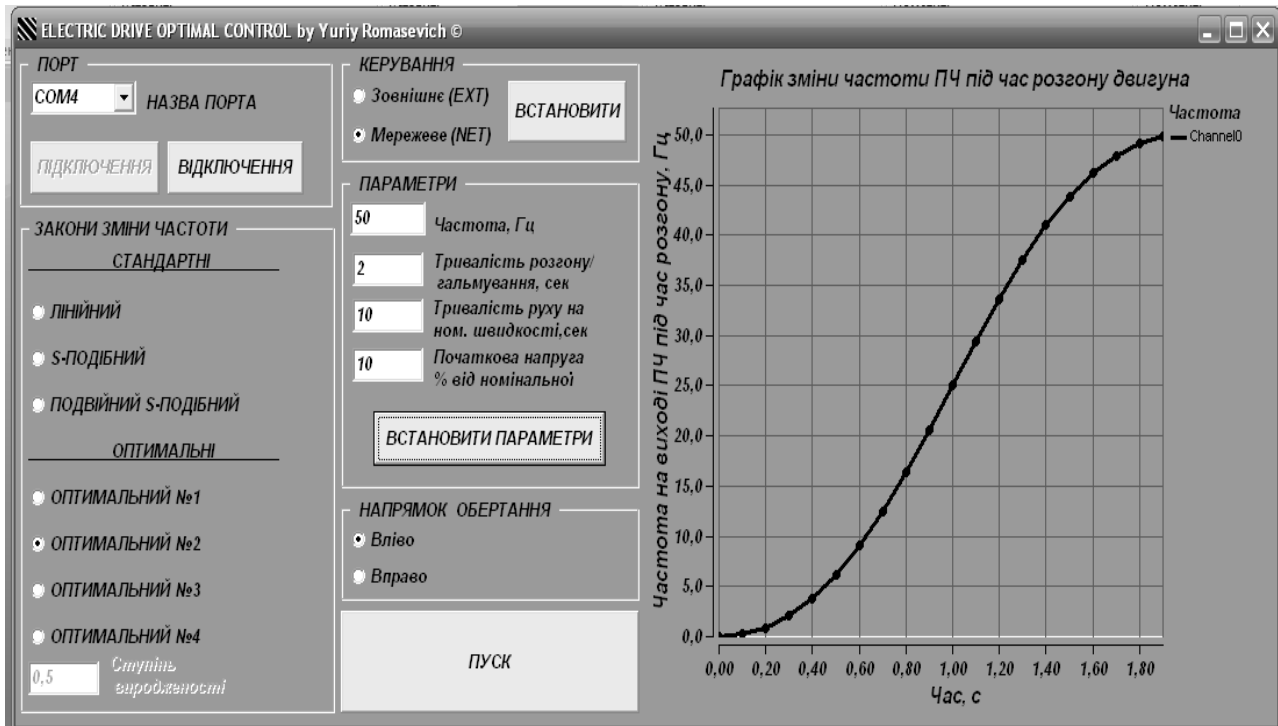


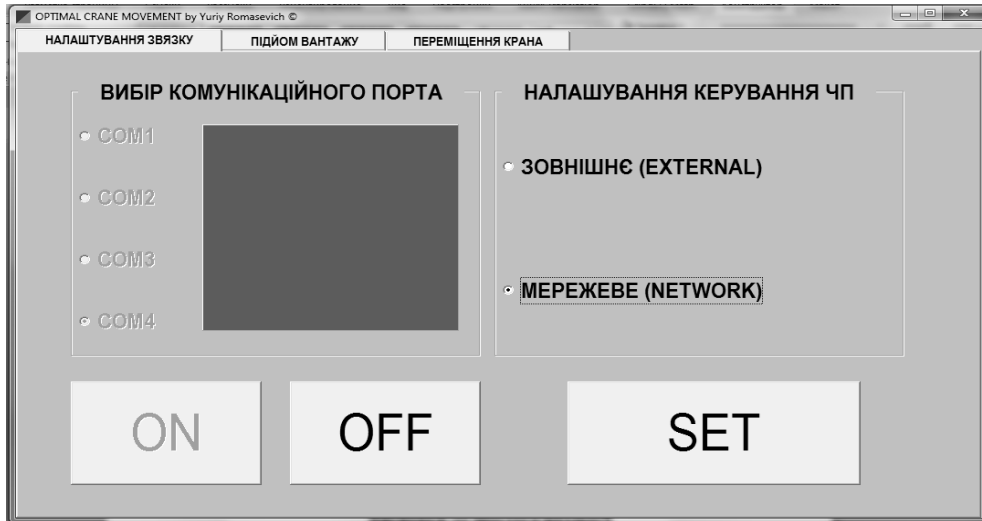
Рис. 2 – Вікно програми „ELECTRIC DRIVE OPTIMAL CONTROL by Yuriy Romasevich”

Надалі користувач програми вибирає закони зміни частоти напруги живлення двигуна. У програмі можна вибрати стандартні (лінійну, S-подібну та подвійну S-подібну) та оптимальні характеристики розгону/гальмування двигуна. Оптимальні неперервні закони розгону/гальмування двигуна перетворюються у дискретні із кроком дискретизації за часом 0,1 секунд. Між дискретними значеннями частот зміна частоти напруги на виході частотного перетворювача виконується за лінійним законом.

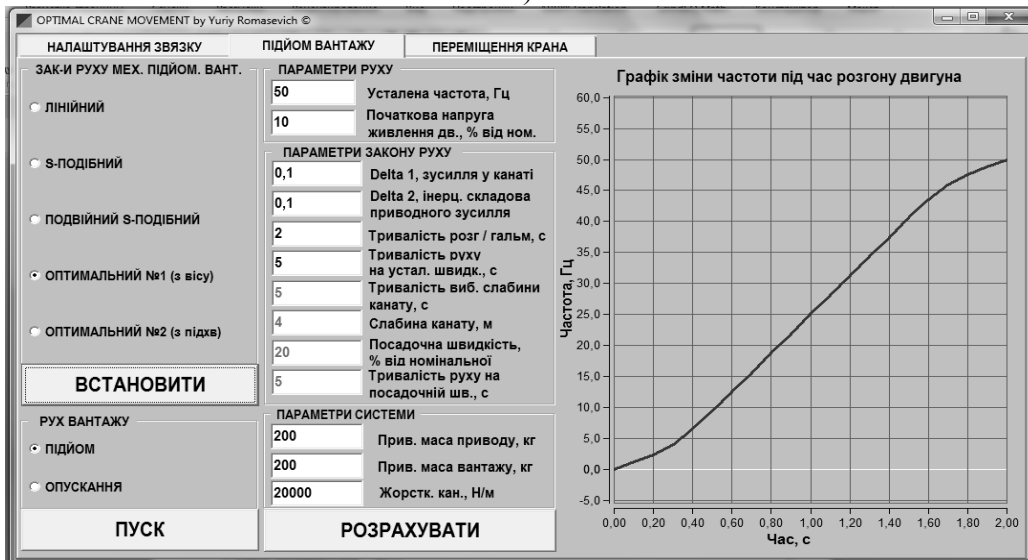
Після цього на панелі „ПАРАМЕТРИ” користувач задає: значення частоти напруги живлення двигуна; тривалості розгону і гальмування; тривалості роботи двигуна при швидкості, яка відповідає заданому значенню частоти; початкову напругу живлення двигуна в процентах від її номінального значення. Задавши всі вказані параметри користувач натискає кнопку „Встановити параметри”, що викликає передачу команд налаштування відповідних параметрів до частотного перетворювача. Після вибору напрямку обертання користувач нажимає кнопку „Пуск”, що викликає передачу на частотний перетворювач відповідної команди. При цьому частота напруги живлення двигуна починає змінюватись у відповідності до отриманих дискретних значень частоти. Зміна частоти напруги живлення двигуна викликає зміну швидкості руху його ротора. Після того, як останнє значення частоти із масиву дискретних частот програми буде відпрацьовано частотним перетворювачем з комп’ютера надходить команда зупинки частотного перетворювача (остання команда). Вона викликає зупинку та відключення двигуна від частотного перетворювача.

Для проведення виробничого експерименту було використано програмне забезпечення „OPTAMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich”. На рис. 3. показано зовнішній вигляд вкладок (вікон) програми.

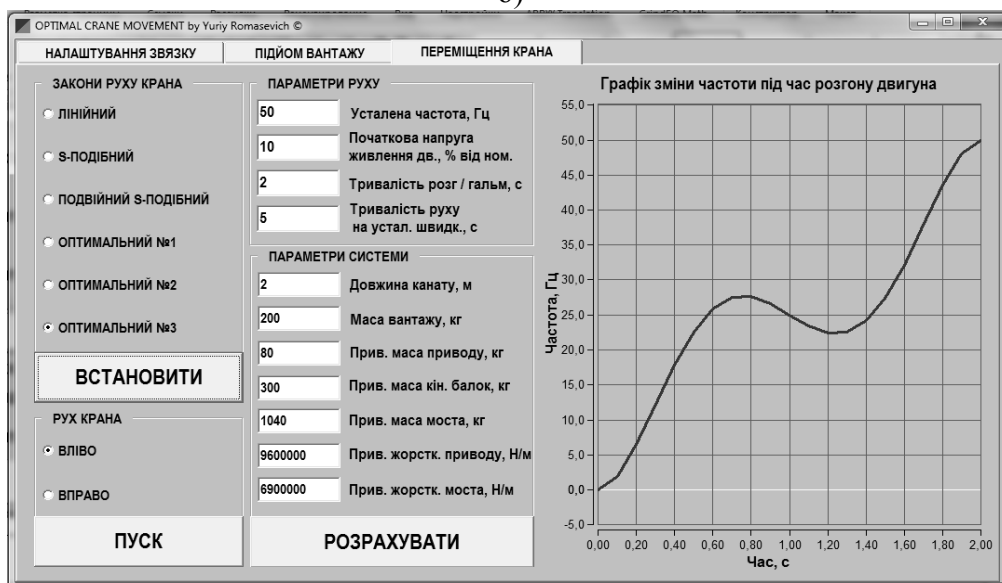
Піднімально-транспортні машини



а)



б)



в)

Рис. 3 – Вкладки розробленої програми „OPTAMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich”: а) „НАЛАШТУВАННЯ ЗВ'ЯЗКУ”; б) „ПІДЙОМ ВАНТАЖУ”; в) „ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА”

Піднімально-транспортні машини

У вкладці „НАЛАШТУВАННЯ ЗВ'ЯЗКУ” користувач вибирає номер комунікаційного порта комп'ютера та виконує переведення керування частотним перетворювачем у режим керування з мережі (від комп'ютера). У вкладках „ПІДЙОМ ВАНТАЖУ” та „ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА” виконується налаштування режимів руху механізмів переміщення крана та підйому вантажу відповідно.

Програма „OPTAMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich” дозволяє керувати двома частотними перетворювачами одночасно. Це досягається за рахунок: 1) розпаралелювання потоків відправки команд керування частотним перетворювачем (відправка команд керування частотними перетворювачами відбувається по одному каналу зв'язку); 2) використання повідомлень. Створення двох незалежних один від одного потоків у одній програмі дозволяє значно спростити алгоритм передачі команд на частотні перетворювачі.

При відправці команд керування по одному каналу зв'язку між комп'ютером та частотними перетворювачами використані програмні повідомлення. Наприклад, доступ до ресурсу комунікаційного порта (каналу зв'язку) може бути зайнятий лише одним потоком. Коли ресурс намагається „захопити” інший потік, може виникнути конфлікт, який призведе до зриву процедури керування частотними перетворювачами. Для уникнення таких ситуацій у програмі використані повідомлення. При необхідності відправки команд керування по комунікаційному порту в локальному потоці програми відбувається відправка повідомлення основному потоку програми з певною командою (команда представляється у вигляді рядкової змінної - string). Продовження виконання команд у потоці відбувається лише після того, як оброблювач процедури відправки повідомлення закінчує свою роботу. Це дозволяє уникнути конфліктів.

Висновки

Важливою тенденцією розвитку вантажопідйомної техніки є вдосконалення існуючих та розробка нових програмних продуктів, які дозволяють за існуючої апаратної частини досягти значного підвищення ефективності експлуатації кранів. Використання розробленого програмного забезпечення „ELECTRIC DRIVE OPTIMAL CONTROL by Yuriy Romasevich” та „OPTAMAL CRANE MOVEMENT by Yuriy Romasevich” дозволяє встановити ефективність цифрового керування частотними перетворювачами, які працюють у складі кранового електроприводу (механізми підйому вантажу та переміщення крана). Крім того, вказані програмні продукти дозволяють виконувати рух механізмів за оптимальними законами, що покращує енергетичні та динамічні показники роботи кранового обладнання.

Подальші дослідження у сфері розробки програмного забезпечення для керування рухом механізмів крана полягають у переведенні розроблених програм на мікроконтролерну платформу.

Список використаних джерел:

1. Siemens. Simocrane. Crane Management System (CMS). System manual. Valid for version 4.1. SP1. – 2011. – 224 p. [Електронний ресурс]. – Режим доступа: https://www.google.com.ua/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CBwQFjAA&url=http%3A%2F%2Fcache.automation.siemens.com%2Fdnl_iis%2FTk%2FTkyNDUyMzMA_49202657_HB%2FCMS_System_2011-03_en_en-US.pdf&ei=SiB7VJSIOsv4yQO__IL4Cw&usg=AFQjCNH3DRTQ7WBmLobg0JNSrhEUN6Q6wA&bvm=bv.80642063,d.bGQ&cad=rja

2. Smart Solution – интеллектуальные функции там, где важнее всего [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.konecranes.com.ua/brochures/SmartSolutions.pdf>.
3. Планировщик работ LICCON для пневмоколесных и гусеничных кранов Liebherr [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.liebherr.com/CMS/downloads/AT_LICCON_Einsatzplaner_ru.pdf.
4. Anti-sway automation for any crane. SmartCrane [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.smartcrane.com/.
5. Преобразователи частоты FR-D7 [Электронный ресурс]: руководство по эксплуатации: артикул 218004. Версия В. Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2008. – 484 с. – Режим доступа: http://back.es-electro.ru/res/production/files/FR-D700_Manual%20_rus.pdf.

References

1. Siemens 2011, *Simocrane. Crane Management System (CMS). System manual. Valid for version 4.1. SP1*, <https://www.google.com.ua/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CBwQFjAA&url=http%3A%2F%2Fcache.automation.siemens.com%2FdnI_iis%2FTk%2FTkyNDUyMzMA_49202657_HB%2FCMS_System_2011-03_en-US.pdf&ei=SiB7VJSIOsv4yQO__IL4Cw&usg=AFQjCNH3DRTQ7WBmLobg0JNSrhEUN6Q6wA&bvm=bv.80642063,d.bGQ&cad=rja>.
2. Konecranes, *Smart Solution – intelektualnye funktsii tam, gde vazhnee vsego*, viewed 2014, <<http://www.konecranes.com.ua/brochures/SmartSolutions.pdf>>.
3. Liebherr 2005, *Planirovshchik rabot LICCON dlya pnevmokolesnykh i gusenichnykh kranov Liebherr*, <http://www.liebherr.com/CMS/downloads/AT_LICCON_Einsatzplaner_ru.pdf>.
4. SmartCrane, LLC, *Anti-sway automation for any crane. SmartCrane*, viewed 2014, <www.smartcrane.com/>.
5. Mitsubishi Electric Industrial Automation 2008, *Preobrazovateli chastoty FR-D7: rukovodstvo po ekspluatatsii: artikul 218004. Versiya V*, <http://back.es-electro.ru/res/production/files/FR-D700_Manual%20_rus.pdf>.

Стаття надійшла до редакції 20 липня 2014 р.

УДК 658.5:621.86

ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ КОНТРОЛЯ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ПТМ

©Смирнов И. П., Павлова А. А.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Смирнов Ігор Петрович: ORCID: 0000-0002-5982-8123; smirnov_ip@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Павлова Ганна Олексіївна: ORCID: 0000-0002-7333-4242; pavlova_aa@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Рассмотрены вопросы влияния погрешности измерительного средства на достоверность контроля при производстве подъемно-транспортных машин.

Проведен анализ зависимости двумерного нормального распределения контролируемого параметра и погрешности измерения, характеризующих риск поставщика и риск заказчика.

В результате проведенных исследований выявлена зависимость между вероятностью ошибок при контроле и погрешностью изготовления и даны рекомендации по повышению качества контроля продукции.

Полученные результаты будут полезны при проектировании технологических процессов контроля при производстве подъемно-транспортных машин.

Ключевые слова: погрешность измерения; нормальный закон распределения; вероятность ошибок I и II рода; риск поставщика и риск заказчика.

Смирнов І. П., Павлова Г. О. «Оцінка достовірності контролю при виробництві ПТМ».

Розглянуто питання впливу похибки вимірювального засобу на вірогідність контролю при виробництві підйомно-транспортних машин.

Проведено аналіз залежності двовимірного нормального розподілу контрольованого параметра і похибки виміру, що характеризують ризик постачальника і ризик замовника.

В результаті проведених досліджень виявлено залежність між імовірністю помилок при контролі і похибкою виготовлення та надано рекомендації щодо підвищення якості контролю продукції.

Отримані результати будуть корисні при проектуванні технологічних процесів контролю при виробництві підйомно-транспортних машин.

Ключові слова: похибка вимірювання; нормальний закон розподілу; ймовірність помилок I і II роду; ризик постачальника і ризик замовника.

Smyrnov I., Pavlova H. “Validation of control in the production of handling machines”.

The questions of the impact of the error on the accuracy of the measurement means control in the manufacture of material handling machines.

The dependence of the bivariate (two-dimensional) normal distribution of the controlled parameter and measurement uncertainty characterizing the supplier's risk and the risk of the customer.

The studies revealed the relationship between the probability of errors in the control and accuracy of production and recommendations for improving the quality control of products.

The results will be useful in the design process control in the manufacture of material handling machines.

Keywords: measurement error; normal distribution; the probability of error types I and II; the risk of the supplier and the customer's risk.

1. Введение

Для успешной интеграции Украины в европейский и мировой рынки, в частности, в подъемно-транспортном машиностроении, большую роль играет повышение качества. В связи с этим возникает немало проблем, связанных с технологией, организацией и другими аспектами производства.

Одним из показателей, влияющих на конкурентоспособность изделий подъемно-транспортного машиностроения, является процент брака. Поскольку цена брака переносится на качественную продукцию, то на рынке выигрывают предприятия с минимальным процентом брака. Учет, анализ, выводы и принимаемые меры по предотвращению брака предусматривают активное использование статистических методов.

Качество изделий подъемно-транспортного машиностроения напрямую зависит от качества составляющих ее деталей и узлов. На точность изготовления детали влияют многочисленные факторы. Основными источниками появления отклонений от заданных размеров и формы деталей является: неточность оборудования, приборов и режущих инструментов, их износ; неоднородность заготовки для деталей по размерам, форме, механическим свойствам; неточность базирования заготовки в приспособлении; температурные колебания; упругие деформации; погрешности при измерении и контроле и другие.

Законов рассеяния размеров деталей известно много, но наибольшее распространение получили равновероятностный, треугольный и нормальный. Учитывая, что точность большинства деталей подъемно-транспортных машин соответствуют 9 качеству и грубее, остановим наше внимание на нормальном законе.

Кроме рассеяния размеров при изготовлении существует также вероятность ошибок при контроле. Измерения и контроль являются основными методами оценки нахождения параметров продукции в заданных пределах. Погрешности, возникающие при контроле, вносят определённую вероятность ошибок и могут негативно сказаться на качестве продукции. Другими словами, существует вероятность признания годных деталей бракованными и наоборот.

2. Цель работы

Целью является выявление вероятностей ошибок, возникающих при контроле, в зависимости от погрешности измерительных средств.

При этом ставятся задачи:

- определение вероятности браковки годной продукции и признания годным брака (ошибок I и II рода) при контроле продукции;
- оценить влияние погрешности измерения на указанные ошибки.

3. Исследования и результаты

Параметры годной продукции должны находиться в пределах

$$x_{min} < x_i < x_{max},$$

где x_i - контролируемый параметр,

x_{min}, x_{max} - предельные значения контролируемого параметра.

Если известен закон распределения значений параметра $f(x)$, то:

- вероятность годной продукции (параметр продукции находится в поле допуска)

$$P_s = \int_{x_{min}}^{x_{max}} f(x) dx ;$$

- вероятность бракованной продукции (параметр продукции находится вне поля допуска)

$$P_b = \int_0^{x_{min}} f(x) dx + \int_{x_{max}}^{\infty} f(x) dx .$$

Величины P_s и P_b являются вероятностями появления события без учёта погрешностей при измерении y_i , которые, как известно, приводят к деформированию закона распределения параметра, при этом вместо фактической величины x_i будет зарегистрирована случайная величина $(x_i + y_i)$.

По [1] погрешность средства измерения должна находиться в пределах 10 %...35 % допуска контролируемого параметра. Однако, кроме средства измерения, на результаты влияют и другие факторы. Далее под погрешностью измерение подразумеваем суммарную погрешность, которая учитывает все виды погрешностей процесса измерения.

Общепринято, что распределение погрешностей при измерениях происходит по нормальному закону.

На рисунке 1 графически показано распределение контролируемого параметра x_i и погрешности измерения y_i по нормальному закону (σ_y – среднее квадратическое отклонение суммарной погрешности измерения, $d = 6\sigma_y$ – суммарная погрешность измерения).

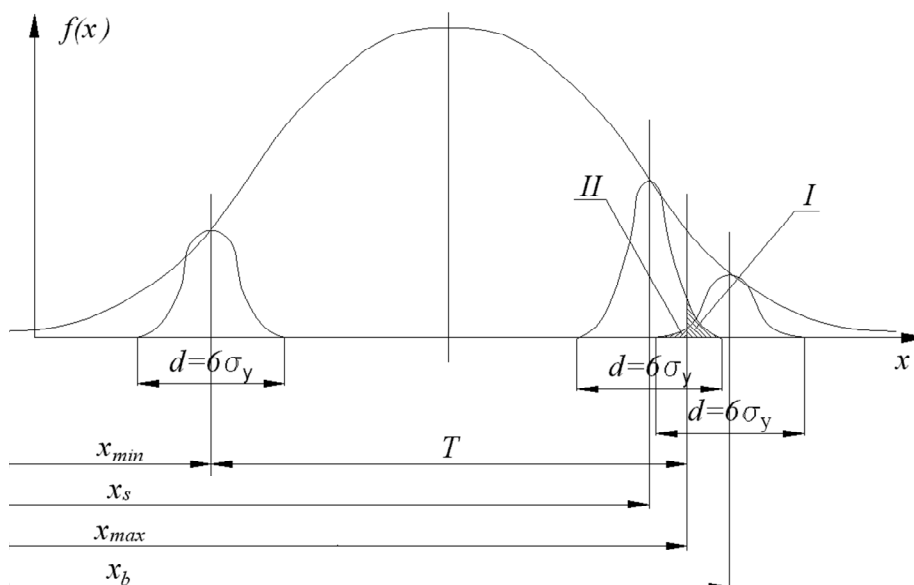


Рис. 1 – Распределение контролируемого параметра и погрешности измерения

При этом возможны варианты:

- $(x_{min} + d/2) < x_i < (x_{max} - d/2)$ - параметр продукции гарантировано находится в поле допуска T (продукция годная),
- $x_i < (x_{min} - d/2)$ и $x_i > (x_{max} + d/2)$ - параметр продукции гарантировано находится вне поля допуска (продукция бракована),
- $(x_{min} - d/2) < x_i < (x_{min} + d/2)$ и $(x_{max} - d/2) < x_i < (x_{max} + d/2)$ - утверждают о нахождении параметра продукции в поле допуска, либо вне поля допуска, можно лишь с определённой вероятностью.

Таким образом, заштрихованная область I характеризует вероятность браковки годной продукции (фактическое значение параметра $x_{min} < x_s < x_{max}$), а область II – наоборот, вероятность признания годным брака (фактическое значение параметра $x_b < x_{min}$, либо $x_{max} < x_b$).

Для наглядности дадим двумерный график $f(x,y)$ нормального распределения (рисунок 2), в котором распределение контролируемого параметра $f(x)$ показано по оси абсцисс, а погрешности при измерениях $f(y)$ – по оси ординат. Предельно-допустимый параметр ограничен плоскостью 1, а вероятность браковки годной продукции и признания годным брака – плоскостью 2.

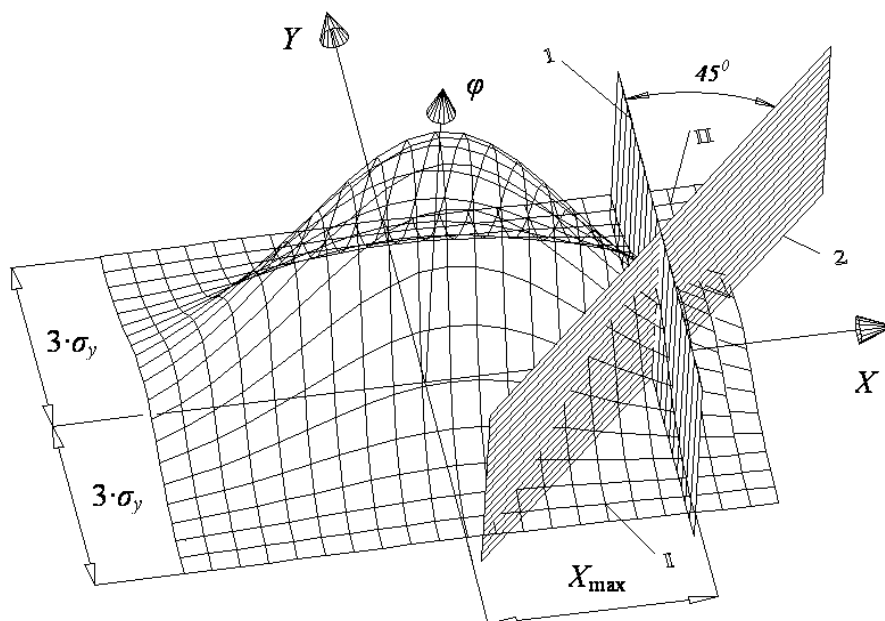


Рис. 2 – Двумерное распределение контролируемого параметра и погрешности измерения

Эти плоскости отсекают от объёма фигуры, ограниченной функцией $f(x,y)$ и плоскостью осей x,y , части I и II , которые соответствуют вероятности браковки годной продукции (ошибки I рода) и вероятности признания годным брака (ошибки II рода).

Встречаются и другие названия этих ошибок: риск поставщика и риск заказчика, ложный и необнаруженный отказ, ложная тревога и ложный отбой, ложное стирание и необнаруженная ошибка и тому подобное [2, 3].

В общем виде зависимость двумерного нормального распределения выглядит так

$$\phi(x,y) = \frac{1}{2\pi\sigma_x\sigma_y\sqrt{1-\rho^2}} \cdot \exp\left[-\frac{1}{2(1-\rho^2)} \cdot (u_x^2 - 2\rho \cdot u_x \cdot u_y + u_y^2)\right],$$

Піднімально-транспортні машини

где $u_x = \frac{x_i - \bar{x}}{\sigma_x}$, $u_y = \frac{y_i - \bar{y}}{\sigma_y}$,

$\bar{x}, \bar{y}$ – фактическое среднее значение контролируемого параметра и отклонение от него измеренного значения,

σ_x^2, σ_y^2 – средние квадратические отклонения от фактического значения параметра при изготовлении и при измерении соответственно,

$\rho = \frac{M_{xy}}{\sigma_x \cdot \sigma_y}$ – коэффициент корреляции,

$M_{xy} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}}{n}$ – статистический момент,

n – количество измерений.

Введём следующие обозначения

$$z = \frac{X_{\max}}{\sigma_x}, \quad s = \frac{\sigma_y}{\sigma_x}.$$

где $X_{\max} = (x_{\max} - \bar{x})$ – предельно допустимые отклонения контролируемого параметра от $\bar{x}$.

Перейдём к относительным координатам

$$\tilde{x} = \frac{X}{\sigma_x}, \quad \tilde{y} = \frac{Y}{\sigma_y}.$$

где $X = (x_i - \bar{x})$ – отклонение фактического значения контролируемого параметра от его среднего значения,

$Y = (y_i - \bar{y})$ – отклонение показаний средства измерения от фактического значения контролируемого параметра.

Тогда объём фигуры I, характеризующей вероятность браковки годной продукции (ошибка I рода), определится из выражения

$$F_I(s, z, \rho) = \frac{s}{2\pi\sqrt{1-\rho^2}} \cdot \int_0^z \int_{z-\tilde{x}}^{\tilde{x}} \exp\left\{-\frac{s \cdot (\tilde{x}^2 - 2\rho \cdot \tilde{x} \cdot \tilde{y} + \tilde{y}^2)}{2 \cdot (1-\rho^2)}\right\} d\tilde{y} d\tilde{x}$$

Объём фигуры II, характеризующей вероятность признания годным брака (ошибка II рода), выглядит

$$F_{II}(s, z, \rho) = \frac{s}{2\pi\sqrt{1-\rho^2}} \cdot \int_0^{z-\tilde{x}} \int_z^{\tilde{x}} \exp\left\{-\frac{s \cdot (\tilde{x}^2 - 2\rho \cdot \tilde{x} \cdot \tilde{y} + \tilde{y}^2)}{2 \cdot (1-\rho^2)}\right\} d\tilde{y} d\tilde{x}$$

Влияние величины $z = \frac{X_{\max}}{\sigma_x}$ и отношения $s = \frac{\sigma_y}{\sigma_x}$ на вероятность ошибки I рода

показано на рисунке 3, а на вероятность ошибки II рода – на рисунке 4.

Сравнительное соотношение вероятностей ошибок I и II рода показано на рисунке 5 (относительная погрешность процесса измерения принята $s = 0,2$).

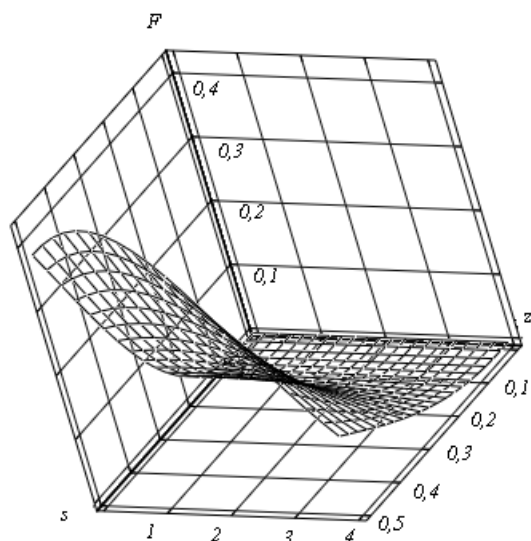


Рис. 3 – Зависимость вероятности ошибки

$$\text{I рода от } z = \frac{X_{\max}}{\sigma_x} \text{ и } s = \frac{\sigma_y}{\sigma_x}$$

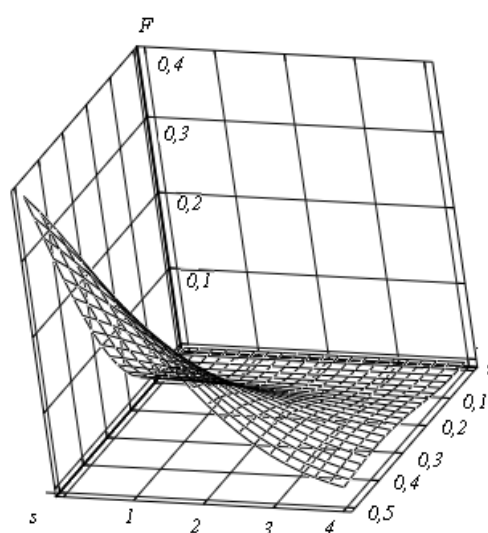
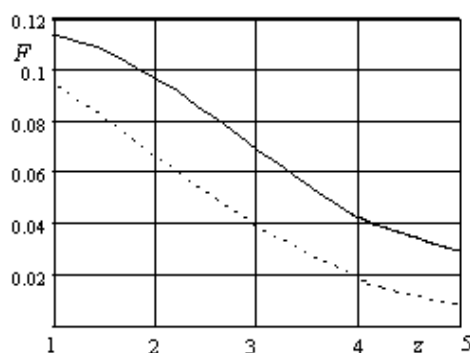


Рис. 4 – Зависимость вероятности ошибки

$$\text{II рода от } z = \frac{X_{\max}}{\sigma_x} \text{ и } s = \frac{\sigma_y}{\sigma_x}$$

Рис. 5 – Вероятность ошибок при $s = 0,2$: сплошная – ошибки I рода; точечная – ошибки II рода

Выводы

В результате проведенных исследований:

- для нормального закона распределения контролируемой величины и погрешности измерения получены зависимости вероятностей ошибок I и II рода, возникающих при контроле;
- показано, что при нормальных законах распределения контролируемого параметра и погрешности измерения отношение вероятности браковки годной продукции (ошибок I рода) к вероятности признания годным брака (ошибкам II рода) всегда больше 1;
- при контроле продукции рекомендуется

делить её на три группы: гарантировано годная, гарантировано бракованная и требующая дополнительного контроля при повышенных требованиях к точности процесса измерения.

Полученные результаты могут быть полезны при проектировании технологических процессов контроля при производстве подъемно-транспортных машин.

Список использованных источников:

1. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм: ГОСТ 8.051-81 (СТ СЭВ 303-76). – Офиц. изд. – Взамен ГОСТ 8.051-73 ; введ. 1982-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 10 с. : ил. – (Государственная система обеспечения единства измерений).
2. Сергеев А. Г. Метрология: учеб. пособие для вузов / А. Г. Сергеев, В. В. Крохин. – М. : Логос, 2001. – 408 с.
3. Сергеев А. Г. Сертификация: учеб. пособие для вузов / А. Г. Сергеев, М. В. Латышев. – М.: Логос, 2000. – 248 с.

References

1. Gosudarstvennaya sistema obespecheniya edinstva izmereniy, 1987, *Pogreshnosti, dopuskaemye pri izmerenii lineynykh razmerov do 500 mm*, GOST 8.051-81 (ST SEV 303-76), Izdatelstvo standartov, Moskva.
2. Sergeev, A & Krokhin, V 2001, *Metrologiya*: Izdatelskaya korporatsiya "Logos", Moskva.
3. Sergeev, A & Latyshev, M 2000, *Sertifikatsiya*, Izdatelskaya korporatsiya "Logos", Moskva.

Стаття надійшла до редакції 10 листопада 2014 р.

УДК 621.863.2

ДАВЛЕНИЕ ВИТКОВ КАНАТА НА ОБОЛОЧКУ БАРАБАНА

©Фидровская Н. Н., Ломакин А. А.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Фідровська Наталія Миколаївна: ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uipa.edu.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Ломакін Андрій Олександрович: ORCID 0000-0001-6729-3168; delgado@bk.ru; аспірант кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

В статье рассмотрено поведение оболочки барабана под влиянием витков каната. Для этого оболочка была разбита на элементарные участки и представлена нагруженной, сосредоточенными кольцевыми нагрузками от действия витков каната.

Проведен анализ 8 литературных источников по вопросу давления витков каната на оболочку барабана. Поэтапно описано выведение расчетной формулы для коэффициента снижения натяжения каната. Сделано сравнение результатов, полученных из расчетных формул и данных из экспериментов М. П. Артеменко. Введен поправочный коэффициент в расчетную формулу для более точного решения. Построена эпюра давления витков каната на оболочку барабана.

Введенный поправочный коэффициент дал возможность более точно определять коэффициент снижения натяжения для *i*-того витка каната. Построенная эпюра показала, что максимальное давление возникает на середине пролета между лобовинами и кольцом жесткости, а своё минимальное значение давление приобретает возле лобовин и кольца жесткости.

Ключевые слова: натяжение витков каната; оболочка барабана; кольцо жесткости; лобовина; витки каната; прогиб оболочки.

Фідровська Н. М., Ломакін А. О. «Тиск витків каната на оболонку барабана».

У статті розглянуто поведінку оболонки барабана під впливом витків канату. Для цього оболонка була розбита на елементарні ділянки і представлена навантаженою, зосередженими кільцевими навантаженнями від дії виток каната.

Проведено аналіз 8 літературних джерел з питання тиску витків канату на оболонку барабана. Поетапно описано виведення розрахункової формули для коефіцієнта зниження натягу канату. Зроблено порівняння результатів, отриманих з розрахункових формул і даних з експериментів М. П. Артеменко. Введено поправочний коефіцієнт в розрахункову формулу для більш точного рішення. Побудована епюра тиску витків канату на оболонку барабана.

Введений поправочний коефіцієнт надав можливість більш точно визначати коефіцієнт зниження натягу канату для *i*-того витка канату. Побудована епюра показала, що максимальний тиск виникає на середині прольоту між лобовиною і кільцем жорсткості, а свого мінімального значення тиск набуває біля лобовини і кільця жорсткості.

Ключові слова: натяг витків канату; оболонка барабану; кільце жорсткості; лобовина; витки каната; прогин оболонки.

Fidrovsk N., Lomakin A. “Pressure of turn’s wire rope on the drum shell”.

The paper considers the behavior of the shell of the drum under the influence of turns of the rope. To do this, the shell was divided into elementary sections and presented loaded concentrated loads from the action of the ring coil of rope. The analysis of 8 references on pressure coils of rope on the drum shell. Phased elimination described calculation formula for the coefficient of reduction of tension of the rope. Made a comparison of the results obtained from the calculation formulas and data from experiments M. P. Artemenko. Introduced a correction coefficient in the calculation formula for a more accurate solution. Built diagram of pressure coils of rope on the drum shell.

Introduced by the correction factor given the opportunity to more accurately determine the coefficient for reducing the tension of the i th wirerope wrap. Built diagram showed that the maximum pressure occurs at the midspan between forehead and ring stiffness, and its minimum value near forehead and stiffening ring.

Keywords: tension turns of rope; the shell of the drum; the ring stiffness; forehead; turns of rope; deflection of the shell.

1. Введение

Канат под влиянием действующей нагрузки растягивается и в таком состоянии навивается на оболочку барабана. Если оболочка абсолютно жесткая, что имеет место при литых барабанах, то в навившемся канате сохраняется первоначальное натяжение, так как конец его жестко закреплен на барабане и удлинение каната не может изменить своей первоначальной величины.

При навивке каната на упругую оболочку сварного или комбинированного барабана оболочка, от действия витков каната, деформируется не только под вновь навивающимся витком, но и под витками навитыми ранее. Вследствие деформации уменьшаются первоначальный радиус оболочки и длина витков каната, навитых на нее, что ведет к уменьшению первоначальной деформации каната, полученной им от действия нагрузки, и уменьшению натяжения, с которым канат навился на барабан.

2. Анализ литературных источников

Вопросам определения влияния упругих деформаций оболочки барабана на натяжение витков каната, а следовательно, на величину давления их на оболочку посвящены теоретические исследования ряда авторов [1–5].

Все они исходят из общего положения теории оболочек: элементарную полосу шириной в 1 см, вырезанную вдоль образующей цилиндрической оболочки, можно рассматривать как балку, лежащую на упругом основании [6]. Основанием здесь является отброшенная часть оболочки.

Рассматривая оболочку бесконечной длины или принимая определенные граничные условия на ее концах, авторы получают различного вида дифференциальные уравнения изменения давления каната или прогиба оболочки вдоль образующей барабана, решение которых получается в громоздкой форме, неудобной для практического использования.

Авторы [2], [3] также находят уравнение прогиба оболочки от действия витков каната и устанавливают по прогибу величину снижения натяжения каната, навитого на барабан. Второе решение является более простым и дает результаты, мало отличающиеся от первого.

В настоящее время получило экспериментальное подтверждение только исследование, проведенное Б. А. Морозовым [2].

Піднімально-транспортні машини

3. Основная часть

Вырежем из оболочки барабана элементарную дугу (рис. 1) с центральным углом $d\varphi$, на которую навит виток каната с натяжением T .

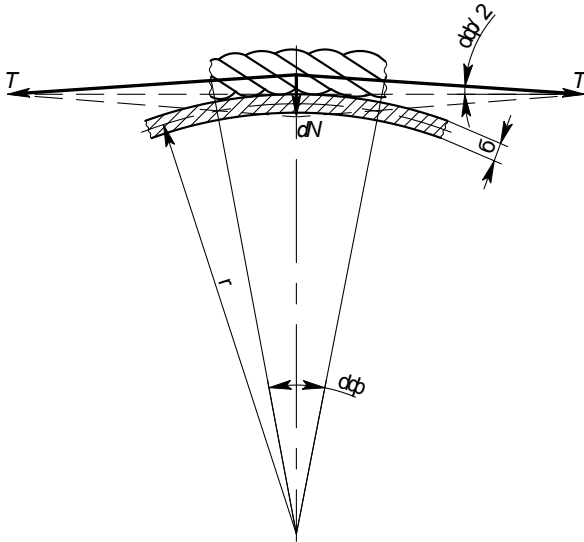


Рис. 1 – Элементарная дуга барабана с навитым на нее канатом

Переносим силы T по линии их действия в одну точку и складывая их геометрически, получим равнодействующую dN давления каната на барабан, направленную радиально. При геометрическом сложении сил, равных по величине, получается ромб.

Углы, образованные направлением сил натяжения каната с горизонтальной диагональю, будут $d\varphi/2$, а величина радиального давления каната dN определится выражением

$$dN = 2T \sin \frac{d\varphi}{2}$$

Ввиду малости угла $\frac{d\varphi}{2}$ можно принять $\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$, тогда

$$dN = T d\varphi$$

Удельное давление витка каната на барабан на дуге длиной $r d\varphi$ будет

$$p = \frac{dN}{r d\varphi} = \frac{T}{r} \quad (1)$$

где r – радиус оболочки барабана.

Таким образом, действие витков каната, навитых на оболочку литого барабана, можно представить в виде сосредоточенной кольцевой нагрузки с удельным давлением p и с расстоянием между кольцами, равным шагу навивки каната $t = d + \varepsilon$.

Дифференциальное уравнение балки, лежащей на упругом основании, нагруженной равномерно распределенным давлением q , будет [6].

$$\frac{d^4 y}{dx^4} + \frac{k}{EI} y = \frac{q}{EI}, \quad (2)$$

где k – реакция на единицу длины балки при прогибе, равном единице;

EI — жесткость балки, кг·см².

Это уравнение, решенное для случая прогиба балки значительной длины, имеет вид

$$y = \frac{q dx}{8\beta^3 EI} e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x), \quad (3)$$

где $\beta = \sqrt[4]{\frac{k}{4EI}}$ – коэффициент упругого основания балки;

x – расстояние от точки приложения силы до места определения прогиба, см.

Если оболочку представить нагруженной сосредоточенными кольцевыми нагрузками от действия витков каната, в уравнение (3) вместо распределенной нагрузки pdx нужно подставить сосредоточенную нагрузку p на единицу длины оболочки

$$y = \frac{P}{8\beta^3 EI} e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x), \text{ см.} \quad (4)$$

По закону Гука, напряжение сжатия элемента оболочки шириной 1 см под действием натяжения каната T будет

$$\sigma = \frac{T}{\delta} = E\varepsilon_{об} = E \frac{y}{r}, \text{ кг/см}^2,$$

где δ - толщина оболочки, см;

$\varepsilon_{об} = \frac{y}{r}$ - относительное сжатие оболочки под действием витков каната.

Подставляя вместо T его выражение из формулы (1) и решая относительно p , получим

$$p = E \frac{y}{r^2} \delta, \text{ кг/см.} \quad (5)$$

При $y=1$ реакция k от давления p будет

$$k = E \frac{\delta}{r^2}, \text{ кг/см.} \quad (6)$$

При определении жесткости элементарной балки шириной 1 см, вырезанной вдоль образующей оболочки, нужно иметь в виду, что поперечное сечение элементарной полоски не искажается при изгибе благодаря присутствию соседних частей изгибаемой оболочки, то есть, растяжение и сжатие не сопровождаются поперечной деформацией. В таком случае вместо модуля упругости E нужно принимать $\frac{E}{1-\mu^2}$ (где μ - коэффициент Пуассона).

Момент инерции сечения элементарной полоски толщиной δ и шириной 1 см будет $I = \frac{1\delta^3}{12} \text{ см}^4$.

Таким образом, жесткость элементарной полоски, вырезанной вдоль образующей барабана, называемая цилиндрической жесткостью, будет

$$D = EI = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$$

или при значении $\mu=0,3$

$$D = EI = \frac{E\delta^3}{10,9}. \quad (7)$$

Подставляя значение k и $EI=D$ в выражение для p и учитывая, что $\mu=0,3$ получим

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{12E\delta(1-\mu^2)}{4r^2E\delta^3}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r^2\delta^3}} = \frac{1,285}{\sqrt{r\delta}}. \quad (8)$$

При подстановке значения β и $EI=D$ в уравнение (4) и после соответствующих преобразований получим выражение

Піднімально-транспортні машини

$$y = 0,64 \frac{p}{E} \left(\frac{r}{\delta} \right)^{\frac{3}{2}} e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x). \quad (9)$$

Обозначим $y = e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) = \eta_1(\beta x)$, тогда

$$y = 0,64 \frac{p}{E} \left(\frac{r}{\delta} \right)^{\frac{3}{2}} \eta_1(\beta x). \quad (10)$$

Прогиб y будет равен нулю при $\eta_1(\beta x) = 0$, что может иметь место при значении $x = x_0 = \frac{3\pi}{4\beta}$, то есть когда $\cos \frac{3}{4}\pi = -0,707$ и $\sin \frac{3}{4}\pi = +0,707$, откуда

$$x_0 = \frac{3\pi}{4\beta} = \frac{3\pi\sqrt{r\delta}}{4 \cdot 1,285} = 1,83\sqrt{r\delta}. \quad (11)$$

Далее, меняя знак, прогиб y будет уменьшаться, так как при увеличении x , $e^{-\beta x} \rightarrow \approx$.

Вторично прогиб y будет равен нулю при значении $x = x_0' = \frac{7\pi}{4\beta}$ и т.д.

При навивке на оболочку нескольких витков каната каждый из них будет прогибать ее (рис. 2), при этом прогибы соседних витков, уместяющихся на участке длиной x_0 , будут складываться. Суммарный прогиб под первым витком будет

$$y_1 = 0,64 \frac{p}{E} \left(\frac{r}{\delta} \right)^{\frac{3}{2}} [p_1 \eta_1(\beta x_1) + p_2 \eta_2(\beta x_2) + \dots + p_n \eta_n(\beta x_n)],$$

где $n = \frac{x_0}{t}$ - число витков, уместяющихся на участке длиной x_0 при навивке с шагом t ;

$x_1, x_2, \dots, x_n$ - расстояние витков каната от первого витка.

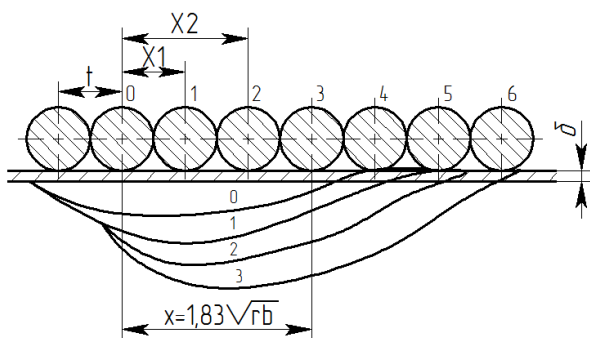


Рис. 2 – Прогиб оболочки при навивке каната

Под влиянием суммарных прогибов оболочка сжимается, радиус ее уменьшается и канат, навитый первоначально с определенным растяжением, ослабляется, то есть натяжение в нем падает.

В первом приближении пренебрегаем уменьшением натяжения каната, считая, что

$p_1 = p_2 = p_3 = p_n = p$, тогда завышенный

$$y_1 = 0,64 \frac{p}{E} \left(\frac{r}{\delta} \right)^{\frac{3}{2}} \sum_{i=1}^n \eta_i(\beta x_i), \quad (12)$$

где $\sum_{i=1}^n \eta_i(\beta x_i) = e^{-\beta x_1} (\cos \beta x_1 + \sin \beta x_1) + e^{-\beta x_2} (\cos \beta x_2 + \sin \beta x_2) + \dots;$

$x_1 = t; x_2 = 2t; \dots; x_n = nt;$

$t = d + \varepsilon$ - шаг навивки каната;

β – коэффициент упругого основания, определяемый по формуле (8).

Значение $\eta_i(\beta x_i)$ находится при помощи таблиц [8].

Исходя из того, что уменьшение относительного удлинения каната равно относительному сжатию оболочки при навивке последующих витков, относительная величина оставшегося натяжения в навитом канате, определяемая коэффициентом снижения натяжения каната C , будет

$$C = \frac{\varepsilon_{\text{кн}} - \varepsilon_{\text{об}}}{\varepsilon_{\text{кн}}} = 1 - \frac{\varepsilon_{\text{об}}}{\varepsilon_{\text{кн}}}, \quad (13)$$

где $\varepsilon_{\text{кн}}$ – относительное удлинение каната при растяжении силой T ;

$\varepsilon_{\text{об}} = \frac{y}{r}$ – относительное сжатие оболочки под действием каната.

При абсолютно жесткой оболочке $\varepsilon_{\text{об}} = 0$, снижение натяжения каната $C = 1$, то есть в канате останется то натяжение, с которым он навивался на барабан.

При упругости оболочки, равной упругости каната $\varepsilon_{\text{об}} = \varepsilon_{\text{кн}}$, коэффициент снижения натяжения $C = 0$, то есть в канате не останется никакого натяжения.

Относительное удлинение каната можно найти из закона Гука $\sigma = E_{\text{кн}} \varepsilon_{\text{кн}}$ (где напряжение каната $\sigma = \frac{T}{F_{\text{кн}}}$), откуда $\varepsilon_{\text{кн}} = \frac{T}{F_{\text{кн}} E_{\text{кн}}}$ (где $E_{\text{кн}}$ – модуль упругости каната; $F_{\text{кн}}$ – площадь сечения проволок).

Подставляя выражение для $\varepsilon_{\text{об}}$ и $\varepsilon_{\text{кн}}$ в формулу (13) получим

$$C = 1 - \frac{y E_{\text{кн}} F_{\text{кн}}}{r T}. \quad (14)$$

Из формулы (14) можно определить прогиб оболочки y

$$y = \frac{r T}{E_{\text{кн}} F_{\text{кн}}} (1 - C). \quad (15)$$

Применяя формулу (14) для первого витка и подставляя вместо y_1 его выражение из формулы (12), получим приближенную величину снижения натяжения каната под первым витком

$$C_1 = 1 - 0,64 \frac{p}{E} \left(\frac{r}{\delta} \right)^{\frac{3}{2}} \sum_1^n \eta_i(\beta x_i) \frac{E_{\text{кн}} F_{\text{кн}}}{r T},$$

где $p = \frac{T}{r}$,

откуда, преобразовывая формулу, получим

$$C_1 = 1 - 0,64 \frac{E_{\text{кн}} F_{\text{кн}}}{E \sqrt{r} \delta^{\frac{3}{2}}} \sum_1^n \eta_i(\beta x_i). \quad (16)$$

Введем поправку к первому приближению, учитывая, что прогиб под первым витком, определяемый формулой (12), имеет завышенную величину, так как не учитывает снижения

Піднімально-транспортні машини

натяжения каната, тогда действительный прогиб под каким угодно витком каната, с учетом снижения его натяжения будет

$$y = Cy_1, \quad (17)$$

где C - истинная величина коэффициента снижения натяжения каната.

Подставляя в формулу (17) выражения для y и y_1 , на основании формулы (15) получим

$$\frac{rT}{E_{KH} F_{KH}} (1 - C) = C \frac{rT}{E_{KH} F_{KH}} (1 - C),$$

откуда, решая относительно C , будем иметь

$$C = \frac{1}{2 - C_1}.$$

Подставляя значение C_1 из формулы (16) и произведя соответствующие преобразования, получим выражение для C под любым витком

$$C = \frac{1}{1 + 0,64 \frac{E_{KH} F_{KH}}{E \sqrt{r \delta^3}} \sum_1^n \eta_i(\beta x_i)}. \quad (18)$$

4. Интерпретация результатов

Сравним данные полученные при расчете по формуле (18) и полученные экспериментальным путем [7], [9] (рис. 3).

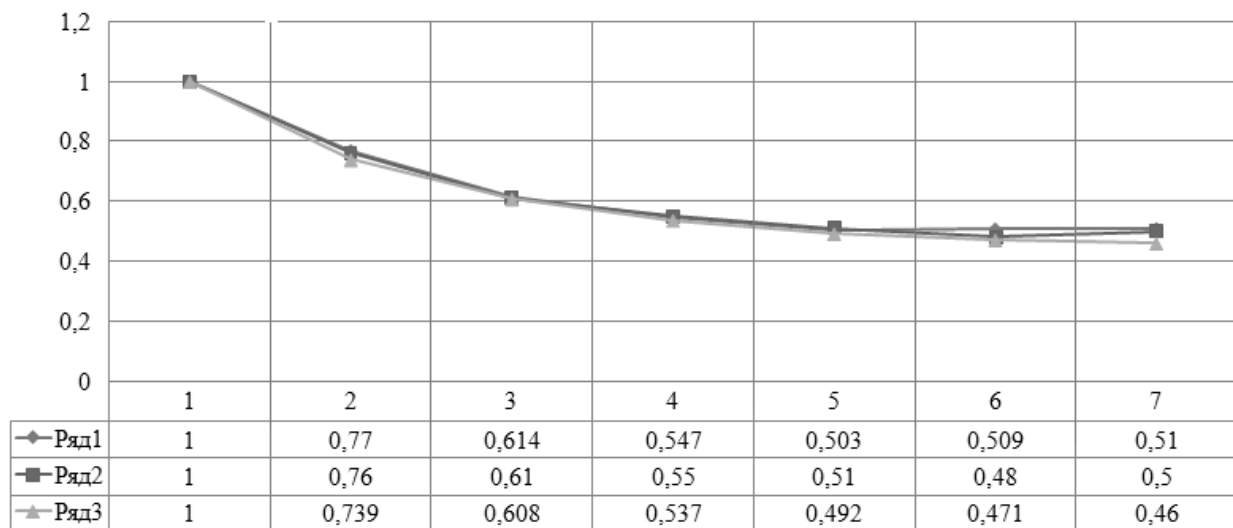


Рис. 3 – График изменения натяжения в витках каната:

Ряд 1 - данные полученные экспериментальным путем М. П. Артеменко,

Ряд 2 - данные полученные экспериментальным путем,

Ряд 3 - данные полученные расчетом по формуле (18).

Как видим, результаты, полученные по расчетной формуле (18) приближены к данным полученным экспериментальным путем. Для получения более точных результатов введем поправочный коэффициент в формулу (18).

Піднімально-транспортні машини

$$C = \frac{1}{1 + 0,64 \frac{E_{\text{кн}} F_{\text{кн}}}{E \sqrt{r} \delta^3} \sum_1^n \eta_i (\beta x_i)} \cdot 1,05 \quad (19)$$

Сравним данные полученные при расчете по формулам (18), (19) и полученные экспериментальным путем [7], [9] (рис. 4).

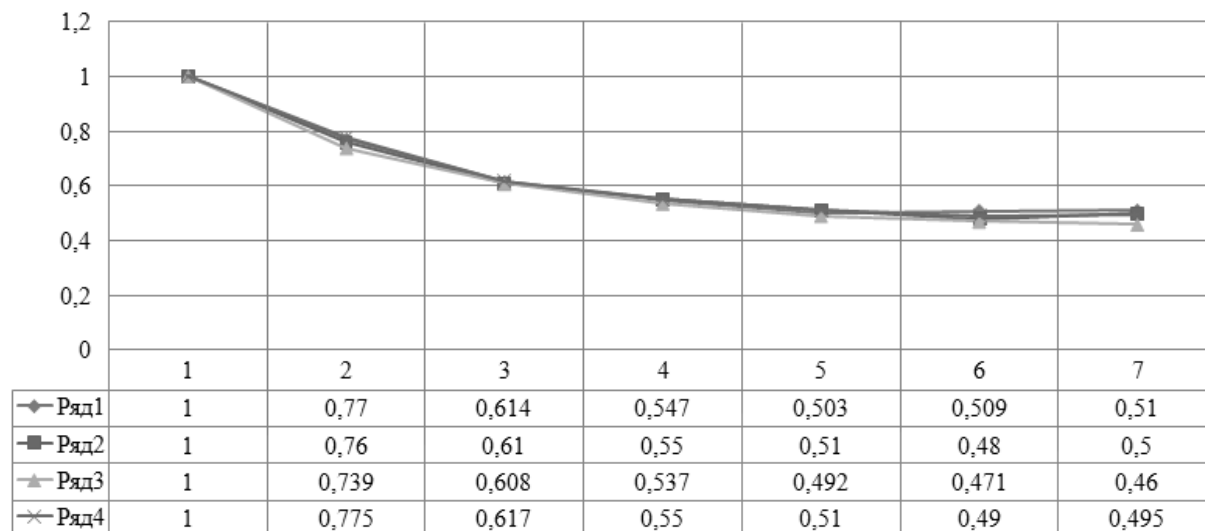


Рис. 4 – График изменения натяжения в витках каната:

Ряд 1 - данные полученные экспериментальным путем М. П. Артеменко,

Ряд 2 - данные полученные экспериментальным путем,

Ряд 3 - данные полученные расчетом по формуле (18),

Ряд 4 - данные полученные расчетом по формуле (19).

У мест заделки лобовин и колец жесткости прогиб оболочки будет меньше, чем в свободном пролете, поэтому коэффициент снижения натяжения каната на соответствующих участках барабана будет иметь большую величину.

В витке, лежащем у самой лобовины, прогиб оболочки равен нулю, и поэтому снижения натяжения каната там не происходит, то есть $C = 1$. На участке между лобовиной и свободной оболочкой приближенно можно принимать величину снижения натяжения каната

$$C_{\text{лб}} = \frac{C + 1}{2} \quad (20)$$

Кольца, подпирающие оболочку, нельзя принимать абсолютно жесткими, поэтому коэффициент снижения натяжения каната у кольца будет

$$C_{\text{кл}} = C + k_{\text{кл}}(1 - C), \quad (21)$$

где $k_{\text{кл}}$ — коэффициент жесткости кольца.

Действительное натяжение каната, навитого на упругую оболочку барабана, будет в свободном пролете $T_{\text{об}} = CT$, навитого у лобовины $T_{\text{лб}} = C_{\text{лб}}T$ и навитого над кольцом жесткости $T_{\text{кл}} = C_{\text{кл}}T$.

При наличии на барабане футеровки, сжатие оболочки под давлением витков каната не изменится, так как футеровка, состоящая из отдельных частей, не будет сжиматься вместе с ней. Футеровка будет только способствовать более равномерной передаче давления на

Піднімально-транспортні машини

оболочку. Поэтому оболочки барабанов, имеющих футеровку, можно считать находящимися под действием распределенной нагрузки, интенсивностью q (кг/см²).

Давление каната на единицу поверхности барабана на основании формулы (1) будет

$$q = \frac{p}{t} = \frac{T_{об}}{rt}. \quad (22)$$

Учитывая снижение натяжения каната на различных участках барабана, давление на единицу поверхности в свободном пространстве будет $qC = \frac{T}{rt}$, у лобовин $qC_{лб} = \frac{T_{лб}}{rt}$ и под

кольцами жесткости $qC_{кл} = \frac{T_{кл}}{rt}$.

Эпюра давлений каната на оболочку барабана, подпертую двумя жесткими лобовинами по краям и одним кольцом посередине, имеет вид, представленный на рис. 5.

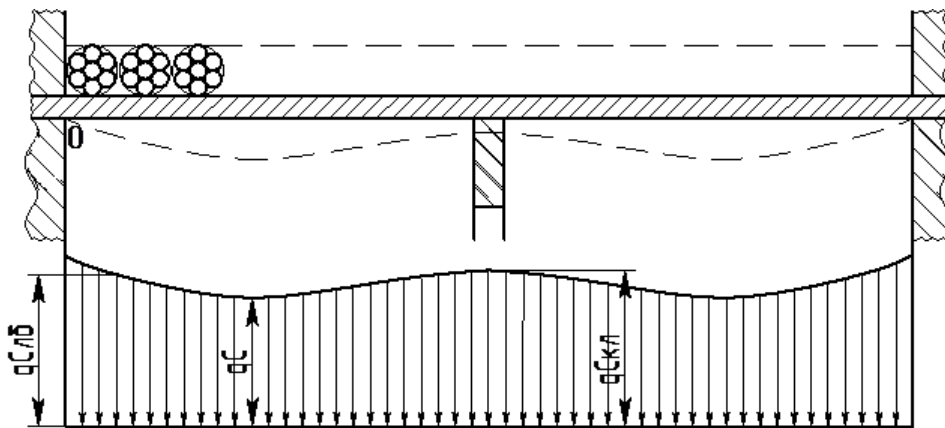


Рис. 5 – Эпюра давления витков каната на оболочку барабана

Выводы

Как видим, результаты, полученные по расчетной формуле (18) приближены к данным полученным экспериментальным путем. Но при увеличении количества витков навитых на барабан разбежности увеличиваются, возникает необходимость введения в формулу поправочных коэффициентов. Был введен поправочный коэффициент, который дал возможность более точно определять коэффициент снижения натяжения каната для i -того витка каната.

Из построенной эпюры давления витков каната на оболочку барабана видно, что своё максимальное значение давление принимает на середине пролета между лобовинами и кольцом жесткости, а своё минимальное значение возле лобовин и кольца жесткости.

Список использованных источников:

1. Давыдов Б. Л. Расчет и конструирование шахтных подъемных машин / Б. Л. Давыдов. – М. : Углетехиздат, 1949. – 298 с.
2. Морозов Б. А. Исследование прочности барабанов грузоподъемных машин / Б. А. Морозов ; ЦНИИТМАШ. – М. : Машгиз, 1949. – Кн. 27. – С. 14–15.
3. Ковальский Б. С. Нагрузка барабана подъемной машины витками каната / Б. С. Ковальский // Доклады АН СССР. – 1950. – Т. 75, № 6. – С. 779–782.
4. Волькович И. Б. Распределение давлений на стенки бесконечного барабана при навивке каната. / И. Б. Волькович // Научные труды Харьковского горного института. – Харьков, 1952. – Т. 1.

Піднімально-транспортні машини

5. Фідровська Н. М. Вплив геометричних і жорсткісних параметрів каната і барабана на навантаження обичайки / Н. М. Фідровська // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2013. – № 12. – С. 44–48.
6. Тимошенко С. П. Пластинки и оболочки = Theory of plates and shells / С. П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер: пер. с англ. – М. : Наука, 1966. – 636 с.
7. Артеменко Н. П. Напряжение в стенке кранового барабана: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05 / Николай Петрович Артеменко ; Харьк. авиац. ин-т. – Харьков, 1947. – 92 с.
8. Федорова З. М. Рудничные подъемные машины: учеб. пособие для студ. спец. "Горные машины" / З. М. Федорова. – М.: Углетехиздат, 1958. – 543с.: ил.
9. Ломакин А. А. Изменение напряжений в витках каната при навивке на барабан / А. А. Ломакин // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2014. – № 13. – С. 24–29.

Reference

1. Davydov, B 1949, *Raschet i konstruirovaniye shakhtnykh podemnykh mashin*, Ugletekhizdat, Moskva.
2. Morozov, B 1949, 'Issledovanie prochnosti barabanov gruzopodemnykh mashin', *TSNIITMASH*, no. 27, pp. 14-15.
3. Kovalskiy, B 1950, 'Nagruzka barabana podemnoy mashiny vitkami kanata', *Doklady AN SSSR*, vol. 75, no. 6, pp. 779-782.
4. Volkovich, I 1952, 'Распределение давлений на стенке бесконечного барабана при навивке каната', *Nauchnye trudy Kharkovskogo gornogo instituta*, vol. 1.
5. Fidrovskaya, N 2013, 'Influence of geometrical and hard parameters of rope and drum on the loading wall', *Mashynobuduvannia*, no. 12, pp. 44-48.
6. Timoshenko, S & Voynovskiy-Kriger, S 1966, *Theory of plates and shells*, Nauka, Moskva.
7. Artemenko, N 1947, 'Napryazhenie v stenke kranovogo barabana', *Kand.tekh.n. thesis*, Khar'kovskiy aviatsionnyy institut, Kharkiv.
8. Fedorova, Z 1958, *Rudnichnye podemnye mashiny*, Ugletekhizdat, Moskva.
9. Lomakin, A 2014, 'Tension changes in a steel rope turns during winding on the drum', *Mashynobuduvannia*, no. 13, pp. 24-29.

Стаття надійшла до редакції 2 грудня 2014 р.

УДК 621.874:624.072.2

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ В ПІДКРАНОВІЙ РЕЙЦІ

©Фідровська Н. М., Краснокутська Т. Б.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Фідровська Наталія Миколаївна: ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uipa.edu.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Краснокутська Тетяна Борисівна: ORCID 0000-0002-5259-0300; krat63@mail.ru; асистент кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Розглянуто процес пересування вантажного візка по мосту крана і навантаження, які виникають в рейках. При цьому не приймаються допущення, що навантаження постійне і діє тільки в момент контакту колеса і розглянутого перерізу рейки. Міцність і зносостійкість рейок визначається напругами в місцях передачі навантаження від коліс на рейку і напругами, які виникають при згині і крученні під дією нормальних, подовжніх і поперечних навантажень. Визначено, що на динаміку руху впливає метод укладки кранових рейок і прийняті при цьому допущення, на наш погляд, не завжди виправдані, а модуль основи потрібно визначати не властивостями баласту, а пружними властивостями матеріалу шпал. Проведені розрахунки дали змогу визначити, що зміни значення моментів згину, тиску і напружень згину при врахуванні функції ϕ приводять до динамічних навантажень і передаються на металоконструкцію крана, викликаючи його коливання.

Ключові слова: рейка; напруження; балка; момент згину; колесо ходове; модуль основи; міцність; навантаження.

Фидровская Н. Н., Краснокутская Т. Б. «Определение напряжений в подкрановых рельсах».

Рассмотрен процесс передвижения грузовой тележки по мосту крана и нагрузки, возникающие в рельсах. При этом не принимаются допущения, что нагрузка постоянна и действует только в момент контакта колеса и рассматриваемого сечения рельса. Прочность и износостойкость рельсов определяется напряжениями в местах передачи нагрузки от колес на рельс и напряжениями, которые возникают при изгибе и кручении под действием нормальных, продольных и поперечных нагрузок. Определено, что на динамику движения влияет метод укладки крановых рельсов и принятые при этом допущения, на наш взгляд, не всегда оправданы, а модуль основания необходимо определять не характеристиками балласта, а упругими свойствами материала шпал. Проведенные расчеты позволили определить, что изменения значения моментов изгиба, давления и напряжений изгиба при учете функции ϕ приводят к динамическим нагрузкам и передаются на металлоконструкцию крана, вызывая его колебания.

Ключевые слова: рельс; напряжения; балка; изгибающий момент; колесо ходовое; модуль основания; прочность; нагрузка.

Fidrovsk N., Krasnokutska T. “Determination of stress in crane rails”.

The process of movement trolley on bridge crane and load arising in the rails. It is not accepted assumption that constant load and is only valid at the time of contact of the wheel and the rail section considered. The strength and durability of rails in areas determined by the voltage transfer loads from the wheels on the rail and stresses that occur in bending and torsion under normal longitudinal and transverse loads. It was determined that the momentum method affects laying crane rails and accepted with approval, in our opinion, does not always justify and module bases need not determine the properties of ballast and sleepers elastic properties of the material. Calculations made it possible to determine the changes mentioned points bending, pressure and bending stresses when accounting functions lead to dynamic loads and transferred to the metal structure of the crane, causing oscillations.

Keywords: rail; strain; beam; moment of crook; walking wheel; durable; loading.

1. Вступ

Рейки візка мостового крана встановлюють на поясний лист прольотної балки. При цьому пояс навантажується тиском від ходового колеса [1].

Вибір типу ходової рейки пов'язаний з величиною навантаження ходових коліс і з конструктивними особливостями механізму пересування – конічні ходові колеса можуть пересуватись тільки по випуклій рейці, циліндричні – і по випуклим і по плоским рейкам.

Знос елементів підкранового шляху приводить до відмов металевих конструкцій підкранових балок, що викликає значні економічні втрати. Перехід в кранових конструкцій від клепаних підкранових балок, які мали дискретні поясні з'єднання з визначеною рухливістю до зварних балок з жорсткою системою поясних зв'язків без конструктивної компенсації рухливості привели до значного зменшення довговічності зварних балок [2]. Місцевий напружений стан стінки у зварних підкранових балках, який визначає міцність від втоми в цій зоні, може бути врегульованим тільки за допомогою кранової рейки. Але робота підкранового шляху належним чином не досліджена і до теперішнього часу.

2. Основна частина

Навантаження ходових коліс викликає згин і кручення кранових рейок. В інженерній практиці обмежуються розрахунком рейок на згин в вертикальній площині та на місцевий стиск. Неповноту врахування напруженого стану компенсують зниженням допустимих напружень або відповідним збільшенням розрахункових навантажень. Міцність і зносостійкість рейок визначається напругами в місцях передачі навантаження від коліс на рейку і напругами, які виникають при згині і крученні під дією нормальних, подовжніх і поперечних навантажень.

Напружений стан рейки залежить також від метода укладки на балках і на фундаментах (на прокладках, на шпалах або з спиранням підосви по всій довжині).

Якщо рейка спирається по всій довжині на масивний фундамент, то в перерізі рейки, який знаходиться на відстані x_1, x_2 від тиску ходових коліс P_1, P_2 момент згину визначиться за формулою [3]

$$M = \frac{1}{4\beta} (P_1\varphi_1 + P_2\varphi_2 + \dots). \quad (1)$$

Піднімально-транспортні машини

де

$$\varphi = e^{-\beta x_i} (\cos \beta x_i - \sin \beta x_i),$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\kappa B}{4EI}},$$

де B – ширина підшви рейки,
 I, E – момент інерції і момент пружності рейки,
 κ – модуль основи.
 Тиск під підшвою рейки

$$P = \frac{\beta}{2B} (P_1 \psi_1 + P_2 \psi_2 + \dots), \quad (2)$$

де

$$\psi = e^{-\beta x_i} (\cos \beta x_i + \sin \beta x_i).$$

При розрахунках приймають, що функції φ швидко затухають і тому можна допустити, що рейка навантажена одним колесом P_1 .

Момент згину визначають за формулою

$$M = \frac{P}{4\beta}, \quad (3)$$

а тиск

$$P = \frac{\beta P}{2B}. \quad (4)$$

На наш погляд, це допущення являється надто грубим, воно виключає пояснення появи динамічних сил в металоконструкції мосту при русі вантажного візка.

Проведемо розрахунки. Приймаємо: $P_1 = 250$ кН, $P_2 = 220$ кН, рейка марки Р-38, $B = 114$ мм, $I = 1222$ см⁴, $W = 180$ см³, $E = 210000$ Н/см²; $\kappa = 12$ Н/см³, $L = 20$ м.

Тоді отримаємо

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{12 \cdot 114}{21 \cdot 10^4 \cdot 1222 \cdot 10^4}} = 0,0034 \text{ мм}^{-1}.$$

Момент згину

$$M = \frac{250000}{4 \cdot 0,0034} = 18382351 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Напруження згину в рейці

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{18382351}{18 \cdot 10^4} = 102 \text{ МПа}.$$

Тиск під підшвою рейки

$$P = \frac{0,0034 \cdot 250000}{2 \cdot 114} = 3,7 \text{ МПа}.$$

Ми проаналізували, як будуть змінюватися значення моменту згину, тиску і напружень згину при врахуванні функції φ на відстані $x = 1$ м (рис. 1, 2, 3). Як бачимо, функції моменту згину,

Піднімально-транспортні машини

тиску і напружень представляють собою знакозмінні функції, які приводять до динамічних навантажень і передаються на металоконструкцію крана, викликаючи його коливання.

Для зменшення тиску під підшовною рейки він укладається на прокладках $L_n \times B_n$

Приймаємо поправку до модуля $\kappa l/t$. Тоді отримаємо

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\kappa \cdot B_n}{4 \cdot E \cdot J_p} \cdot \frac{l}{t}}. \quad (5)$$

Тиск на основу

$$P = \frac{\beta \cdot t}{2 \cdot B_n \cdot l} (P_1 \psi_1 + P_2 \psi_2 \dots) \quad (6)$$

Момент згину в цьому випадку визначається за формулою

$$M = \frac{P}{4\beta} \left(1 + \frac{\beta \cdot e}{2}\right). \quad (7)$$

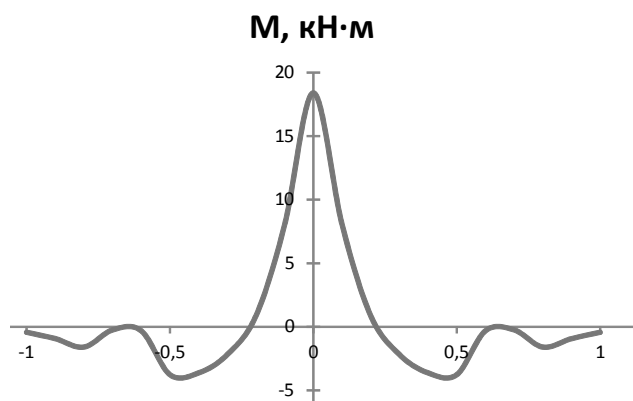


Рис. 1 – Графік моменту згину в перерізі рейки

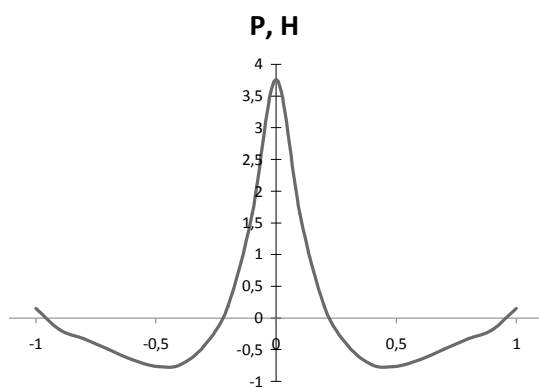


Рис. 2 – Графік навантаження під підшовною рейки

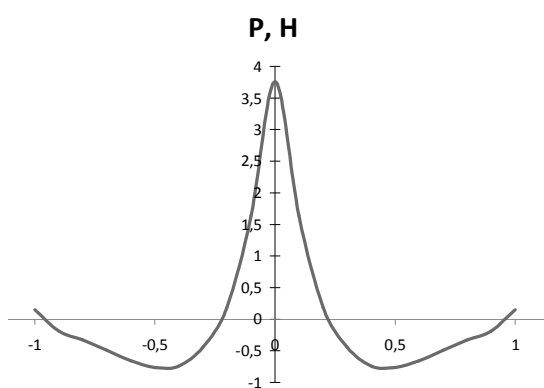


Рис. 3 – Графік напруження згину в рейці

Визначаємо тиск за формулою (6), прийнявши $l = 200$ мм і $t = 300$ мм:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{12 \cdot 114 \cdot 200}{4 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 1222 \cdot 10^4 \cdot 300}} = 0,00307 \text{ мм}^{-1},$$

$$P = \frac{0,00307 \cdot 300 \cdot 250000}{2 \cdot 114 \cdot 200} = 4,9 \text{ МПа}.$$

Момент згину визначаємо за формулою (7)

$$M = \frac{250000}{4 \cdot 0,00307} \left(1 + \frac{0,00307 \cdot 100}{2}\right) = 23483306 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

При шпальному шляху на баласті тиск шпали на баласт розподіляється нерівномірно, але при розмірах шпал, які звичайно приймаються, і великій їх кількості, приймають тиск рівномірним. Навантаження на шпали

$$P_h = p \cdot B \cdot L.$$

Момент згину в шпалі при однорейковому шляху

$$M_h = \frac{P_h \cdot L}{8}.$$

Піднімально-транспортні машини

Якщо рейка вкладається на короткі шпали на бетонних або металевих балках динаміка руху зменшується. В цьому випадку модуль основи потрібно визначати не властивостями баласту, а пружними властивостями дерев'яних шпал. При цьому

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{l_{np} \cdot B \cdot E_h}{4h \cdot l \cdot E \cdot l}},$$

де E_h – модуль пружності шпали при поперечному тиску;
 l_{np} – приведена довжина шпали.

Висновки

Проведені дослідження дають змогу пояснити виникнення динамічних сил, які виникають у процесі руху вантажного візка.

Список використаних джерел:

1. Сабуров В.Ф. Оценка ресурса элементов подкрановых конструкций производственных зданий. / В. Ф. Сабуров // Строительные конструкции XXI века : сб. материалов Междунар. науч.-практ. конф. – М., 2000. – С. 107–110.
2. Линник А. С. Определение оптимального угла наклона реборды ходовых колес мостового крана / А. С. Линник, А. В. Трушин, Ю. К. Шапошников // Подъем.-трансп. оборуд. – Киев: Техника, 1979. – Вып. 10. – С. 15–19.
3. Ковальский Б.С. Расчет крановых рельсов / Б. С.Ковальский // Подъем.-трансп. оборуд. – Киев: Техника, 1978. – Вып. 9. – С. 3–8.

References

1. Saburov, V 2000, 'Otsenka resursa elementov podkranovykh konstruksiy proizvodstvennykh zdaniy', *Sb. materialov Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Stroitelnye konstruksii XXI veka"*, Moskva, pp.107-110.
2. Linnik, A, Trushin, A & Shaposhnikov, Yu 1979, 'Opredelenie optimalnogo ugla naklona rebordy khodovykh koles mostovogo kрана', *Podemno-transportnoe oborudovanie*, no. 10, pp. 15-19.
3. Kovalskiy, B 1978, 'Raschet kranovykh relsov', *Podemno-transportnoe oborudovanie*, no. 9, pp. 3-8.

Стаття надійшла до редакції 1 грудня 2014 р.

УДК 620.17

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ В ЦИЛІНДРИЧНІЙ ТРЬОХШАРОВІЙ КОНСТРУКЦІЇ**©Фідровська Н. М.¹, Слепужніков Є. Д.², Чернишенко О. В.¹***Українська інженерно-педагогічна академія¹**Національний університет цивільного захисту України²***Інформація про авторів:**

Фідровська Наталія Миколаївна: ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uipa.edu.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Слепужніков Євген Дмитрович: ORCID 0000-0002-5449-3512; orgs2011@bk.ru; начальник курсу факультету оперативно-рятувальних сил; Національний університет цивільного захисту України; вул. Чернишевська, 94, м. Харків, 61023, Україна.

Чернишенко Олександр В'ячеславович: ORCID: 0000-0003-3255-1088; chernishen@ya.ru; кандидат технічних наук; старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Розглянуті теоретичні дослідження направлені на вивчення та визначення напружень в трьохшаровій циліндричній конструкції з використанням заповнювального шару зі зменшеним модулем пружності по відношенню до зовнішнього та внутрішнього шарів.

При проведенні аналізу та теоретичного дослідження конструкції були взяті за основу патенти та технічна документація на вже існуючі конструкції ходових коліс з проміжним шаром, які використовуються в залізничному та міському транспорті (трамвай, метро), а також в останній час почали отримувати поширення у вантажопідйомних і транспортувальних машинах на промислових підприємствах.

В результаті досліджень були встановлені залежності взаємних переміщень різних шарів трьохшарової циліндричної конструкції при прикладенні до них радіального навантаження.

Отримане рішення дозволяє визначити напружений стан циліндричної оболонки в залежності від геометричних і фізичних параметрів шарів, а також закону розподілення прикладеного навантаження.

Ключові слова: циліндрична оболонка; напруження; міцність; зсув.

Фидровская Н. Н., Слепужников Е. Д., Чернышенко А. В. «Определение напряжений цилиндрической трехслойной конструкции».

Рассмотрены теоретические исследования, которые направлены на изучение и определение напряжений в трехслойной цилиндрической конструкции с использованием заполняющего слоя с уменьшенным модулем упругости по отношению к наружному и внутреннему слоям.

При проведении анализа и теоретического исследования конструкции были взяты за основу патенты и техническая документация на уже имеющиеся конструкции ходовых колес с промежуточным слоем, которые используются в железнодорожном и городском транспорте (трамвай, метро), а также в последнее время начали получать распространение в грузоподъемных и транспортирующих машинах на промышленных предприятиях.

Піднімально-транспортні машини

В результате исследований были установлены зависимости взаимных перемещений различных слоев трехслойной цилиндрической конструкции при приложении к ним радиальной нагрузки.

Полученное решение позволяет определить напряженное состояние цилиндрической оболочки в зависимости от геометрических и физических параметров слоев а так же закона распределения прилагаемой нагрузки.

Ключевые слова: цилиндрическая оболочка; напряжения; прочность; сдвиг.

Fidrovsk N., Slepuzhnikov E., Chernyshenko O. “The estimation of the tensions of the cylindrical sandwich”.

The theoretical research that is aimed at studying and estimation of tensions in the cylindrical sandwich with using of the filling layer with reduced modulus of elasticity towards external and internal layers are studied.

During analysis and theoretical research of construction the patents and technical documentation of already existing constructions of wheels with interlayer that in the rail and city transport (tram, subway) are using also at last time began become spreading in the hoisting machines and transport vehicles at the enterprises as base were took.

In the research results the dependences of mutual movements of different layers of cylindrical sandwich during radial load application to them were established.

Received solution allows to estimate the state of stress of the cylindrical shell depending on geometrical and physical parameters of layers and also of distribution law of applicable load.

Keywords: cylinder shell; tensions; durability; displacement.

1. Вступ

В сучасній промисловості все частіше можна зустріти конструкції, які складаються з декількох неоднорідних шарів [1], це, як правило циліндричні деталі, поєднані між собою за допомогою різних засобів [2], наприклад, футеровані барабани [3], труби для транспортування різних речовин, ходові колеса.

Конструкція, яка складається із декількох шарів, з яких зовнішні зроблені із міцного матеріалу, а середній шар являється маломіцним легким наповнювачем, являється не тільки зменшеної маси, але має високу міцність і жорсткість, що пояснюється в першу чергу більшим значенням моменту інерції всієї стінки (рис 1). У порівнянні з одношаровою обшивкою момент інерції може бути збільшеним в багато десятків разів.

2. Викладення основного матеріалу

При розрахунків реальних конструкцій треба враховувати, що заповнювач має знижені модуля пружності. Якщо не враховувати зближення зовнішніх шарів, то можна прийняти модуль пружності заповнювача в напрямку нормалі до середньої поверхні рівним безкінечності. В площині серединної поверхні, тобто вдовж твірної оболонки і в кільцевому напрямку модуль пружності заповнювача можна прийняти нулю.

Особливістю розрахунку трьохшарової оболонки являється необхідність врахування енергії зсуву заповнювача.

Піднімально-транспортні машини

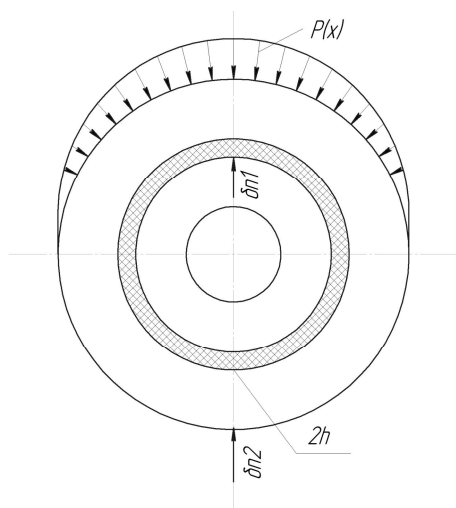


Рис. 1 – Схема трьохшарової конструкції

Циліндрична жорсткість такої конструкції визначається формулою [4]:

$$D_t = D_1 + D_2 + \frac{2E}{1-\mu^2} \frac{\left(h + \frac{\delta_{n.cp}}{2}\right)^2}{\delta_{n.cp}} \delta_{n1} \delta_{n2}, \quad (1)$$

де $2h$ – товщина заповнювача;

$\delta_{n.cp}$ – середня товщина несучих шарів

$$\delta_{n.cp} = 0,5(\delta_{n1} + \delta_{n2});$$

δ_{n1}, δ_{n2} – товщина зовнішніх шарів;

D_1, D_2 – власні жорсткості згину окремих

несучих конструкцій;

E – модуль пружності; μ – коефіцієнт Пуассона.

$$D_1 = \frac{E\delta_{n1}^3}{12(1-\mu^2)}; \quad D_2 = \frac{E\delta_{n2}^3}{12(1-\mu^2)}.$$

Якщо трьохшарова конструкція має жорсткий заповнювач відносно добре працюючий на нормальні напруження, які направлені вдовж несучих шарів, то в цьому випадку заповнювач має відносно більше значення модуля пружності E_{zap} . Тому при розрахунках необхідно для циліндричної жорсткості враховувати жорсткість згину заповнювача. Тоді формула (1) буде мати вигляд

$$D_t = \frac{E\delta_{n1}^3}{12(1-\mu^2)} + \frac{E\delta_{n2}^3}{12(1-\mu^2)} + \frac{2E}{1-\mu^2} \frac{\left(h + \frac{\delta_{n.cp}}{2}\right)^2}{\delta_{n.cp}} \delta_{n1} \delta_{n2} + \frac{E_{zap}(2h)^3}{12(1-\mu_{zap}^2)}. \quad (2)$$

Від дії осової сили в поперечному перерізі колеса виникають постійні по периметру осові нормальні напруження

$$\sigma_{x_0} = \frac{pR}{2\delta}, \quad (3)$$

де

$$\delta = 2\delta_{n.cp} = \delta_{n1} + \delta_{n2}.$$

При цьому в подовжньому перерізі виникають тільки кільцеві нормальні напруження

$$\sigma_{\varphi_0} = \frac{p(x)R}{\delta}, \quad (4)$$

Під дією мембранних напружень виникають відносні деформації, які визначаються також і модулем пружності матеріалу. Кільцеві напруження приводять до зміни радіуса R перерізу оболонки на величину

$$w_0 = \frac{\sigma_{\varphi_0}}{E} R = \frac{R^2 p(x)}{E\delta}. \quad (5)$$

Повні кільцеві нормальні напруження дорівнюють

$$\sigma_{\varphi} = \frac{w(x)}{R} E. \quad (6)$$

Піднімально-транспортні машини

Додаткові погонні моменти згину дорівнюють

$$m_{xdod} = -D \frac{d^2 w(x)}{dx^2}. \quad (7)$$

Але в нашому випадку зміна кривизни

$$\chi_x = -\frac{d^2 w(x)}{dx^2}$$

пов'язане не тільки з дією моментів згину, але і з дією поперечних сил Q_{xdod} за рахунок деформації заповнювача від зсуву.

Рівняння погонної поперечної сили

$$Q_{xdod} = \frac{dm_{xdod}}{dx}, \quad (8)$$

Повні кільцеві нормальні напруження

$$\sigma_\varphi = \frac{R}{2\delta_{n.cp}} \left(\frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} + p(x) \right). \quad (9)$$

Погонні моменти згину в поперечному перерізі

$$m_{\varphi dod} = \mu m_{xdod}.$$

Повні радіальні пересування визначаються за формулою

$$w(x) = \frac{R^2}{2E\delta_{n.cp}} \left(\frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} + p(x) \right). \quad (10)$$

Для визначення функції m_{xdod} знаходимо із умови мінімуму потенційної енергії конструкції. Для цього складаємо рівняння потенційної енергії внутрішніх сил оболонки на одиницю довжини з урахуванням деформації зсуву

$$\Gamma = \oint \left[\frac{m_{xdod}^2}{2D_n} + \frac{\sigma_\varphi^2 \sigma_{n.cp}}{E} + \frac{Q_{xdod}^2}{4G_{zan}h} \right] R d\varphi, \quad (11)$$

або

$$\Gamma = \left\{ \frac{m_{xdod}^2}{2D_t} + \frac{\delta_{n.cp}}{E} \frac{R^2}{4\delta_{n.cp}} \left[\frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} + p(x) \right]^2 + \frac{1}{4G_{zan}h} \left(\frac{dm_{xdod}}{dx} \right)^2 \right\} 2\pi R, \quad (12)$$

де G_{zan} –модуль зсуву заповнювача.

Рівняння Ейлера варіаційної задачі

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial m_{xdod}} - \frac{d}{dx} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial m'_{xdod}} \right) + \frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial m''_{xdod}} \right) = 0 \quad (13)$$

приводить до неоднорідного лінійного диференційного рівняння з постійними коефіцієнтами

$$\frac{d^4 m_{xdod}}{dx^4} - 2\nu^2 \frac{d^2 m_{xdod}}{dx^2} + \chi^4 m_{xdod} = -\frac{d^2 p(x)}{dx^2}, \quad (14)$$

де коефіцієнти

$$\chi^4 = \frac{2E\delta_{n.cp}}{R^2 D_t}; \quad 2\nu^2 = \frac{2\delta_{n.cp}}{R^2 G_{zan} h}.$$

Якщо зовнішній тиск діє тільки на частині оболонки (рис. 1), то рівняння (12) буде мати вигляд

$$\Gamma = \oint \left[\frac{m_{xdod}^2}{2D_t} + \frac{Q_{xdop}^2}{4hG_{zan}} \right] R d\varphi + \int_0^\pi \left[p(x) + \frac{d^2 m_{xdon}}{dx^2} \right] \frac{R^3 p(x)}{4E\delta_{n.cp}} \frac{d^2 m_{xdon}}{dx^2} d\varphi + \int_\pi^{2\pi} \frac{R^2}{4E\delta_{n.cp}} \left(\frac{d^2 m_{xdon}}{dx^2} \right)^2 R d\varphi. \quad (15)$$

Тоді рівняння (14) буде мати вигляд

$$\frac{d^4 m_{xdon}}{dx^4} - 2\nu^2 \frac{d^2 m_{xdon}}{dx^2} + \chi^4 m_{xdon} = -\frac{1}{2\delta_{n.cp} + 1} \frac{d^2 p(x)}{dx^2}, \quad (16)$$

де

$$\chi^4 = \frac{4E\delta_{n.cp}}{D_t R^2 (\delta_{n.cp} + 1)} \text{ і } 2\nu^2 = \frac{E\delta_{n.cp}}{R^2 h G_{zan} (2\delta_{n.cp} + 1)}.$$

Так як $\chi > \nu$, то корні характеристичного рівняння будуть комплексні і будуть мати вигляд

$$\pm \alpha \pm \beta i,$$

де

$$\alpha = \sqrt{\frac{\chi^2 + \nu^2}{2}}, \quad \beta = \sqrt{\frac{\chi^2 - \nu^2}{2}}.$$

Рішенням рівняння (15) буде мати вигляд

$$m_{xdon} = C_1 \cosh \alpha x \cos \beta x + C_2 \sinh \alpha x \sin \beta x + C_3 \cosh \alpha x \sin \beta x + C_4 \sinh \alpha x \cos \beta x + m_{hast} \quad (17)$$

Якщо початок координат розташувати посередині системи і прийняти симетричним закон розподілення тиску $p(x)$, то $C_3 = C_4 = 0$. Тоді рівняння (17) буде мати вигляд

$$m_{xdon} = C_1 \cosh \alpha x \cos \beta x + C_2 \sinh \alpha x \sin \beta x + m_{hast}. \quad (18)$$

Для постійного по довжині радіального тиску

$$m_{hast} = 0.$$

Постійні інтегрування визначаються з граничних умов.

Висновки

Отримане рішення дозволяє визначити напружений стан циліндричної оболонки і радіальні переміщення в залежності від закону розподілення навантаження, геометричних розмірів її шарів і модуля зсуву заповнювача.

Список використаних джерел:

1. Донелл Л. Г. Балки, пластины и оболочки / Л. Г. Донелл. – М. : Наука, 1982. – 568 с.
2. Огибалов П. М. Оболочки и пластины / П. М. Огибалов, М. А. Колтунов. – М. : Изд-во МГУ, 1969. – 696 с.
3. Федорова З. М. Подъемники / З. М. Федорова, И. Ф. Лукин, А. П. Нестеров. – Киев : Вища шк., 1976. – 296 с.
4. Кан С. Н. Строительная механика оболочек / С. Н. Кан. – М. : Машиностроение, 1966. – 508 с.

References

1. Donell, L 1982, *Balki, plastiny i obolochki*, Nauka, Moskva.
2. Ogibalov, P & Koltunov, M 1969, *Obolochki i plastiny*, Izdatelstvo MGU, Moskva.
3. Fedorova, Z, Lukin, I & Nesterov, A 1976, *Podemniki*, Vishcha shkola, Kyiv.
4. Kan, S 1966, *Stroitel'naya mekhanika obolochek*, Mashinostroenie, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 5 грудня 2014 р.

УДК 655.3.021

КОМПЕНСАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ БУМАЖНОЙ ЛЕНТЫ В РУЛОННОЙ ПЕЧАТНОЙ МАШИНЕ

©Гордеев А. С.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про автора:

Гордєєв Андрій Сергійович: ORCID: 0000-0001-6521-3937; gordeew@ukr.net; доктор технічних наук; завідувач кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Целью работы является построение модели компенсаторов натяжения бумажной ленты.

Был проведен анализ более 60 литературных источников и экспериментальные исследования на предприятиях.

В результате проведенных исследований разработана двухмассовая модель привода с системой автоматической регулировкой натяжением бумажной ленты.

Модель, учитывающая поперечные деформации передач на синхронизирующем валу и динамические явления, происходящие в системе автоматического регулирования натяжением бумажной ленты, позволяет повысить точность совмещения красок.

Ключевые слова: печать; качество; бумага; колебания; компенсация.

Гордєєв А. С. «Компенсація динамічних коливань паперової стрічки в рулонній друкарській машині».

Метою роботи є побудова моделі компенсаторів натягу стрічки.

Був проведений аналіз понад 60 літературних джерел та експериментальні дослідження на підприємствах.

В результаті проведених досліджень розроблена двохмасова модель приводу з системою автоматичного регулюванням натягом паперової стрічки.

Модель, що враховує поперечні деформації передач на синхронізувальному валу і динамічні явища, що відбуваються в системі автоматичного регулювання натягом стрічки, дозволяє підвищити точність суміщення фарб.

Ключові слова: печатка; якість; папір; коливання; компенсація.

Hordeev A. “Compensation of dynamic fluctuations of the paper tape in roll printing machine”.

The aim of this work is to build a model of expansion joints tension of the paper tape.

The analysis was performed over 60 literary sources and experimental research on the companies.

As a result of research developed two-mass model of the actuator with automatic adjustment of the tension of the paper tape.

The model takes into account the transverse deformation of the gears on the clock shaft and the dynamic phenomena occurring in the system of automatic regulation of the tension of the paper tape improves the accuracy of matching colors.

Keywords: printing; quality paper; fluctuations; compensation.

1. Введение

В настоящее время на рынке рулонных печатных машин представлено большое количество моделей различных схем построения, форматов и уровня автоматизации. Массовое использование рулонных машин в последние годы объясняется не только большими скоростями печати, но и высоким качеством печатной продукции.

Высокая скорость современных рулонных печатных машин (порядка 45–50 тыс. об/ч), создают трудности в обеспечении стабильной работы листопроводящей системы на всех ее основных участках. На стабильность движения бумажной ленты оказывают влияние большое количество факторов: лентопитающее устройство и приводы печатных аппаратов; отклонения диаметров цилиндров от номинальных значений; отклонения режимов работы увлажняющих аппаратов. Разброс толщин ленты и ее модуля упругости, также оказывает влияние на приводку красок.

Ранее проведенные исследования [1–3] установили, что в движущейся ленте бумаги протекают процессы образования и развития во времени деформаций и напряжений. С одной стороны, натянутая лента является упругопластической средой, в которой развиваются такие процессы как релаксация и последействие. С другой стороны, при движении ленты в ротационной машине проходит процесс непрерывного смещения ленты в промежутках между лентопроводными валиками и секциями машины. При этом в ленте меняются деформации и напряжение.

Работ по исследованию крутильных и волновых процессов было достаточно, но совместно эти явления в рулонных машинах не изучались. Более того, примерно с середины 70-х годов, когда начали увеличивать быстроходность машин с одновременным изменением диаметров горизонтальных синхронизирующих валов, эта проблема стала выглядеть как будто менее актуальной. Однако, при интенсивном росте длины печатных машин, когда число печатных секций доходит до 4-х и больше и когда общая длина печатного стана составляет 5–7 м становится понятно, что даже при сто миллиметровом диаметре валов, деформации элементов силовых передач в большой мере будут зависеть от правильного расположения опор. И для обоснования количества и видов опор, а также конструкции и видов соединений валов от участка к участку нужны теоретические зависимости. В связи с этим выяснение роли механических параметров системы привода в стабилизации упругих колебаний и связанной с этим координации вращения цилиндров печатных аппаратов является актуальной задачей повышения качества печати.

Целью работы является построение модели компенсаторов натяжения бумажной ленты. Специфика явлений в механическом приводе рулонных печатных машин и оценке их динамических свойств обусловлена тем, что технологическим объектом здесь служит непрерывная бумажная лента, обладающая свойствами, резко отличными от свойств других элементов привода.

2. Описание модели автоматического регулирования натяжения ленты

Динамическая модель двухсекционной рулонной печатной машины состоит из двух сосредоточенных масс I_1 и I_2 , соединенных безинерционной упругой связью C_{12} (рис. 1). Большинство существующих моделей не учитывают процессы, происходящие в бумажной ленте между рулоном и первой печатной секцией. Это нарушает технологическую связь, поскольку

Динаміка та міцність машин

бумажная лента последовательно проходит через все печатные и дополнительные секции то натяжение определяется свойствами всей системы в целом. Поэтому, в настоящей работе рассматриваются результаты исследования механического привода двухсекционной машины с учетом явлений на участке рулон - первая печатная секция. С этой целью в состав расчетной схемы механического привода включена система автоматического регулирования натяжения ленты.

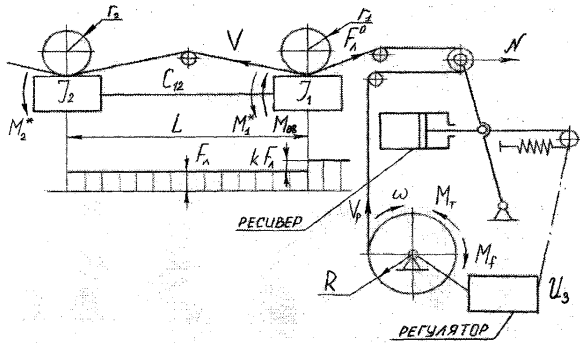


Рис. 1 – Расчетная модель двухсекционной рулонной печатной машины

Суть исследования заключается в выяснении роли механических параметров системы привода в стабилизации упругих колебаний и связанной с этим координации вращения цилиндров печатных аппаратов. Приведенная расчетная схема является одномерной цепной моделью, поэтому ее движение описывается известными уравнениями Лагранжа второго рода:

$$\begin{aligned} M_1^* &= M_1 + k e_1 F \\ M_2^* &= M_2 + e_2 F \end{aligned} \quad (1)$$

где M_1^* , M_2^* – крутящие моменты от сил полезных сопротивлений в печатных секциях. Они содержат моменты опоры, возникающие от натяжения бумажной ленты на предыдущем участке ее проводки, и технологические моменты сопротивления в печатных аппаратах; F – изменение натяжения бумажной ленты; e – податливость системы; k – коэффициент.

Для решения системы использовался операторный метод. В основе этого метода лежит прямое и обратное преобразование Лапласа, сведение системы дифференциальных уравнений к системе алгебраических уравнений, возможность получения передаточных функций и получения переходных функций, необходимых для формирования представлений о свойствах модели.

При использовании операторного метода важно знать, в каком из исполнительных механизмов переменное возмущение создает наибольшие динамические возмущения, чтобы наметить меры по целенаправленному изменению наиболее неблагоприятных величин. В связи с этим осуществим необходимое преобразование в начальной системе и перейдем к операторной форме записи при нулевых начальных условиях. Получим

$$\begin{pmatrix} \frac{\bar{y}_1}{e_1} - \frac{\bar{y}_2}{e_2} \end{pmatrix} = \frac{C_{12}}{I_{12}} (\bar{M}_2 + e_2 \bar{F}). \quad (2)$$

В рулонных печатных машинах горизонтальный привод синхронизирующего вала, представляет собой многоопорную балку с упругими муфтами, поэтому при ожидаемых малых поперечных перемещениях шестерен на валах привода их реальное влияние друг на друга ничтожно мало. В связи с этим для данной модели дополнительные уравнения поперечных перемещений передач допустимо представить следующей системой

$$\begin{cases} m_1 e_1 \bar{y}_1 + y_1 = -e_1 \xi_1 P_1 \\ m_2 e_2 \bar{y}_2 + y_2 = -e_2 \xi_2 P_2 \end{cases} \quad (3)$$

где e_i – податливость консольных балок; m_i – массы шестерен; ξ – коэффициенты, величины которых зависят от проекции сил зубчатого зацепления на расчетную балку.

Податливость e зависит от способа закрепления балки, места и вида прилагаемой к ней нагрузки. Поэтому в конечном итоге система определяется расчетной схемой, а последняя – его конструктивными особенностями и передачами, которые находятся на нем, соединений, опор и тому подобное.

Уже говорилось, что бумажная лента в рулонной машине связывает все исполнительные механизмы от рулонной зарядки до режущего аппарата. Учет связей и свойств бумажной ленты в системе механического привода машины позволяет:

1) установить меру влияния динамических процессов в приводе на натяжение бумажной ленты на участках ее проводки в машине и как следствие несовместимости красок при полноцветной печати;

2) дать оценку изменениям динамических свойств привода во взаимосвязи с упругими свойствами бумажной ленты.

Запишем уравнение (3) в операторной форме

$$\begin{aligned}\frac{\bar{y}_1}{e_1^*} &= -n_1^* (\bar{M}_1 + k e_1 \bar{F}) \\ \frac{\bar{y}_2}{e_2^*} &= -n_2^* (\bar{M}_2 + e_2 \bar{F})\end{aligned}$$

В ранее проведенных исследованиях закон переменной технологической нагрузки, действующий на запечатанный материал F , задавался в виде случайной или гармонической силы с амплитудой равной $\pm 0,25F_m$, где F_m – технологическое натяжение ленты, которое определяется из требований к работе машины. В реальной же ситуации на запечатываемый материал действуют не одна, а несколько сил, которые имеют конкретные источники возникновения и численные значения. В этих условиях с целью управления натяжением ленты на участке ее подачи в машину, рулонные печатные машины оснащаются системой автоматического регулирования (САР).

При этом предполагается, что реальное изменение натяжения ленты на участке между рулоном и первой печатной секцией будет определяться динамикой САР. По полученным в ходе исследования зависимостям был произведен расчет и построены графики изменения натяжения ленты при различных видах внешних возмущений.

Величины амплитуд внешних возмущений были определены следующим образом. При назначении величины ускорения исходили из того, что желаемое время остановки машины с максимальной скорости $V = 10$ м/с составляет 4 с, тогда ускорения $a = 2,5$ м/с². Требованиями к качеству электроэнергии: перепады напряжения в сети не должны превышать $\pm 5\%$ от номинального. Принимаем что, крутящий момент на оси рулона, возникающий от неуравновешенности рулона, может достигать 20 Н·м.

В сетях сжатого воздуха типографий поддерживается рабочее давление 0,3–0,6 МПа. При этом действующее давление в пневмосистеме САР не должно превышать 0,4 МПа. Таким образом, максимальное усилие на поршнях при диаметре цилиндров 100 мм составит

Динаміка та міцність машин

3140 Н, при этом колебания давления в пневмосистеме не должны превышать 1 %. Принимаем $N = 20$ Н. Как было установлено, наиболее значимыми действиями являются изменения ускорения и давления воздуха в пневмосистеме.

По полученным зависимостям был произведен расчет и построены графики изменения натяжения ленты на участке проводки «рулон – первая печатная секция» (рис. 2).

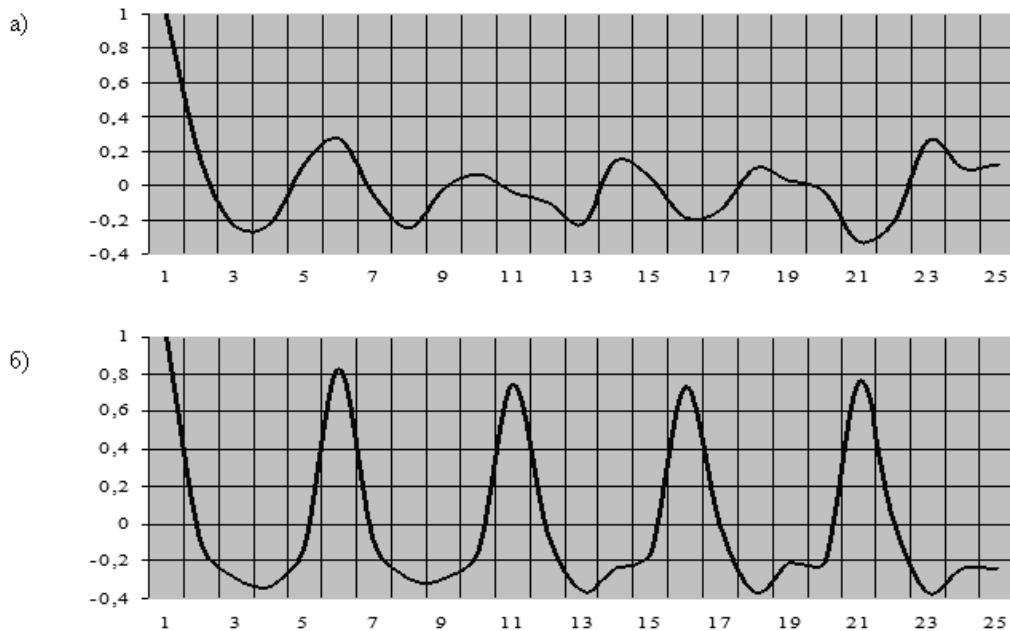


Рис. 2 – Графики изменения натяжения ленты на участке «рулон – первая печатная секция» при внезапной смене: а – давления в пневмосистеме; б – ускорения

Выводы

В результате проведенных исследований разработана двухмассовая модель привода с системой автоматической регулировкой натяжением бумажной ленты. Модель, учитывающая поперечные деформации передач на синхронизирующем валу и динамические явления, происходящие в системе автоматического регулирования натяжением бумажной ленты, позволяет повысить точность совмещения красок.

Список использованных источников:

1. Балакина Е. Н. К вопросу исследования динамики механических приводов рулонных машин / Е. Н. Балакина, Е. А. Воронов // Прикладные задачи механики. – Омск: Изд-во Ом-ГТУ, 1999. – С. 16–19.
2. Воронов Е. А. Научные основы анализа и синтеза параметров механических приводов рулонных машин при регламентированной точности печатания : дис. ... доктора техн. наук / Е. А. Воронов ; Московский полиграф. ин-т. – М., 1990.
3. Система автоматического регулирования натяжения бумажной ленты / Л. М. Кавын, Н. М. Луцкив, Р. И. Петрив, И. Т. Стрепко, С. Килан // Полиграфия и издательское дело. – 2007. – № 2. – С. 15–19.

References

1. Balakina, E & Voronov, E 1999, 'K voprosu issledovaniya dinamiki mekhanicheskikh privodov rulonnykh mashin', *Prikladnye zadachi mekhaniki*, pp. 16-19.
2. Voronov, E 1990, 'Nauchnye osnovy analiza i sinteza parametrov mekhanicheskikh privodov rulonnykh mashin pri reglamentirovannoy tochnosti pechataniya', Doct.tekh.n. thesis, Moskovskiy poligraficheskii institut, Moskva.
3. Kavyn, L, Lutskev, N, Petriv, R, Strepko, I & Kilan, S 2007, 'Sistema avtomaticheskogo regulirovaniya natyazheniya bumazhnoy lenty', *Poligrafiya i izdatelskoe delo*, no. 2, pp. 15-19.

Стаття надійшла до редакції 23 жовтня 2014 р.

УДК 531.01:517.2

**МЕТОД РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНОГО ПОЛЯ ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ
В СОСУДАХ ВЕРТИКАЛЬНИХ ПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ**©Зеленська Т. С.¹, Даниліна Г. В.²*Дніпропетровський національний університет ім. О. Гончара¹**Криворізький коледж Національного авіаційного університету²***Інформація про авторів:**

Зеленська Тетяна Сергіївна: ORCID: 0000-0001-8434-5329; tanyazese@yandex.ru; аспірант кафедри диференціальних рівнянь; Дніпропетровський національний університет ім. О. Гончара; пр. Гагаріна, 72, м. Дніпропетровськ, 49010, Україна.

Даниліна Галина Володимирівна: ORCID: 0000-0003-3477-0508; danilina1415@yandex.ru; кандидат технічних наук; доцент циклової комісії фундаментальних дисциплін; Криворізький коледж Національного авіаційного університету; вул. Туполева, 1, м. Кривий Ріг, Дніпропетровська обл., 50045, Україна.

Розглянуто початково-крайову задачу математичної фізики про рух поздовжніх хвиль в канаті змінної довжини для телеграфного та хвильового рівнянь. Метою роботи є отримання рівняння стану каната, як на барабані, так і поза ним, враховуючи інерційні навантаження на нижньому кінці сталого каната та вплив тертя на шківі вертикальних підйомників.

Застосування модифікованого методу продовження дає змогу аналітично визначити вплив залишкових та відбитих хвиль від рухомого кінця канату на напруження в цілому, та побудувати більш коректну математичну модель розповсюдження поздовжніх хвиль в канатах змінної довжини.

Розв'язок крайових задач, що враховує математично точно зміну границі області інтегрування рівняння динамічного стану канатів, дозволить отримати максимально близький результат до реальних показників динамічного поля напружень в канатах, і відповідно зробити більш точний розрахунок параметрів запасу міцності підйомної установки.

Ключові слова: динамічні процеси; хвильове рівняння; інерційне навантаження.

Зеленская Т. С., Данилина Г. В. «Метод расчета динамического поля продольных колебаний в сосудах вертикальных подъемных механизмов».

Рассмотрена начально-краевая задача математической физики о движении продольных волн в канате переменной длины для телеграфного и волнового уравнений. Целью работы является получение уравнения состояния каната, как на барабанах, так и вне его, учитывая инерционные нагрузки на нижнем конце стального каната и влияние трения на шкивах вертикальных подъемников.

Применение модифицированного метода продолжения позволяет аналитически определить влияние остаточных и отраженных волн от движущегося конца каната на напряжение в целом, и построить более корректную математическую модель распространения продольных волн в канатах переменной длины.

Решение краевых задач, учитывающий математически точно изменение границы области интегрирования уравнения динамического состояния канатов, позволит получить максимально близкий результат к реальным показателям динамического поля напряжений в канатах, и соответственно сделать более точный расчет параметров запаса прочности подъемной установки.

Ключевые слова: динамические процессы; волновое уравнение; инерционные нагрузки.

Zelenskaya T., Danilina G. “The calculation method of the dynamic field of longitudinal vibrations in the vessels of the vertical hoist”.

We consider the initial boundary value problem of mathematical physics of the motion of the longitudinal waves in the rope of variable length for the telegraph and the wave equation. The aim is to obtain the equation of state of war, as a drum, and out of it, given the inertial loads on the lower end of the wire rope and the effect of friction on the pulley vertical lifts.

Application of the modified continuation method allows analytically determine the effect of residual and reflected waves from the moving end of the rope to pull a whole, and to build a more correct mathematical model of the propagation of longitudinal waves in the ropes of variable length.

Solution of boundary value problems, taking into account the change of mathematical precision of the boundary of integration of the dynamic state of the ropes, will yield results as close to the real performance of the dynamic stress field in the ropes, and thus make a more precise calculation of the parameters of safety of the elevator installation.

Keywords: dynamic processes; wave equation; the inertial loads.

1. Постановка проблеми та аналіз публікацій

Серед установок, від яких залежить надійність, безпека і ефективність роботи гірничого підприємства, одне з головних місць належить стаціонарним машинам та установкам. Вони характеризуються складністю конструкцій і великою енергоємністю (на їх частку припадає до 70% всієї споживаної на гірничому підприємстві енергії) і представляють собою комплекси енергомеханічного обладнання, призначеного для підйому корисних копалин і пустих порід на поверхню, підйому і спуску людей, матеріалів, устаткування.

Під час руху каната виникають поздовжні коливання. Коливання каната, викликані гальмуванням, накладаються на перші, що сприяє збільшенню граничних значень зусиль. Якщо динамічні зусилля, що виникають від поздовжніх коливань, накладаються на зусилля від гальмування, може статися "підстрибування вантажу". Для розрахунку та прогнозування таких моментів, потрібно точно вирахувати максимально можливі амплітуди стрибків напружень в канаті, за весь цикл роботи шахтної установки. Це можливо, лише при врахуванні впливу залишкових та відбитих хвиль від рухомої верхньої границі в точці дотику каната зі шківом намотки. Практика експлуатації вантажопідйомних машин з врівноваженими канатами показує, що динамічні процеси в гнучких тягових органах під час їх роботи, в ряді випадків мають нестійкий характер; амплітуди поздовжніх коливань та напружень в канатах з прикріпленим на нижньому кінці вантажем зростають до небезпечних для практичної експлуатації показників [1, 2]. Однак загальною характерною рисою цих робіт є той факт, що в них розглядалися переважно канати постійної довжини, а фактична зміна довжини канату враховувалась тільки опосередковано. Ці обставини суттєво змінюють характер відображень хвиль від рухомого кінця, з'являються не тільки відображені хвилі, а й залишкові, і таким чином змінюється розподіл динамічних напружень в досліджуваному середовищі.

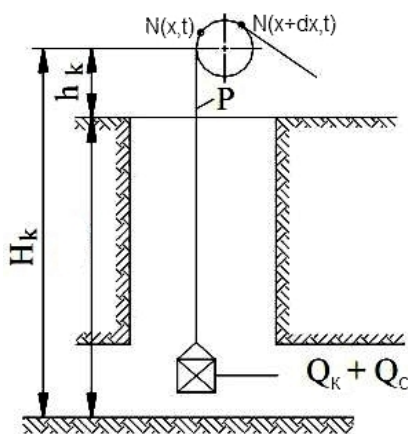
Задача про динамічні зусилля в силу складності і неможливості теоретичного визначення напруженого стану в канаті при аналітичному дослідженні питання про

виникнення в ньому динамічних зусиль, замінюється в деякому відношенні фізично еквівалентною, більш простою математичною моделлю. Для розрахунку шахтних підйомних канатів широким розповсюдженням користується так званий статичний метод розрахунку. Цей метод полягає в тому, що канат розраховується на простий розтяг як однорідний стержень, що підлягає впливу тільки власної ваги та ваги кінцевого вантажу. Щоб врахувати вплив інших сил, приймають підвищений запас міцності. Передбачається, що цей запас міцності покриває всі зусилля, які розвиваються в канаті, як статичні, так і динамічні. Такий недолік в розрахунках, можна усунути, застосовуючи модифікований метод продовження, який буде враховувати вплив коливальних процесів на динамічні зусилля, а отже і запаси міцності вираховуються більш оптимально, і не потребують значних енергозатрат та надлишкового укріплення конструкції.

2. Моделювання крайової задачі та метод розв'язання задачі

Розглядається одна з крайових задач математичної фізики про рух пружних хвильових переміщень в сталюму канаті змінної довжини під дією інерційних навантажень, прикладених до його нижнього кінця та з врахуванням сил тертя на шківі намотування. Основною задачею є отримання рівняння стану каната як на барабані, так і на ділянці висячого канату, у вигляді скінченної суми рядів відображених та залишкових хвиль.

Поздовжні переміщення підйомного канату розраховуємо за статичним та динамічним напруженнями. Дію навантажень приймаємо по правилам безпеки запасів міцності каната (рис. 1).



Статичне напруження підйомного канату складається з ваги кліті з навантаженою вагонеткою та масою каната, довжиною від копрового шків до підйомного сосуду, що знаходиться на прийомній площадці нижнього горизонту.

Статичне навантаження на підйомний канат в верхньому перерізі біля копрового шків дорівнює:

$$Q_k + Q_c + pH_k = \frac{\sigma_s}{k} \cdot S_k,$$

або

$$m + p(l + h_k) = \frac{\sigma_s}{k} \cdot S_k,$$

Рис. 1 – Розрахунок підйомного каната для вертикальної шахти

де Q_k , Q_c – маса відповідно корисного та стаціонарного вантажу, що піднімається за один раз, кг; m – маса загального вантажу, який піднімається за один робочий цикл; p – маса одного погонного метра підйомного каната, кг; l – загальна довжина сталюго канату; H_k – відстань від нижньої прийомної площадки до вісі верхньої копрового шків, м; k – запас міцності підйомного каната; S_k – площа поперечного перерізу проволок каната, σ_s – розрахункова граничнодопустима міцність проволок каната при розтягу; кг/см.

Напруження в вигині точки дотику зі шківом намотування нескінченно мале в порівнянні з розтягуючим напруженням. Канат намотується на барабан радіусом R . Початок вісі x

Динаміка та міцність машин

розташуємо в точці кріплення каната на барабані та вісь x направимо вздовж поздовжньої вісі каната на зустріч вантажу, який підіймається даним канатом. Додатний напрямок пружних переміщень в канаті, позначимо $u(x, t)$. На канат, який знаходиться на шківі діє сила тертя

$$\Phi(x, t) = \lambda \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} dx,$$

де λ – коефіцієнт тертя для каната в цілому. Тоді, буде справедливо рівність

$$N(x + dx) - \Phi(x, t) - N(x, t) = \rho(S_{k1} + S_{k2} + S_{k3} + \dots + S_{kn}) \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} dx,$$

або

$$N(x + dx) - \Phi(x, t) - N(x, t) = \rho S \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} dx,$$

де S – сума всіх поперечних перерізів сталевих проволочок каната; ρ – лінійна густина каната.

$$N(x + dx, t) - N(x, t) = N_x(x + \alpha dx) dx,$$

де $0 < \alpha < 1$. Відносно видовження каната ε при пружних деформаціях визначаємо як диференціал функції $u(x, t)$ по x , тоді зусилля в канаті буде представлено такими рівностями:

$$N(x, t) = ES\varepsilon = ES \frac{\partial u(x, t)}{\partial x},$$

де E – модуль пружності каната першого роду. Тоді

$$ES \frac{\partial^2 u(x + \alpha dx, t)}{\partial x^2} - \lambda \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} dx + u(x, t) = \rho S \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} dx.$$

Спрощуючи останній вираз, отримаємо

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

де $a^2 = \frac{E}{\rho}.$

Останнє рівняння є телеграфним рівнянням, яке у загальному вигляді записується так

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

де $A = -\frac{\lambda}{ES}, B = 0, C = 1, a$ – швидкість намотування каната на барабан.

Позначивши точку $x + dx = x_n$, запишемо початкові та крайові умови для ділянки каната, який лежить на шківі намотування, і на який діє сила тертя:

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

$$u_x(x_n, t) = \eta(t - t_n). \quad (3)$$

Побудуємо продовження функції $\eta(t)$ на всю вісь t :

$$M(t - t_n) = \begin{cases} \eta(t - t_n), & t > t_n \\ 0, & t < t_n. \end{cases}$$

Розв'язання крайової задачі (1-3) для телеграфного рівняння модифікованим методом продовження подано у [3, 4], тому остаточний розв'язок буде мати форму

$$\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} = e^{-\frac{B}{2}(x-x_n)} \left[e^{\frac{Aa(x-x_n)}{2}} M\left(t-t_n - \frac{x-x_n}{a}\right) + \right. \\ \left. + \int_0^{t-t_n - \frac{x-x_n}{a}} \left[\frac{Aa^2}{2} J_0(z) + Ca^2 \frac{t-t_n-\eta}{z} J_1(z) \right] e^{\frac{Aa^2}{2}(t-t_n-\eta)} M(\eta) d\eta \right],$$

де $z = \sqrt{(x-x_n)^2 - a^2((t-t_n)-\eta)^2}$; $J_0(z), J_1(z)$ – функції Бесселя, відповідно нульового та першого порядку.

Спрощуючи останній вираз, отримаємо:

$$\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} = e^{\frac{Aa(x-x_n)}{2}} M\left(t-t_n - \frac{x-x_n}{a}\right) + \int_0^{t-t_n - \frac{x-x_n}{a}} \left[\frac{Aa^2}{2} J_0(z) + a^2 \frac{t-t_n-\eta}{z} J_1(z) \right] e^{\frac{Aa^2}{2}(t-t_n-\eta)} M(\eta) d\eta.$$

В роботах [3, 4] було представлено розв'язання початково-крайової задачі для точки дотику каната зі шківом намотки. Розглянемо початково-крайову задачу для хвильового рівняння для каната змінної довжини під дією інерційних навантажень, прикладених до нижнього кінця цього каната. В області $\varphi(t) < x < l$, $t > 0$ знайти розв'язок хвильового рівняння

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = 0, \quad (4)$$

де, $x = \varphi(t)$ – закон, за яким змінюється довжина каната в наслідок переміщення його верхнього кінця.

Рівняння (4) та вихідна задача повинні задовольняти наступним початковим та крайовим умовам

$$u(x,0) = 0; \quad u_t(x,0) = 0, \quad 0 < x < l; \quad (5)$$

$$u(\varphi(t),t) = 0, \quad u_x(l,t) = \psi(t), \quad t > 0. \quad (6)$$

Функція $\varphi(t)$ описує переміщення верхнього кінця стержня, і в початковий момент її значення дорівнює 0; функція $\psi(x)$ описує інерційні навантаження, які прикладені до кінцевого вантажу.

Так, як в постановці початково-крайової задачі (4-6), в канаті рухається верхній кінець, а у відносній системі координат нижній знаходиться у стані спокою, то розв'язок відшукується за формою $u(x,t) = \chi(x+at)$.

Вводимо продовження функції $\psi(t)$ на всю вісь t :

$$H(t) = \begin{cases} \psi(t), & t > 0; \\ 0, & t < 0. \end{cases}$$

Тоді, враховуючи другу крайову умову (6), вводячи заміну $\varpi = l + at$, $t = \frac{\xi - l}{a}$, отримуємо рівність

$$\chi(\varpi) = \int_{\varpi_0}^{\varpi} H\left(\frac{\xi - l}{a}\right) d\xi + \chi(\varpi_0),$$

або

$$u(x, t) = \int_l^{x+at} H\left(\frac{\xi - l}{a}\right) d\xi + \chi(l).$$

Отже, на інтервалі часу, що визначається подвійною нерівністю $\varphi(t) < at < l$, розв'язком задачі буде функція

$$u(x, t) = \int_l^{x+at} H\left(\frac{\xi - l}{a}\right) d\xi. \quad (7)$$

На інтервалі часу $0 < \frac{l - \varphi(t)}{a}$ функція (7) не буде задовольняти першій крайовій умові (6), і тому виникає необхідність побудови хвилі, відображеної від рухомого верхнього кінця сталевго канату. Для цього застосовуємо, вже викладений у [3, 4] модифікований метод продовження, і продовжуємо побудову хвиль до отримання остаточного розв'язку поставленої крайової задачі, який повністю задовольняє рівняння (4), початкові та крайові умови (5, 6).

Отже, для довільного моменту часу $t > 0$ розв'язок початково-крайової задачі (4-6) при переміщенні верхнього кінця зі швидкістю a буде представлено у вигляді

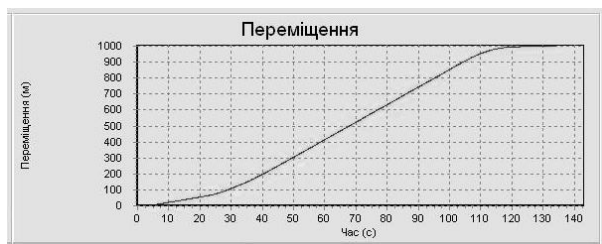
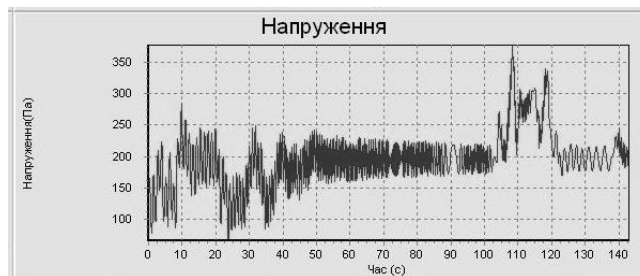
$$u(x, t) = \int_l^{x+at} H\left(\frac{\xi - l}{a}\right) d\xi - \int_l^{\varphi(T_0(x-at)) + aT_0(x-at)} H\left(\frac{\xi - l}{a}\right) d\xi + \\ + \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n+1} \int_l^{\varphi(T_0(\tau(\tau(\dots(\tau(x-at)))))) + aT_0(\tau(\tau(\dots(\tau(x-at))))))} H\left(\frac{\xi - t}{a}\right) d\xi, \quad (8)$$

де

$$T_0(\varpi) = \begin{cases} t_0(\varpi), & \varpi < 0, \\ 0, & \varpi = 0, \\ < 0, & \varpi > 0; \end{cases}$$

$\tau(y) = 2l - (\varphi(T_0(y)) + aT_0(y))$; $n = 1, 2, \dots$ – кількість відбитих хвиль від рухомого кінця за весь повний цикл підняття вантажу.

Розглядаються коливання вертикальної гілки каната з вільно підвішеним вантажем на кінці. Отримані результати для функції переміщень для телеграфного і хвильового рівняння (8) дають змогу побудувати криву зміни в часі точки нижнього кінця кріплення вантажу (рис. 2). А також дослідити зміну амплітуди напружень в канаті за весь цикл роботи підйомної установки і встановити максимальні значення відхилень динамічних напружень, що дасть змогу спрогнозувати можливі періоди ймовірного розриву канату (рис. 3).

**Рис. 2****Рис. 3**

Окрім того, подана задача представляє самостійний інтерес для визначення максимальних та мінімальних відхилень напружень в канатах підйомних механізмів при пуску попередньо навантажених систем, а також при їх незапланованій зупинці.

Висновки

В результаті застосування модифікованого методу продовження при розв'язанні початково-крайових задач для телеграфного та хвильового рівнянь для змінних областей є можливим одержати розв'язок цих задач в квадратурах. Виявляється, що без врахування зміни довжини каната по суті не вдається отримати модель системи, що складається з каната та шківів намотки, достатньо адекватну натуральній. Необхідно враховувати також, що канат на шківі та поза ним навантажується по-різному, і тому поздовжні переміщення описуються різними рівняннями математичної фізики. За допомогою методу відображення та продовження можна моделювати хвильові процеси у врівноважених шахтних підйомних установках, а саме: досліджувати появу додаткових хвиль, які є результатом відбиття первинних хвиль від граничної поверхні.

Список використаних джерел:

1. Fritzkowski P. G. Dynamics of a rope modeled as a discrete system with extensible members / P. G. Fritzkowski, H. A. Kaminski // *Computational Mechanics* – 2009. – Vol. 44(4). – P. 473-480. doi: 10.1590/S1679-78252013000100009.
2. Razdolsky A. G. Propagation of longitudinal deformation wave along a lifting rope of variable length / A. G. Razdolsky // *International journal of solids and structures*. – 2011. – Vol. 48, N 24. – P. 359–364. doi: 10.1016/j.ijsolstr.2011.08.005.
3. Зеленська Т. С. Дослідження напружено-деформівного стану підйомних канатів в динаміці крутильно-поздовжніх переміщень / Т. С. Зеленська, Г. В. Даниліна // *Машинобудування: зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* – Харків, 2014. – Вип. 13. – С. 55–62.
4. Зеленская Т. С. Переходные процессы в канатах с переменной верхней границей / Т. С. Зеленская, Г. В. Данилина // *Машинобудування: зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* – Харків, 2013. – Вип. 12. – С. 6–12.

References

1. Fritzkowski, P & Kaminski, H 2009, 'Dynamics of a rope modeled as a discrete system with extensible members', *Computational Mechanics*, no. 44(4), pp. 473-480. doi: 10.1007/s00466-009-0387-2.
2. Razdolsky, A 2011, 'Propagation of longitudinal deformation wave along a lifting rope of variable length', *International journal of solids and structures*, vol. 48, no. 24, pp. 359-364. doi: 10.1016/j.ijsolstr.2011.08.005.
3. Zelenska, T & Danylina G 2014, 'Research intense the deformed condition of lifting ropes in dynamics of torsional and longitudinal movements', *Mashynobuduvannia*, no. 13, pp. 55-62.
4. Zelenska, T & Danylina G 2013, 'Transient processes in the ropes with a variable upper boundary', *Mashynobuduvannia*, no. 12, pp. 6-12.

Стаття надійшла до редакції 10 листопада 2014 р.

УДК 621.87

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ САМОХІДНИХ КРАНІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ

©Подольак О. С., Назаркін О. А., Смоляков С. Л.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Подольак Олег Степанович: ORCID: 0000-0002-1477-8548; podoliak.09@rambler.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Назаркін Олександр Анатолійович: ORCID: 0000-0003-1384-749X; 2008naa@mail.ru; кандидат педагогічних наук; доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Смоляков Сергій Леонідович: ORCID: 0000-0002-3772-6310; 2008ssl@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Досліджено перехідний процес підймання вантажу з основи стріловим самохідним краном, який оснащено гасителем коливань.

Дослідження проводились на фізичній моделі гусеничного крана КГ-25 вантажопідйомністю 25 тонн. В стрілову і вантажну підвіску встановлені гідравлічні гасителі коливань телескопічного типу. В якості вимірювально-реєструвальної апаратури використано аналого-цифровий перетворювач (АЦП), який було підключено до ПК.

Отримані осцилограми зміни зусилля в часі $F(t)$ в підвісці стріли і вантажних канатах. Результати експериментів підтвердили теоретичні дослідження, які були отримані в попередніх роботах. Розбіжність результатів в визначенні коефіцієнту динаміки складає 6 %, по нижчий частоті коливань 12,5 %, по тривалості періоду розгону механізму підйому в середньому 15 %.

Обробка результатів експерименту дозволила зробити висновки, що найбільш ефективним є включення гасителя коливань в силовий ланцюг вантажної підвіски, при цьому коефіцієнт динаміки стріли зменшується з 1,6 до 1,1, а вантажних канатів з 1,5 практично до 1.

Ключові слова: стріла; вантаж; підвіска; гідравлічний гаситель; коливання.

Подольак О. С., Назаркин А. А., Смоляков С. Л. «Исследование динамических нагрузок элементов стреловой системы самоходных кранов с помощью физической модели».

Исследован переходной процесс подъема груза с основания стреловым самоходным краном оснащенным гасителем колебаний.

Исследования проводились на физической модели гусеничного крана КГ-25 грузоподъемностью 25 тонн. В стреловую и грузовую подвеску установлены гидравлические гасители колебаний телескопического типа. В качестве измерительно-регистрирующей аппаратуры использовался аналого-цифровой преобразователь, подключенный к ПК.

Получены осциллограммы изменения усилий во времени $F(t)$ в подвеске стрелы и грузовых канатах. Результаты экспериментов подтвердили теоретические исследования, которые были получены в предыдущих работах. Расхождение результатов в определении

коефіцієнта динамічності склали 6 %, по нижшій частоті коливань 12,5 %, по продовжителіності часу розгону механізму підйому 15 %.

Обробка результатів експериментів дозволила зробити висновок, що найбільш ефективним є включення гасителя коливань в силову ланку вантажної підвіски, при цьому коефіцієнт динамічності стріли зменшується з 1,6 до 1,1, а вантажних канатів з 1,5 практично до 1.

Ключеві слова: стріла; вантаж; підвіска; гідравлічний гаситель; коливання.

Podoliak O., Nazarkin O., Smolyakov S. “The research of the dynamic loads of the boom system elements of the mobile crane using the physical model”.

The transient process of the load hoisting from base with mobile crane equipped with oscillation damper is researched.

The research with physical model of caterpillar crane KG-25 with capacity 25 t is done. The hydraulic oscillation dampers of telescopic type in the boom and load hook assembly were installed. As a recording equipment the analog data digitizer connected to PC were used.

The oscillograms of force changing in the time $F(t)$ in hook assembly of boom and load ropes are obtained. The results of the experiments have confirmed the theoretical researches that in the previous studies was obtained. Divergence of results in the estimation of dynamic factor were 6 %, by the lowest oscillation frequency – 12,5 %, by duration of acceleration time of hoisting mechanism – 15 %.

The analysis of experiment results allowed to draw a conclusion that the most effective is inclusion of the oscillation damper in the power circuit of the load hook assembly. In this case the dynamic factor of boom from 1,6 to 1,1 is decreased and the dynamic factor of load ropes from 1,5 to 1 is decreased.

Keywords: boom; load; hook assembly; hydraulic damper; oscillations.

1. Актуальність роботи

Ефективним способом зменшення динамічних навантажень є встановлення в силовий ланцюг гідравлічного гасителя коливань але некоректне встановлення гасителів може викликати збільшення коефіцієнту динамічності, часу загасання коливань і стати причиною резонансу. Тому разом з теоретичними повинні проводитися і експериментальні дослідження, які можуть бути виконані за допомогою натурального зразка або фізичної моделі.

2. Огляд опублікованої літератури

В [1] зазначається, що дослідження моделей перед натурними мають ряд переваг в тому, що вони значно дешевші і простіші в виконанні (виконуються в приміщенні), дозволяють досліджувати варіанти конструкції та ін. Також в [1] відмічається, що згідно з теорією подібності дані, отримані при дослідженні будь якого явища, можуть бути перенесені тільки на явища подібні йому, тобто описуватися одними рівняннями. При створенні фізичних моделей слід виходити з однаковості напружень в моделі і в натурі при умові, що напруження не виходять за межі закону Гука. Слід зазначити, що моделі виконують геометрично подібними натурі. Ці ідеї положено в основу наших експериментальних досліджень перехідних коливальних процесів на моделі гусеничного стрілового крану.

3. Мета статті

Знайти закономірності які впливають на процес гасіння коливань під час підйому вантажу за допомогою фізичної моделі стрілового гусеничного крану.

4. Основна частина

В якості натурного обраний стріловий самохідний гусеничний кран КГ-25 (ГОСТ 22827-85) з довжиною основної стріли $L_c = 14$ м, стрілою ґратчастої конструкції з масою $m_c = 2$ т; загальною конструктивною масою крана 36 т; висотою підймання 13,5–7,0 м; швидкістю підймання вантажу не менш 7 м/хв; швидкістю пересування крану 1 км/год. В подальших розрахунках модель позначається індексом «М», а натура індексом «Н».

При довжині елементів стрілової системи l будимо мати коефіцієнт геометричної подібності

$$k_l = \frac{l_H}{l_M}. \quad (1)$$

Коефіцієнт силової подібності

$$k_P = \frac{P_H}{P_M} = \frac{\sigma_H F_H}{\sigma_M F_M} = \frac{F_H}{F_M} = \frac{l_H^2}{l_M^2} = k_l^2. \quad (2)$$

Таким чином, вага вантажу що піднімається повинна моделюватися по квадрату коефіцієнта геометричної подібності, а власна вага конструкції очевидно – по кубу.

Коефіцієнт подібності жорсткостей

$$k_c = \frac{c_H}{c_M} = \frac{P_H \Delta l_M}{\Delta l_H P_M} = k_l. \quad (3)$$

Коефіцієнт подібності частот і періодів власних коливань:

$$k_\omega = \frac{\omega_H}{\omega_M} = \sqrt{\frac{c_H}{M_H} \frac{M_M}{c_M}} = \sqrt{\frac{k_l}{k_l^3}} = \frac{1}{k_l}. \quad (4)$$

$$k_\tau = \frac{\tau_H}{\tau_M} = \frac{\omega_M}{\omega_H} = k_l. \quad (5)$$

Розрахунок наведеної маси стріли. Розрахункова схема стріли може бути представлена у вигляді (рис. 1).

З умов динамічної еквівалентності систем для стріли з одним шарнірним і другим вільним кінцем (маса наводиться к кінцю консолі) маємо вираз:

$$\int_0^{l_1} \frac{M_1}{l_1} \frac{(x\omega)^2}{2} dx + \int_{l_1}^{l_2} \frac{M_2}{l_2 - l_1} \frac{(x\omega)^2}{2} dx + \int_{l_2}^l \frac{M_2}{l - l_2} \frac{(x\omega)^2}{2} dx = \frac{M_{np} (l\omega)^2}{2}$$

Звідси маємо

$$M_{np} = \frac{1}{3} \left\{ M_1 \left(\frac{l_1}{l} \right)^2 + M_2 \left[\left(\frac{l_1}{l} \right)^2 + \frac{l_1 l_2}{l^2} + \left(\frac{l_2}{l} \right)^2 \right] + M_3 \left[1 + \left(\frac{l_2}{l} \right) + \left(\frac{l_2}{l} \right)^2 \right] \right\}. \quad (6)$$

Визначення наведеної жорсткості системи стріла – стрілова канатна підвіска. Жорсткість системи визначається по формулі [2]

$$c = \frac{P}{\Delta A} = E \frac{A_1}{l_1} \frac{\sin \alpha}{\sqrt{\cos^2 \alpha + \left(\cos^2 \alpha + \frac{l_2}{l_1} \frac{A_1}{A_2} \right)^2}}, \quad (7)$$

тут E – модуль пружності 1-го роду, МПа;

A_1, A_2 – наведені площі поперечного перерізу стріли і канатів підвіски відповідно, мм²;

l_1, l_2 – довжини стріли і канатів стрілової підвіски, мм;

α – кут між стрілою і канатами стрілової підвіски, град.

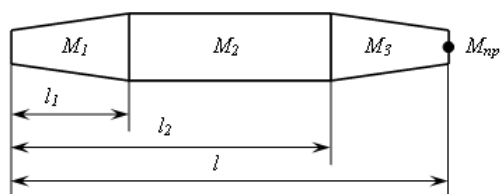


Рис. 1 – Розрахункова схема для визначення наведеної маси стріли

Визначення наведеної жорсткості

вантажної підвіски. Вантажна підвіска моделі складається з двох частин: одного каната $\varnothing 2$ мм і довжиною $l_1 = 1400$ мм та п'яти канатів $\varnothing 2$ мм і довжиною $l_1 = 1400$ мм. З умов рівності лінійних переміщень маємо:

$$\frac{l}{A_1} + \frac{l}{A_2} = \frac{2l}{A_{np}};$$

звідки маємо

$$A_{np} = \frac{2A_1A_2}{A_1 + A_2}. \quad (8)$$

Наведена жорсткість вантажної підвіски:

$$c_{в.н} = \frac{P}{\Delta l} = \frac{E_k A_{np}}{2l}. \quad (9)$$

Порівняльна характеристика геометричних, масових і силових параметрів натур і моделі стрілової системи гусеничного крану показано в табл. 1.

Таблиця 1 – Порівняльна характеристика параметрів системи

Параметри	Натура	Модель	Коеф. подібності	Умови теорії подібності	Розходження
Довжина стріли, мм	14000	1400	$k_l = 10$		
Маса стріли, кг	2000	2,0	$K_m = 1000$	$K_m = k_l^3 = 10^3$	0 %
Наведена маса стріли, кг	700	0,7	1000	1000	0 %
Жорсткість системи стріла – стрілова підвіска, Н/м	$0,69 \cdot 10^7$	$0,66 \cdot 10^6$	10,4	10	4 %
Жорсткість вантажної підвіски, Н/м	$0,25 \cdot 10^7$	$0,23 \cdot 10^6$	10,8	10	8 %

З табл. 1 видно, що основні параметри моделі подібні до параметрів натурального зразка. Отже результати досліджень на фізичній моделі можна вважати достовірними.

Опис фізичної моделі стрілової системи гусеничного крану. На рисунку 2 показана експериментальна установка, яка була створена для дослідження динамічних навантажень що виникають в стріловій системі при підйманні вантажу, а також ефективності зменшення динамічних зусиль за допомогою гідравлічних гасителів коливань.

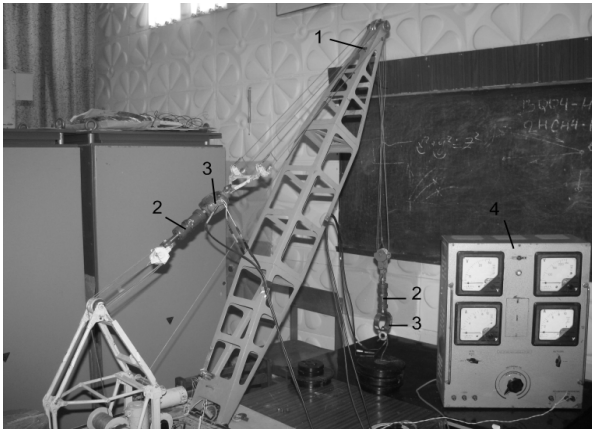


Рис. 2 – Експериментальна установка:
1 – стріла; 2 – гідравлічний гаситель;
3 – датчик; 4 – пульт керування

$F(t)$ в підвісці стріли і вантажних канатах. З рисунку 3, а і б видно, що застосування гідравлічних гасителів коливань дозволяє зменшити динамічні зусилля на 30%, коефіцієнт динамічності майже в 1,5 рази. Очевидно, що таке зменшення динамічних навантажень досягається за рахунок збільшення часу розгону підймання з 0,3 секунди (рис. 3, а) до 0,9 секунди (рис. 3, б) а також поглинання механічної енергії дросельною системою демпферів.

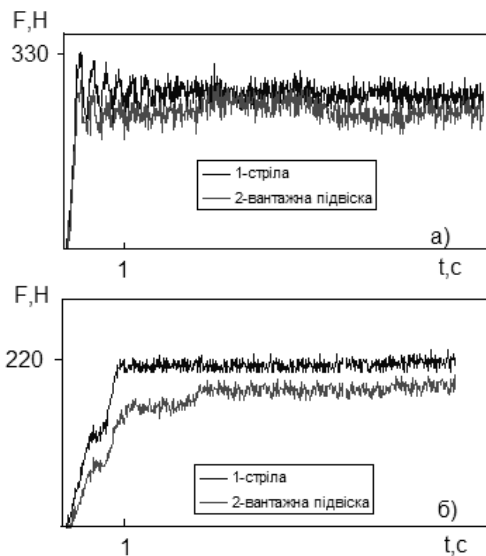


Рис. 3 – Копії осцилограм зміни зусилля в часі при підйманні вантажу вагою 20 кг з жорсткої основи на експериментальній установці:
а – без гідравлічних гасителів коливань;
б – з гідравлічними гасителями коливань

Mashinostroenie, Moskva, Leningrad.

2. Podolyak, O 2009, 'Issledovanie dinamicheskikh nagruzok pri podeme gruzha s zhestkogo osnovaniya avtomobilnym kranom', *Skhidno-Ievropeiskiy zhurnal peredovykh tekhnolohii*, no. 1/5 (37), pp. 43-47.

Стаття надійшла до редакції 3 грудня 2014 р.

До складу експериментальної установки входять: стріла 1; гідравлічні гасителі 2, які розміщені в системі підвіски вантажу і в системі підвіски стріли; тензометричні датчики 3; пульт керування 4. Інформація з датчиків записувалася і оброблялася на комп'ютері, який був обладнаний АЦП.

5. Обговорення результатів експерименту

На рисунку 3 показана зміна зусилля

Висновки

Аналіз експериментальних досліджень дозволяє зробити висновок, що включення гідравлічних гасителів коливань в силовий ланцюг стрілової системи дозволяє значно зменшити динамічні навантаження, які виникають при перехідних процесах під час підйому вантажу з жорсткої основи.

Список використаних джерел:

1. Гохберг М. М. Металлические конструкции кранов. Расчет с учетом явления усталости / М. М. Гохберг. – М. ; Л. : Машиностроение, 1979. – 182 с.
2. Подоляк О. С. Исследование динамических нагрузок при подъеме груза с жесткого основания автомобильным краном / О. С. Подоляк // *Східно-Європейський журнал передових технологій*. – 2009. – № 1/5(37). – С. 43–47.

References

1. Gokhberg, M 1979, *Metallicheskie konstruksii kranov. Raschet s uchetom yavleniya ustalosti*,

УДК 621.9:678

**РОЗРІЗАННЯ ЛИСТОВИХ ВИРОБІВ ІЗ ВОЛОКНИСТИХ
ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ**

©Самчук В. В.

*Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про автора:**

Самчук Володимир Володимирович: ORCID: 0000-0002-2015-1645; samchukvv1986@km.ru; аспірант кафедри металорізючого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

В даний час великих обсягів досягло виробництво композиційних матеріалів, серед яких особливе місце займають композити на основі волокна і полімерної матриці, тому що саме вироби з волокнистих полімерних композитів знаходять усе більш широке застосування в галузях народного господарства в сфері матеріального виробництва. Однак ці матеріали мають ряд недоліків, які особливо себе проявляють в процесі механічного розрізання виробів листової форми. Так при аналізі дефектів оброблених поверхонь та кінематики різання класичних схем механічного розрізання було запропоновано конструкцію пристрою з оптимальною кінематичною схемою різання, використання якої дозволить підвищити якість зрізу.

Ключові слова: розрізання; волокнистий полімерний композитний матеріал.

Самчук В. В. «Разрезание листовых изделий из волокнистых полимерных композитных материалов».

В настоящее время больших объемов достигло производство композиционных материалов, среди которых особое место занимают композиты на основе волокна и полимерной матрицы, так как именно изделия из волокнистых полимерных композитов находят все более широкое применение в отраслях народного хозяйства в сфере материального производства. Однако эти материалы имеют ряд недостатков, которые в особенности себя проявляют в процессе механического разрезания изделий листовой формы. Так при анализе дефектов обработанных поверхностей и кинематики резания классических схем механического разрезания была предложена конструкция устройства с оптимальной кинематической схемой резания, использование которой позволяет повысить качество среза.

Ключевые слова: разрезание; волокнистый полимерный композитный материал.

Samchuk V. “Cutting sheet products from fibrous polymer composite materials”.

Nowadays the manufacturing of composite materials reached big volumes, among them the composites on the basis of fibers and polymeric matrix have a sufficient place because the products made of FPCM are in great demand in sector of national economy in section of material production. However, these materials have several disadvantages that are particularly manifest themselves in the process of mechanical cutting products in sheet form. So in the analysis of the defects of the machined surfaces and the kinematics of cutting the classical schemes of mechanical cutting was proposed design of the device with the optimal kinematics scheme of cutting, the use of which improves the quality of cut.

Keywords: cutting; fibrous polymer composite material.

Верстати та інструменти

1. Постановка проблеми

В останнє десятиліття на багатьох підгалузях хімічної промисловості, як нафтохімія, виробництво неорганічної хімії, а також в авіа-, автомобілебудуванні інтенсивно виконується розробка нових конструкційних матеріалів, які б забезпечували мінімальну масу конструкції, максимальну міцність, твердість, надійність і довговічність при роботі в тяжких умовах навантаження, у тому числі при високих температурах і в агресивному навколишньому середовищі. Цьому першочергово сприяло те, що класичні конструкційні матеріали досягли межі своїх технологічних властивостей. Як наслідок, вчені, перед якими постала задача істотного поліпшення властивостей, змушені створювати принципово нові матеріали, прикладом яких є композити, серед яких особливе місце посідають композити на основі полімерних речовин (епоксидні, поліефірні смоли тощо) та армуючого волокна.

Так не дивлячись на цілий ряд конструкторсько-технологічних переваг цих матеріалів над металами та їх сплавами, недоліки проявили себе в процесі технологічних способах виготовленні виробів із ВПКМ, а особливо при механічній обробці лезовим інструментом. Так до звичних якісних показників поверхні (шорсткість, відхилення форми та розташування) додалися – ворсистість поверхні (кількість не зрізаних волокон), розшарування, глибина та ступінь деструкції поверхневого шару тощо, що значно знижують експлуатаційні показники виробів.

У порівнянні з точінням, фрезеруванням, свердлування найбільш поширеніша технологічною операцією є розрізання ВПКМ, яка в більшості є закінченим процесом при виготовленні виробів, насамперед при розмірному різанні листової форми ВПК. Розрізання подібних матеріалів може бути виконано стрічковими пилами (рис. 1, а) за двома схемами, розрізання ножівковим полотном (рис. 1, б) за схемою зі зворотно-поступальним рухом та дисковими фрезами (пилами) (рис. 1, в, г).

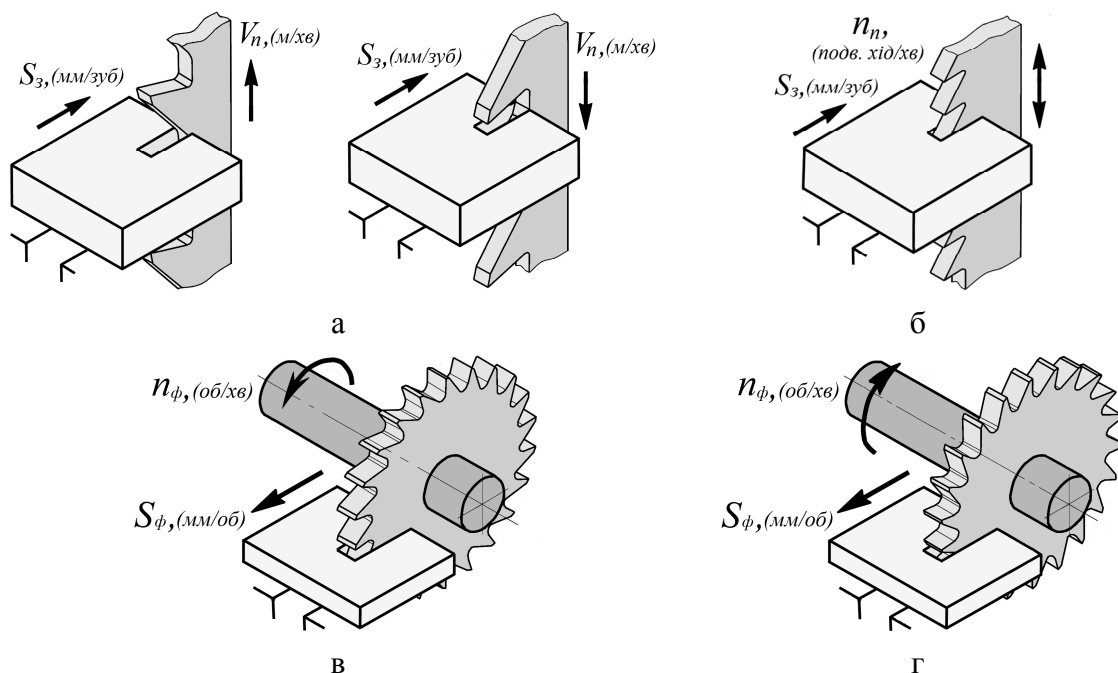


Рис. 1 – Класична схема розрізання листових виробів: а – стрічковими пилами; б – ножівковим полотном; в – дисковою фрезою (побіжне різання); г – дисковою фрезою (зустрічне різання)

Як показує практика, що таке розрізання не забезпечують необхідної якості зрізу, а найбільш розповсюджений дефект є розшарування кромки зрізу (рис. 2). Неважко встановити, що причина цьому є дія сили різання на матеріал.

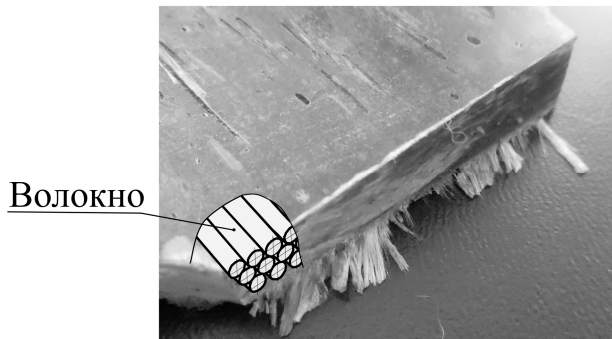


Рис. 2 – Розшарування кромки після розрізання стрічковими пилами та дисковою фрезою виробу листової форми із ВПК з односпрямованим армуванням

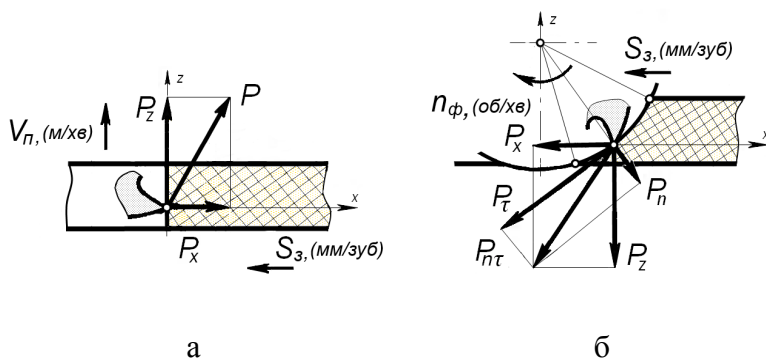


Рис. 3 – Дія складових сили різання на заготовку: а – з боку стрічкової пили; б – при побіжному різанні дисковою фрезою

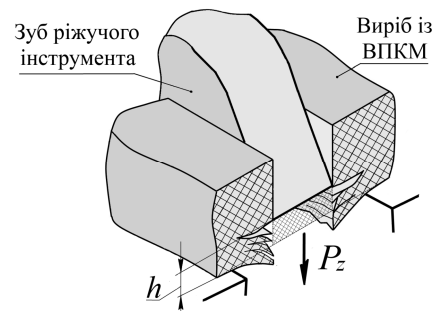


Рис. 4 – Схема розшарування кромки зрізу виробу із ВПКМ

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

У багатьох закордонних так і у вітчизняних публікаціях та наукових роботах, а насамперед у роботах М. В. Везуба, В. І. Дрожина, А. П. Тарасюка та інших [1-3] сформовані вискоєфективні процеси механічної обробки ПКМ при використанні стандартного ріжучого інструмента та для деяких видів спеціального інструмента. Розкрита оптимальна геометрія та форма ріжучої частини з раціональними режимами різання по отриманню певної якості та продуктивності при різанні найпоширеніших видів ПКМ, однак мало приділяють саме процесу розрізання виробів листової форми.

Так А. П. Тарасюком [2] було запропоновано конструкцію кінцевої фрези з різноспрямованими ріжучими кромками, яка дозволяє зменшити розшарування кромки зрізу, однак не усуває ряд недоліків, які властиві такому різанню.

Також було запропоновано [4] конструкцію пристрою для безвібраційного розпилювання, робота якого спрямована на урівноваження сил різання, дія яких є причина вібрації виробу в процесі різання, однак таке розрізання може уникнути лише дефектів викликаних саме схильні коливаннями виробу.

Верстати та інструменти

3. Постановка задачі

Головний недолік схеми (рис. 5, а) розрізання листових виробів листової форми із ВПК кінцевою фрезою є те, що при врізанні зуба у матеріал – він працює за зустрічною схемою різання, а при виході зуба – попутне (рис. 5, б). Таким чином на торці зрізу мають різну якість обробки (рис. 6 та рис 7).

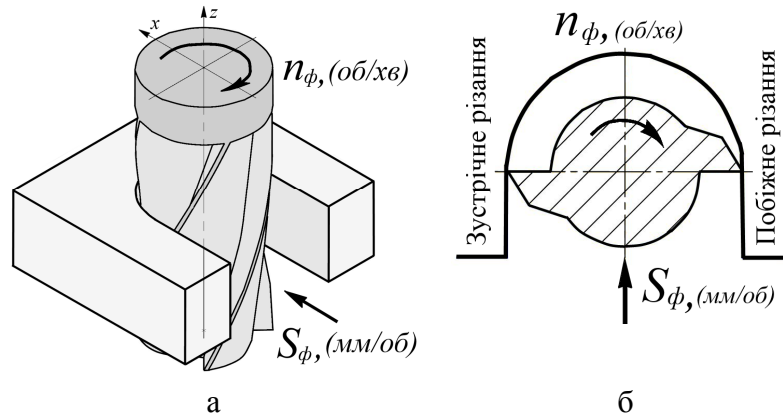
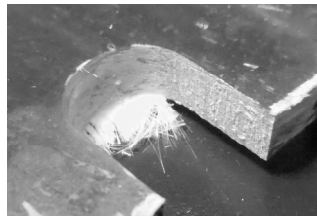
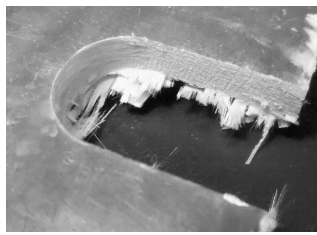


Рис. 5 – Класична схема розрізання ПКМ кінцевою фрезою: а – кінематика робочих рухів; б – схема роботи зубців

з односпрямованим армуванням



з полотняним армуванням



а

б

Рис. 6 – Якість поверхні торця та кромки зрізу при розрізанні кінцевою фрезою виробу листової форми із ВПК: а – при зустрічному; б – побіжному різанні

Вищезазначене свідчить про те, що на якість поверхонь та кромки зрізу суттєво впливає схема взаємного положення напрямку армування і вектора швидкості різання. Тому зразки з полотняним армуванням мають більше дефектів ніж зразки з повздовжнім армуванням (рис. 6).

Так мета роботи є – запропонувати схему різання на базі якої спроектувати ріжучий пристрій при використанні якого торці зрізу мали б однакову якість та не утворював розшарування кромки при розрізанні виробів листової форми із ВПК з будь-яким армуванням.

4. Основний матеріал

З огляду на зразки та класичні схеми розрізання можна запропонувати схему різання з двома (рис. 7) обертальними головними рухами (D_{1n} та D_{2n}), які обертаються в різні сторони відносно один до одного для яких спільний рух подачі (D_s).

Відповідно до цієї схеми можна запропонувати пристрій для розрізання (рис. 8, а), що складатиметься з двох корпусів 1 та 2 (рис. 8, б – конструкція пристрою з одним корпусом 1), у

кожному з яких встановлено з можливістю обертання в різні сторони відносно один до одного шпинделі 3 ($n_{1\phi}$) та 4 ($n_{2\phi}$), причому до кожного з них на одному з кінців жорстко закріплені фрези 5 та 6, які мають форму усіченого конуса, так у однієї з фрез 6 на більшому діаметрі конуса виконана торцева виточка 7, у яку встановлено з зазором більший діаметр другої фрези 5, таким чином, що зубці 8 першої фрези 6 перекривають зубці 9 другої фрези 5.

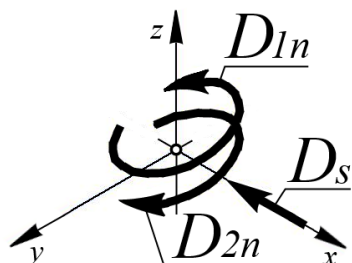


Рис. 7 – Бажана кінематична схема різання виробів листової форми

Пристрій для розрізання працює наступним чином. Окремими приводами на дається обертання (об/хв) двом шпинделям 3 ($n_{1\phi}$) та 4 ($n_{2\phi}$) в різні сторони відносно один одному, а оскільки до них жорстко закріплені фрези 5 та 6 то і вони обертаються. Далі заготовка 10 (листовий матеріал) подається (мм/об) на ці фрези 5 та 6 таким чином, що площина заготовки 10 і ріжучі периферії фрез 5 та 6 утворюють прямий кут (90°).

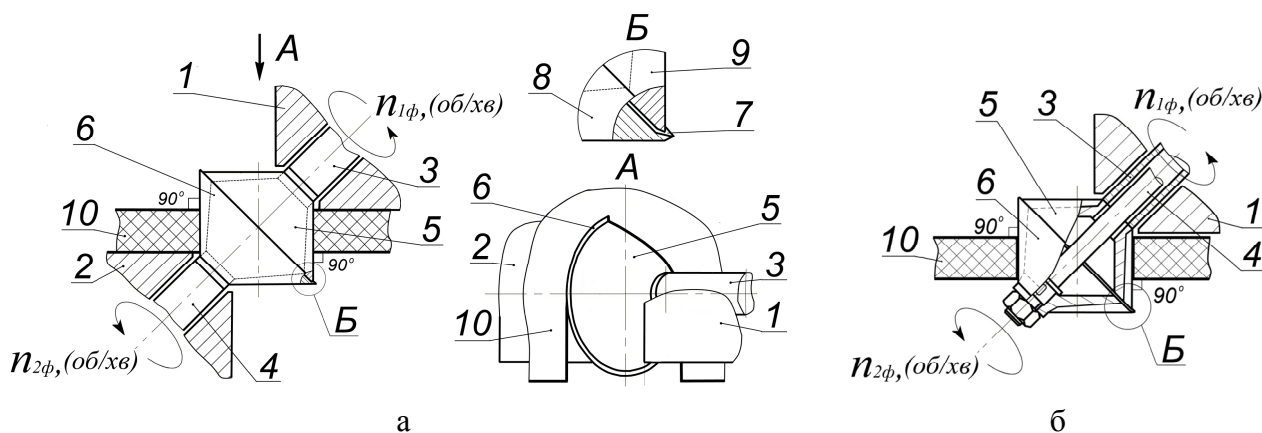


Рис. 8 – Пропонований пристрій для механічного розрізання виробів листової форми із ВПКМ: а – з двома корпусами; б – з одним корпусом

Висновки

Отже, на підставі розглянутих класичних схем розрізання виробів листової форми із ВПК та аналізу їх недоліку було запропоновано конструкцію пристрою в двох виконаннях, використання яких дозволить за рахунок одночасної обробки двома фрезами, які обертаються в протилежні сторони відносно одна від одної, компенсувати сили різання діючі на виріб, що в підсумку дозволить значно знизити рівень коливань заготовки, а також дозволить зменшити розшарування кромки та отримати однакову якість поверхонь зрізу. Також можна зауважити, що конструкція пристрою не є кінцем інженерно-технічної думки, тому будуть не менш актуальні подальші розробки і дослідження стосовно вдосконалення конструкцій. І подальші дослідження з призначення оптимальної геометрії зубців фрез, досліджень з призначення ефективних режимних параметрів для розрізання найбільш розповсюджених видів ВПКМ.

Верстати та інструменти

Список використаних джерел:

1. Вerezub, N. V. Механическая обработка волокнистых полимерных композитов / Н. В. Вerezub, А. П. Тарасюк, Г. Л. Хавин, А. А. Гетманов. – Х. : Изд-во ХНАДУ (ХАДИ), 2001. – 180 с.
2. Тарасюк А. П. Расширение функциональных возможностей волокнистых полимерных композитов за счет разработки эффективных процессов механической обработки / А. П. Тарасюк // дис. на соиск. учен. степени доктора техн. наук. – Х. : 2013. – 485 с.
3. Степанов А. А. Обработка резанием высокопрочных полимерных композитов / А. А. Степанов. – Л. : Машиностроение, 1987. – 176 с.
4. Сичов Ю. І. Пристрій для безвібраційного механічного розпилювання матеріалу / Ю. І. Сичов, А. П. Тарасюк, В. В. Самчук [та ін.] // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 2/7 (56). – С. 70–73.

References

1. Verezub, N, Tarasyuk, A, Khavin, G & Getmanov, A 2001, *Mekhanicheskaya obrabotka voloknistykh polimernykh kompozitov*, Izdatelstvo KhGADU (KhADI), Kharkiv.
2. Tarasyuk, A 2013, 'Rasshirenie funktsionalnykh vozmozhnostey voloknistykh polimernykh kompozitov za schet razrabotki effektivnykh protsessov mekhanicheskoy obrabotki', Doct.tekh.n. thesis, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv.
3. Stepanov, A 1987, 'Obrabotka rezaniem vysokoprochnykh polimernykh kompozitov', Mashinostroenie, Leningrad.
4. Sychoy, Yu, Tarasyuk, A & Samchuk, V 2012, 'Prystrii dlia bezvibratsiinoho mekhanichnoho rozpyliuvannia materialu', *Skhidno-Yevropeyskyi zhurnal peredovykh tekhnolohii*, no. 2/7 (56), pp. 70-73.

Стаття надійшла до редакції 20 липня 2014 р.

УДК 621.793

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН ОХРУПЧУВАННЯ МЕТАЛУ ЗТВ
ЗВАРНОГО З'ЄДНАННЯ СТАЛІ 08X18Г8Н2Т****©Дерябкіна Є. С., О कोरोков А. Р.***Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про авторів:**

Дерябкіна Євгенія Станіславівна: ORCID: 0000-0002-5531-0124; 216464@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

О कोरोков Антон Романович: ORCID: 0000-0001-9005-5766; okorokovanton@mail.ru; студент факультету інтегрованих технологій в виробництві та освіті; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Досліджено вплив термоциклічної обробки на зміни структури і ударної в'язкості зони термічного впливу зварного з'єднання сталі 08X18Г8Н2Т, у результаті чого встановлено, що термоциклування в інтервалі 700-900 °С дозволяє підвищити ударну в'язкість ЗТВ до рівня основного металу у стані поставки. Використання даної сталі замість сталі 12X18Н10Т у хімічному машинобудуванні дозволяє заощадити до 80 кг дефіцитного і дорогого нікелю на 1 т прокату.

Використані сучасні методики механічних випробувань, метало- і електронографічних досліджень.

Ключові слова: феритно-аустенітна сталь; вміст нікелю; зона термічного впливу; термічний цикл зварювання; термоциклічна обробка; ударна в'язкість.

Дерябкина Е. С., О कोरोков А. Р. «Исследование причин охрупчивания металла ЗТВ сварного соединения стали 08X18Г8Н2Т».

Исследовано влияние термоциклической обработки на изменения структуры и ударной вязкости зоны термического влияния сварного соединения стали 08X18Г8Н2Т, в результате чего установлено, что термоциклирование в интервале 700-900 °С позволяет повысить ударную вязкость ЗТВ до уровня основного металла в состоянии поставки. Использование данной стали вместо стали 12X18Н10Т в химическом машиностроении позволяет экономить до 80 кг дефицитного и дорогого никеля на 1 т проката.

Использованы современные методики механических испытаний, метало- и электронографических исследований.

Ключевые слова: ферритно-аустенитная сталь; содержание никеля; зона термического влияния; термический цикл сварки; термоциклическая обработка; ударная вязкость.

Deryabkina E., Okorokov A. “Research the causes embrittlement of the HAZ of the welded joint of steel 08H18G8N2T”.

The influence of temperature cycling treatment on change of structure and toughness of the HAZ of the welded steel 08H18G8N2T compound, whereby found that thermal cycling in the range 700-900⁰S improves the HAZ toughness to the level of the base metal in a state of delivery. Use of this steel instead of steel in 12X18H10T chemical engineering saves up to 80 kg of scarce and expensive nickel 1t hire.

The use of modern techniques of mechanical testing, metal and electron diffraction studies.

Keywords: ferritic-austenitic steels; nickel content; heat-affected zone; thermal cycle of welding; thermocycling treatment; the toughness.

1. Стан питання

Створена, як заміник широко застосованих у хімічному машинобудуванні дефіцитних хромонікелевих аустенітних сталей тину 18-10 (з 10 % Ni) феритно-аустенітна сталь 08X18Г8Н2Т з низьким вмістом дефіцитного нікелю (~ 10 % Ni), має високу міцність і стійкість до міжкристалітної корозії [1]. Тепловий вплив на метал при зварюванні і гарячій обробці феритно-аустенітних сталей у процесі виготовлення устаткування викликає зміни його структури і властивостей. Повнота структурних перетворень залежить від ступеня і тривалості перегріву, тобто температури і швидкості нагрівання, швидкості охолодження зварного з'єднання.

Внаслідок росту зерна й зменшення кількості аустеніту спостерігається деяке зниження ударної в'язкості зони термічного впливу (ЗТВ); повторне тривале нагрівання перегрітих ділянок зварного з'єднання може привести до ще більшого охрупчування [2].

У ЗТВ, що нагріваються до температур вище 500 °С, спостерігається зниження корозійної стійкості зварного з'єднання. Корозійному руйнуванню піддається переважно аустенітна фаза, яка розташована у вигляді тонких прошарків між крупними зернами фериту [3].

Таким чином, забезпечення високих міцнісних і корозійних властивостей ЗТВ зварних з'єднань феритно-аустенітних сталей перебуває у прямій залежності від тепловкладення при зварюванні, що визначається способом і режимом зварювання. Основним недоліком, що перешкоджає широкому впровадженню цієї сталі, є схильність до окрихчення металу ЗТВ, що супроводжується зниженням ударної в'язкості зварного з'єднання.

2. Метою дослідження є визначення причин окрихчення металу ЗТВ зварного з'єднання сталі 08X18Г8Н2Т при термоциклічній обробці (ТЦО), що імітує термічний цикл зварювання [3].

3. Основний матеріал

Зразки розміром 12x12x60 мм зі сталі промислової виплавки (0,055 % С, 0,45 % Si, 7,01 % Mn, 18,2 % Cr, 3,25 % Ni, 0,29 % Ti, 0,03 % P, 0,03 % S) піддавали швидкісному нагріванню шляхом пропускання електричного струму в індуктор установки СВЧ. Зміни термічних циклів зварювання контролювали за допомогою потенціометру і хромельалюмелевих термопар діаметром 0,5 мм. Максимальну температуру нагрівання вибрали рівної 1300⁰С, швидкість нагрівання ~ 80 °С/с, швидкість охолодження ~ 40 °С. ТЦО проводили шляхом нагрівання і охолодження в інтервалі 500-700, 600-800 і 700-900 °С. Число циклів складало 10, швидкість нагрівання ~ 50 °С/хв, швидкість охолодженні ~ 150 °С/хвил, окрихчування металу по величині ударної в'язкості. Випробування на ударний вигин проводили на стандартних зразках за ДСТ 9454-78 при – 20 °С. Мікроструктуру виявляли електролітичним травленням у розчині хромового ангідриду з наступним фарбуванням феритної складової у реактиві Гросбека. Відсоткове співвідношення структурних складових визначали лінійним методом [4]. Електронно-фрактографічне вивчення зламів ударних зразків проводили по методу просвічування одноступінчастих вугільних екстракційних реплік у електронному мікроскопі.

Результати випробувань на ударний вигин, виміри твердості, дані по фазовому складу наведені в табл. 1. Встановлено, що ТЦО в інтервалі 500–700, 600–800 °С є неефективною,

тому що приводить не до підвищення ударної в'язкості, а навпаки, до помітного її зниження. Обробка в інтервалі 700–900 °С дозволяє в 2 рази збільшити ударну в'язкість металу ЗТВ, тобто майже до значень, характерних для основного металу у стані поставки.

Таблиця 1 – Механічні властивості і фазовий склад сталі 08Х18Г8Н2Т

Стан металу	КСU ₋₂₀ , МДж/м ²	H ₅₀ (аустеніт)	HV	Вміст, %		
				аустеніту	фериту	мартенситу
У стані поставки	0,98	244	227	60	35	5
Після ТЦО, °С:						
500-700	0,42	240	267	20	30	50
600-800	0,64	244	262	37	10	53
700-900	1,20	274	271	30	15	55

ТЦО приводить до зниження загального рівня твердості металу ЗТВ і мікротвердості аустенітної складової структури в порівнянні зі станом після зварювального нагрівання. Значення HV і мікротвердості аустеніту після термоцикування в інтервалах 500 – 700⁰С і 600 – 800⁰С більш низькі, однак це не сприяє підвищенню ударної в'язкості.

Після ТЦО в інтервалі 700 – 900 °С твердість знижується менше, а ударна в'язкість при – 20 °С зростає до 1,2 МДж/м². При вивченні мікроструктури зразків на оптичному мікроскопі встановлено, що в результаті впливу ТЦО на БШЗ зменшується загальна кількість δ - фериту, а також відбувається істотна фрагментація структури.

Відзначено, що γ – фаза виділяється не тільки по границях, але й у тілі феритних зерен. При цьому довжина полів фериту, вільного від виділень γ – фази, значно знижується. Максимального розвитку ці тенденції досягають у випадку ТЦО в інтервалі 600 – 800 °С.

Для визначення причин зміни ударної в'язкості залежно від режиму ТЦО проведено електронно – фрактографічні дослідження поверхні руйнування ударних зразків, вирізаних з металу БШЗ, імітованої на сталі 08Х18Г8Н2Т. Зразки випробовували у стані поставки і після ТЦО. У першому випадку в зламах спостерігаються ділянки з високоенергоємними параболічними ямками грузлого руйнування по обох структурних складових – аустеніту й фериту. Великі і плівкові дендрити, що часто зустрічаються, карбідів Me₂₃C₆ також ініціюють грузле ямкове руйнування, хоча й зі значно меншою енергоємністю (рис. 1, а).

Великі (порядку 10 мкм) включення карбонітридів титану ініціюють розшарування, які не одержують істотного розвитку. Зустрічаються ділянки руйнування по міжфазним границях, а також елементи грузлого відколу. Для фасеток транскрісталітного відколу характерний розвиток двійникової структури, хоча й зустрічаються окремі ділянки зі струмковим візерунком.

ТЦО в інтервалі 500–700 °С викликає деяке підвищення однорідності розмірів і форми ямок грузлого руйнування, а також розвиток ямкового руйнування по міжфазним границях. Ділянки грузлого руйнування мають значно меншу довжину. Двійникові язички стають менше по розмірах, а також більше однорідні; на поверхні окремих фасеток відколу з'являється шевронний візерунок (рис. 1, б). У зламі зберігаються великі карбонітриди титану, однак основна роль у формуванні ударної в'язкості належить скупченням плівкових сульфідних включень, що ініціюють розшарування по надлишковій фазі (рис. 1, в).

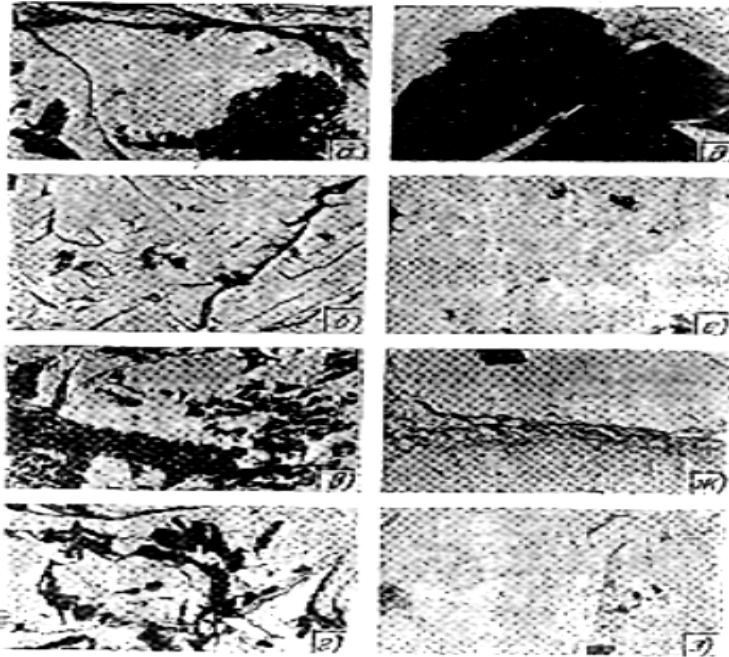


Рис. 1 – Фрактограми зламів ударних зразків БШЗ зварних з'єднань сталі 08X18Г8Н2Т, x7800

Підвищення температури ТЦО до 600–800 °С приводить до певних змін у морфології надлишкових фаз. У зламі з'являються пластинчасті включення карбонітрідів титана, що носять явні сліди деякого розчинення в ході ТЦО. Крім того, відзначається коагуляція дендритних включень карбиду Me_{23}C_6 (рис. 1, г). Протяжні ділянки плівкових виділень, що ініціюють розшарування по надлишковій фазі, не виявлені. У зламі присутній велика кількість фасеток відколу, сформованих по типі шевронного візерунка з

відносно дрібними двійниками. Ділянки струменевого візерунка не відзначені. На міжфазних границях і у фасетках відколу спостерігаються численні пластичні утягнення, які можна розглядати як свідчення фрагментації структурних складових. Дані електронної фрактографії дозволяють вважати, що характеристичний розмір фрагментів перебуває в межах 0,5–1 мкм.

При подальшому підвищенні температури ТЦО (до 700–900 °С) спостерігається розчинення карбонітрідів титана (рис. 1, д). Фрагментація матриці виражається в появі груп дрібних ямок грузлого внутрішнього руйнування в прикордонних обсягах голок γ' – фази (рис. 1, е, ж). На фасетках відколу виявляються ділянки, що містять гребені пластичної деформації і ямки (рис. 1, з); їхня морфологія свідчить про зміну мікромеханізму руйнування.

Висновки

Досліджено вплив ТЦО на охрупчування ЗТВ сталі 08X18Г8Н2Т, яке оцінювали по величині ударної в'язкості. Результати досліджень показали:

- зниження ударної в'язкості після ТЦО в інтервалі 500–700 °С викликано утворенням дисперсних надлишкових фаз плівкової морфології, що різко знижують енергоємність грузлого руйнування;
- зниження кількості цих виділень (в основному, інтенсивно, що розвивається фрагментація, феритної матриці) при обробці в інтервалі 600 – 800 °С дозволяє підняти рівень ударної в'язкості майже до вихідних значень після імітації зварювального нагрівання;
- підвищення ударної в'язкості при ТЦО по режиму 700–900 °С до значень, що відповідають основному металу, пов'язане у стані поставки з коагуляцією включень надлишкових фаз і подальшим розвитком фрагментації.

Підвищення ударної в'язкості металу ЗТВ в інтервалі 700–900 °С зв'язано не тільки зі значним зменшенням кількості δ – феритної складової у структурі, але й з коагуляцією включень надлишкових фаз, посиленням розвитку фрагментації феритної матриці, що в цілому збільшує енергоємність руйнування структури. Гарантуємі значення ударної в'язкості металу ЗТВ сталі 08X18Г8Н2Т можуть бути уточнені безпосередньо при випробуванні зварних з'єднань.

Список використаних джерел:

1. Замена хромоникелевых сталей новыми марками с пониженным содержанием никеля в химическом машиностроении: (Отчет по теме № 81-27). – М. : Ниихиммаш, 1997. – 165 с.
2. Исследование низконикелевых нержавеющей сталей с целью применения их для конструкций химического машиностроения по профилю предприятия: (Отчет по теме №25-37). – Харьков: УкрНИИхиммаш, 1999. – 317с.
3. Кошелев Н. Н. Методика имитации термических циклов с помощью установки токов высокой частоты / Н. Н. Кошелев, В. В. Антонов // Сварка с регулированием термических циклов конструкций нефтяной и газовой промышленности :Труды МИНХ и ГП им. И.М. Губкина. – 2000. – Вып. 151. – С. 5–10.
4. Салтыков С. А. Стереометрическая металлография / С. А. Салтыков. – М. : Металлургия, 1997. – 376 с.

References

1. NIikhimmash 1997, *Zamena khromonikelevykh staley novymi markami s ponizhennym sodержaniem nikelya v khimicheskoy mashinostroenii*, Otchet po teme № 81-27, NIikhimmash, Moskva.
2. UkrNIikhimmash 1999, *Issledovanie nizkonikelevykh nerzhaveyushchikh staley s tselyu primeneniya ikh dlya konstruktiv khimicheskogo mashinostroeniya po profilyu predpriyatiya*, Otchet po teme №25-37, UkrNIikhimmash, Kharkiv.
3. Koshelev, N & Antonov, V 2000, 'Metodika imitatsii termicheskikh tsiklov s pomoshchyu ustanovki tokov vysokoy chastoty', *Svarka s regulirovaniem termicheskikh tsiklov konstruktiv neftyanoy i gazovoy promyshlennosti. Trudy MINKh i GP im. I.M. Gubkina*, no. 151, pp. 5-10.
4. Saltykov, S 1997, *Stereometricheskaya metallografiya*, Metallurgiya, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 3 листопада 2014 р.

УДК 621.791

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ СВАРКИ ЧУГУНА

©Калин Н. А., Изотова Е. А.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Калін Микола Андрійович: ORCID: 0000-0002-4068-2718; svargof@gmail.com; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Изотова Катерина Олександрівна: ORCID: 0000-0002-6585-6681; ant-izotov@yandex.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Целью работы явилось повышения качества металла шва при газовой и электродуговой сварке высокопрочного чугуна путем усовершенствования состава прутков марки А.

Эксперимент проводили прутками с добавлением легирующих элементов, содержащих редкоземельные металлы и бор. В качестве легирующей и модифицирующей добавки РЗМ в чугунных прутках использовали иттрий.

Проверку сварочно-технологических свойств опытных составов прутков проводили при газовой и электродуговой сварке высокопрочного чугуна.

Установлено, что комплексное модифицирование существенным образом повышает переход модификаторов, особенно иттрия. Структура наплавленного металла перлитная с небольшими участками аустенита дендритной ориентации. Твердость в этой зоне составляет 229НВ. Графит шаровидный средней величины, несколько мельче, чем в основном металле.

Разработан состав прутка для газовой и электродуговой сварки высокопрочного чугуна, содержащий содержит новую систему легирования и раскисления – РЗМ – бор и обеспечивающий высокое качество металла шва.

Ключевые слова: редкоземельные металлы; чугун; сварка; прутки; модифицирование.

Калін М. А., Изотова К. О. «Удосконалення матеріалів для зварювання чавуну».

Метою роботи з'явилося підвищення якості металу шва при газовому й електродуговому зварюванні високоміцного чавуну шляхом удосконалення складу прутків марки А.

Експеримент проводили прутками з додаванням легуючих елементів, що містять рідкісноземельні метали й бор. У якості легуючої і модифікуючої добавки РЗМ у чавунних прутках використовували ітрій.

Перевірку зварювально-технологічних властивостей дослідних складів прутків проводили при газовому й електродуговому зварюванні високоміцного чавуну.

Установлено, що комплексне модифікування істотно підвищує перехід модифікаторів, особливо ітрія. Структура наплавленого металу перлітна з невеликими ділянками аустеніту дендритної орієнтації. Твердість у цій зоні становить 229НВ. Графіт кулястий середньої величини, трохи дрібніший, чим в основному металі.

Розроблений склад прутка для газового й електродугового зварювання високоміцного чавуну, що містить нову систему легування й розкислення – РЗМ – бор, що й забезпечує високу якість металу шва.

Ключові слова: рідкісноземельні метали; чавун; зварювання; прутки; модифікування.

Kalin N., Izotova C. “Improvement of materials for welding of cast-iron”.

The aim of work was upgrading of metal of guy-sutures at the gas and electricarc welding of durable cast-iron by the improvement of composition of bar of brand A.

An experiment was conducted by bar with addition of alloying elements, containing rare-earth metals and coniferous forest. As alloying and modifying addition of P3M in cast-iron bar used a yttrium.

Verification of welding-technological properties of the experienced compositions of bar was conducted at the gas and electricarc welding of durable cast-iron.

It is set that complex retrofitting the transition of modifiers promotes substantial character, especially yttrium. The structure of welding metal is pearlitic with the small areas of austenite of dendritic orientation. Hardness in this area makes 229HB. The spherical rules average, some more shallow, than in a parent metal.

Composition of bar is worked out for the gas and electricarc welding of durable cast-iron, containing contains the new system of alloying and desoxydating - P3M is the coniferous forest and providing high quality of metal of guy-sutures.

Keywords: rare-earth metals; cast-iron; welding; bar; retrofitting.

1. Постановка проблемы

В последнее время в мировой практике расширяется применение чугунов со специальными свойствами: высокопрочного, ковкого, аустенитно-никелевого, высокохромистого и др. отсюда необходимость изучения процессов их сварки [1]. Так как химический состав, структура и свойства специальных чугунов резко отличаются, то особенности их сварки необходимо рассмотреть отдельно [2].

В большинстве случаев дефекты в чугунных деталях и отливках можно устранить. При правильном выборе способов устранения дефектов и их тщательном выполнении качество восстановленных деталей, как правило, отвечает требованиям эксплуатации.

2. Анализ последних исследований

В области работ связанных со сваркой чугуна проведены многочисленные исследования, разработаны высокоэффективные способы ручной и механизированной сварки, наплавки чугуна и сварочных материалов улучшенных марок [3, 4].

В различных отраслях промышленности используют одни и те же методы сварки, несколько отличающиеся по применяемым сварочным материалам. Наиболее широкое применение процессы сварки и резки чугуна находят при исправлении дефектов в отливках до и после механической обработки. Исправление дефектов на поверхностях отливок и изделий различного эксплуатационного назначения не наносит ущерба их качеству. В этом случае сварочные процессы рассматривают как составную часть литейной технологии.

Распыленность сварочного производства на многочисленных предприятиях, зачастую не имеющих специализированных сварочных участков, сварочных материалов и квалифицированных кадров, создает условия, при которых не исключена подмена технологического комплекса кустарными решениями с использованием случайных материалов и средств, не обеспечивающих качества и надежности восстановленных чугунных изделий.

Широкое применение современных методов сварки позволит расширить номенклатуру исправляемых дефектов и повысить качество изготавливаемых и ремонтируемых деталей.

3. Экспериментальная часть

Чугунные прутки по ГОСТ 2671-80 для газовой сварки и изготовления электродов представляют собой чугун эвтектического и заэвтектоидного состава с углеродным эквивалентом 4,3–4,8 %, получаемом при меньшем содержании углерода (3,0-3,5 %).

Прутки различных диаметров (6-16 мм) отливали в графитовые кокили. Металл для присадочных прутков выплавляли в индукционных печах, обеспечивающих высокую температуру перегрева (1400-1580 °C) с регулировкой выдержки металла в жидком состоянии не менее 15 мин.

Химический состав трех вариантов полученных прутков приведен в таблице 1.

Таблица 1 – Химический состав опытных прутков в %

Вариант прутка	C	Si	Mn	Mg	Mo	Ni	Al	PЗМ	B	Cr
1	3,1	1,2	0,25	0,04	0,04	0,2	0,2	0,5	0,06	0,07
2	3,5	2,4	0,4	0,1	0,15	0,45	0,4	0,3	0,1	0,1
3	3,8	3,8	0,8	0,12	0,7	0,6	0,6	0,03	0,15	0,12

Для сравнения, в качестве присадочного материала при газовой и электродуговой сварке чугуна, использовались прутки диаметром 8-10 мм из чугуна марки А или Б по ГОСТ 2671-80, изготавливаемые способом отливки в специальные металлические формы.

В качестве флюса при газовой сварке использовалась бура техническая по ГОСТ 8429-77, прокаленная при температуре 300-350 °C в течение 2-х часов.

В качестве легирующей и модифицирующей добавки РЗМ в чугунных прутках использовали иттрий.

Проверку сварочно-технологических свойств опытных составов прутков проводили при газовой (ацетилено-кислородной) и электродуговой сварке высокопрочного чугуна марки ВЧ-45-5.

Чугунные электроды представляют собой литые чугунные прутки, покрытые слоем стабилизирующей обмазки, наносимой методом окунания. В состав покрытия вводили большое количество графитизаторов, а кремний введен в виде карбида кремния для компенсации угара кремния.

Имитацию дефектов производили путем строжки канавок на поверхности чугунных пластин толщиной 30 мм.

Твердость металла шва и наплавленного металла измеряли на приборе ТК-2, микротвердость замеряли на приборе ПМТ-3. Пробы для химического анализа наплавленного металла отбирали из верхних слоев наплавки в соответствии с ГОСТ 7122-81.

Общий характер микроструктуры сварных швов оценивали с помощью оптического микроскопа МИМ–8М на поперечных микрошлифах размером 15x25x30 мм, протравленных в 5 %-ном спиртовом растворе азотной кислоты.

4. Результаты исследований

Известно, что магний является модификатором, способствующим образованию шаровидной формы графита. Однако, имея низкую температуру испарения и кипения, в условиях высоких температур дугового процесса сварки он практически полностью выгорает, (коэффициент усвоения составляет 0,03 %).

Графит в этих местах меняет форму с глобулярной на хлопьевидный или пластинчатый, т.е. происходит нарушение идентичности структуры, а следовательно, и механических свойств по сечению сварного соединения.

Иначе ведут себя при высоких температурах редкоземельные металлы. Обладая малой упругостью диссоциации оксидов и высокой температурой кипения, РЗМ при электродуговых (а тем более при газовых) способах сварки выгорают на порядок меньше по сравнению с магнием, т.е. они более живучи в переплавленном металле. Поэтому, для обеспечения структуры чугуна с глобулярным графитом при электродуговых способах в предлагаемый состав введены редкоземельные металлы в количестве 0,03-0,5 %. Находясь в наплавленном металле совместно с магнием, РЗМ обеспечивает глобулярную форму графита.

Бор вводится в количестве 0,06-0,15 % в состав сварочного прутка с целью придания ему свойств самофлюсования при электрических способах сварки чугуна, т.е. позволяет использовать прутки для сварки без покрытия или флюса.

Свойство самофлюсования сварочному прутку также придают и активные раскислители и дегазаторы как РЗМ и алюминий, но в меньшей степени, чем бор.

Алюминий является близким по активности к РЗМ, поэтому, находясь в сварочной ванне, он интенсивно соединяется с кислородом, серой, фосфором, унося образовавшиеся интерметаллиды в шлак, сохраняя тем самым РЗМ от значительного выгорания. Оставшаяся часть алюминия (до 0,1 вес. %) идет на образование центров графитизации.

Введение в состав металла прутков хрома в количестве 0,07-0,12 % упрочняет матрицу чугуна, повышая тем самым его механические свойства.

Для металлографического исследования качества наплавленного металла и зон термического влияния были использованы образцы, заваренные газовой сваркой с применением прутка варианта № 2. и прутка марки А. Исследованием установлено:

1. По макроструктуре на обоих образцах четко проявляется наплавленный металл и зона термовлияния, четкой линии сплавления основного и наплавленного металла не имеется.

2. Структура основного металла в обоих случаях состоит из перлита, шаровидного графита средних размеров и единичных весьма мелких включений цементита. Феррит присутствует в небольшом количестве (до 5 %). Твердость основного металла составляет 217 ед НВ.

3. Структура наплавленного металла у поверхности шва на глубине до 1,5-2 мм перлитная и небольшими участками аустенита дендритной ориентации. Далее по высоте шва вплоть до линии сплавления в структуре преобладает перлит. Твердость в этой зоне в обоих случаях составляет 229 ед. НВ. Включения феррита и цементита единичны. Графит шаровидный средней величины, несколько мельче, чем в основном металле (рис. 1).

4. В зоне термического влияния на обоих образцах отмечается значительное увеличение количества феррита по сравнению с основным металлом. Твердость в зоне термовлияния обоих образцов составляет 167-197 ед. НВ.

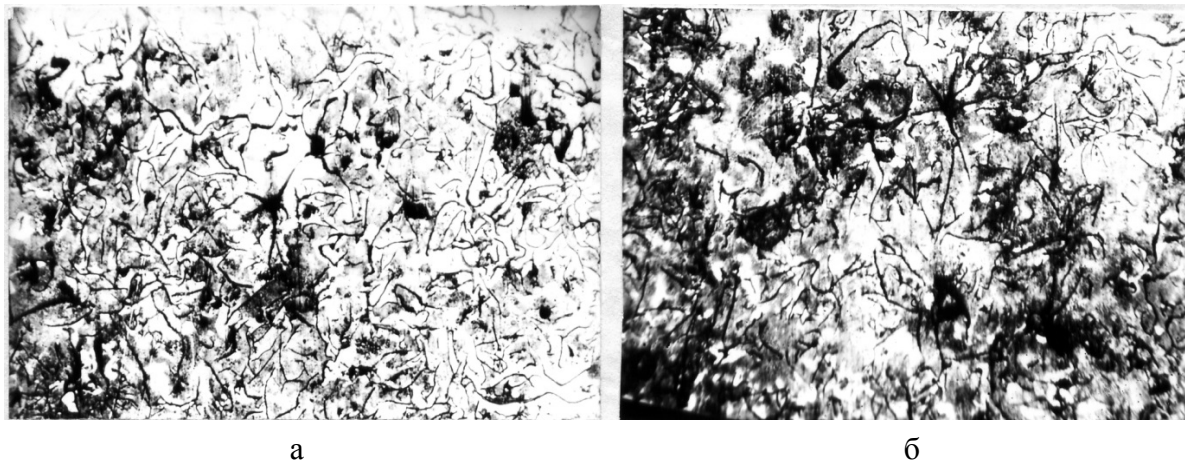


Рис. 1 – Микроструктура металла шва виконанного прутком А (а) и опытным прутком (б) х 450

За счет введения в прутки активнейших раскислителей иттрия и магния достигается полное раскисление и десульфурация наплавленного металла.

Малые добавки РЗМ в прутке оказывают рафинирующее и модифицирующее воздействие за счет образования дополнительных центров кристаллизации графита, что в свою очередь, снижает вероятность образования закалочных структур в зоне сплавления, исключает образование трещин в наплавленном металле и переходной зоне.

Кроме того, введение РЗМ, обладающих большим сродством к кислороду, сере, способствуют очищению границ зерен перлитной матрицы за счет образования оксидов и оксисульфидов РЗМ и, как следствие, повышает стойкость наплавленного металла и переходной зоны против образования трещин и пор.

Как показала практика, использование одного и того же исходного металла прутка в зависимости от способа сварки и режима в одном случае обеспечивает наплавленный металл с шаровидным графитом, а в другом нет. Это происходит из-за различного остаточного содержания модификаторов в наплавленном металле при разных образах сварки.

Исследовали металл, наплавленный в разделку глубиной 30 мм на пластинах (250x150x45 мм) из высокопрочного магниевого чугуна. Наплавку проводили разными способами: ацетилено-кислородным пламенем; электрической дугой с графитовым электродом и плавящимся чугунным электродом.

Химический состав прутка, в %:

3-3,5 С; 3-3,6 Si; 0,4-0,7 Mn; 0,3-0,7 Ni; 0,2-0,5 Mo; 0,08-0,12 Cr; 0,005-0,08 S; 0,04-0,08 P.

По условиям эксперимента в состав прутков вводили в %: 0,05-0,39 Y либо 0,03-0,4 Mg, либо 0,03-0,1 Mg и 0,03-0,14 Y одновременно.

Содержание магния в прутках и наплавленном металле определяли спектральным, а иттрия – химическим анализом. Погрешность составляла 5-8 %.

Коэффициент перехода модификаторов (табл. 2) определяли путем сравнения их содержания в исходном материале и в наплавке, а действие оценивали по дисперсности графитных включений в матрице и коэффициенту формы графита по ГОСТ 3443-87.

Таблица 2 – Коэффициенты перехода модификаторов

Способ сварки	Раздельное модифицирование		Общее модифицирование	
	Y	Mg	Y	Mg
Газовая	0,72-0,75	0,3-0,4	0,85-0,90	0,48-0,56
Дуговая графитовым электродом	0,48-0,55	0,22-0,32	0,70-0,75	0,38-0,45
Дуговая плавящимся электродом	0,27-0,35	0,12-0,17	0,48-0,53	0,18-0,23

Исследованиями установлено, что при газовой сварке прутками, модифицированными магнием, при увеличении его содержания до 0,16 % коэффициент перехода модификатора из прутка у наплавку практически не меняется. Дальнейшее увеличение содержания магния в прутке ведет к снижению его перехода у наплавку, при этом его предельное количество составляет 0,1-0,12 %.

При сварке прутками, модифицированными иттрием, установлено, что он меньше испаряется и выгорает, чем магний. Коэффициент перехода иттрия из прутка у наплавку постоянный и составляет 0,72-0,75.

Анализ результатов совместного введения модификаторов показал, что комплексное модифицирование обеспечивает более полный переход иттрия и магния из прутка в наплавленный металл в сравнении с раздельным модифицированием. Коэффициенты перехода иттрия и магния в этом случае составляют 0,85-0,9 и 0,48-0,56 соответственно.

В сравнении с газовой, дуговая сварка графитовым электродом характеризуется сравнительно жестким термическим циклом. Нагревая при этом прутки до температуры 1500-2000 С вызывает повышенное испарение и выгорание модификаторов. Коэффициент перехода магния при сварке прутками, которые содержат 0,03-0,23 % магния, составляет 0,3. Повышение содержания магния в прутке с 0,23 до 0,4 % приводит к снижению коэффициента перехода до 0,25.

При модифицировании прутков иттрием, коэффициент перехода постоянный и составляет 0,5.

Комплексное модифицирование характеризуется более высоким переходом иттрия и магния в наплавленный металл в сравнении с раздельным модифицированием. При этом коэффициенты перехода иттрия и магния составляют в среднем 0,7 и 0,4 соответственно.

Высокая температура при дуговой сварке плавящимся электродом приводит к интенсивному испарению и выгоранию элементов, которые входят в состав прутка. Поэтому при модифицировании магнием зафиксирован наиболее низкий коэффициент перехода, равный 0,15.

Коэффициент перехода иттрия при сварке прутками, которые содержат иттрий, так же невысокий и составляет 0,26.

Комплексное модифицирование существенным образом повышает переход модификаторов, особенно иттрия. Коэффициент перехода магния из прутка у наплавку равный в среднем 0,2, иттрия – 0,5.

При наплавке магниесодержащими прутками (независимо от способа сварки) с увеличением содержания магния в наплавленном металле от 0,01 до 0,04 % точечная форма

графита переходит в смешанную, с преобладанием компактной формы. Появляются и сравнительно крупные сфероиды Граз90, а также Граз40. Дальнейшее увеличение остаточного содержания магния в наплавленном металле, начиная с 0,05 %, ведет к образованию графита шаровидной формы Гф12.

Содержание иттрия в наплавленном металле, равное 0,04 %, приводит к образованию компактного графита с небольшим количеством точечного графита. С увеличением содержания иттрия до 0,06 % образовывается графит шаровидной и компактной формы, при 0,08 % и выше – шаровидный графит правильной формы Гф12, размер графитного сфероида меньший, чем при модифицировании чугуна магнием, и отвечает Граз30.

Комплексное модифицирование уже при содержании в наплавленном металле 0,02-0,03 % Mg и 0,05-0,06 Y приводит к образованию шаровидного графита правильной четкой формы Гф13. Причем размер сфероидов меньший, чем при раздельном модифицировании, и отвечает Граз25. Необходимо отметить, что практически весь свободный графит являются сфероидами, равномерно распределенными в матрице основы, что характерно для равновесных структур.

Выводы

1. Разработан состав прутка для газовой и электродуговой сварки высокопрочного чугуна, содержащий содержит новую систему легирования и раскисления – РЗМ-бор.
2. Структура наплавленного металла перлитная с небольшими участками аустенита дендритной ориентации. Твердость в этой зоне составляет 229НВ. Графит шаровидный средней величины, несколько мельче, чем в основном металле.

Список использованных источников:

1. Сильман Г. И. Термодинамика и термокинетика структурообразования в чугунах и сталях / Г. И. Сильман. – М. : Машиностроение, 2007. — 302 с.
2. Асиновская Г. А. Газовая сварка чугуна / Г. А. Асиновская, Ю. И. Журавицкий. – М. : Машиностроение, 1974. – 49 с.
3. Иванов Б. Г. Сварка и резка чугуна / Б. Г. Иванов, Ю. И. Журавицкий, В. И. Левченков. – М. : Машиностроение, 1977. – 208 с.
4. Левченков В. И. Состояние и перспективы развития сварки чугуна: (обзор) / В. И. Левченков // Сварочное производство. – 1988. – № 2. – С. 2–4.

References

1. Silman, G 2007, *Termodinamika i termokinetika strukturoobrazovaniya v chugunakh i stalyakh*, Mashinostroyeniye, Moskva.
2. Asinovskaya, G & Zhuravitskiy, Yu 1974, *Gazovaya svarka chuguna*, Mashinostroyeniye, Moskva.
3. Ivanov, B, Zhuravitskiy, Yu & Levchenkov, V 1977, *Svarka i rezka chuguna*, Mashinostroyeniye, Moskva.
4. Levchenkov, V 1988, 'Sostoyaniye i perspektivy razvitiya svarki chuguna (obzor)', *Svarochnoye proizvodstvo*, no. 2, pp. 2-4.

Стаття надійшла до редакції 25 листопада 2014 р.

УДК 621.867.82

**МОДЕРНИЗАЦІЯ ЗАГРУЗОЧНОГО КЛАПАНА
МАЛОГАБАРИТНОГО КАМЕРНОГО НАСОСА****©Ковалевський С. В., Голоперов І. В., Петруняк В. М.***Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про авторів:**

Ковалевський Сергій Васильович: ORCID: 0000-0003-3377-3192; skovalevskii@mail.ua; кандидат технічних наук; доцент кафедри електромеханічних систем; Навчально-науковий професійно-педагогічний інститут Української інженерно-педагогічної академії; вул. Носакова, 9а, м. Артемівськ, Донецька обл., 84500, Україна.

Голоперов Ігор Вікторович: ORCID: 0000-0003-3129-7663; zamdekGIV@yandex.ua; кандидат технічних наук; доцент кафедри електромеханічних систем; Навчально-науковий професійно-педагогічний інститут Української інженерно-педагогічної академії; вул. Носакова, 9а, м. Артемівськ, Донецька обл., 84500, Україна.

Петруняк Віталій Маркович: ORCID: 0000-0002-0439-2393; vpetruniak@mail.ua; асистент кафедри електромеханічних систем; Навчально-науковий професійно-педагогічний інститут Української інженерно-педагогічної академії; вул. Носакова, 9а, м. Артемівськ, Донецька обл., 84500, Україна.

При исследовании экспериментального образца камерного питателя в производственных условиях СлавТЭС установлены элементы конструкции, подвергаемые интенсивному абразивному износу угольной пылью. Необходимо было определить оптимальный диаметр загрузочного отверстия клапана.

Был разработан быстродействующий загрузочный клапан с временем срабатывания 0,5 секунды. Для увеличения долговечности клапана был использован эффект концентрично расположенных камер на поверхности седла и тарелки. Пыль, находящаяся в камерах, усиливает эффект уплотнения, предупреждая износ контактирующих поверхностей.

На основании теории «напряженного состояния» сыпучего материала произведен расчет оптимального диаметра клапана. Клапан выполнен в виде автономного узла, допускающего быструю его замену при ремонте.

На основании анализа существующих конструкций и изученных патентных материалов, разработана конструкция загрузочного клапана, которая дала возможность уменьшить его износ более чем в 5 раз, повысить ремонтпригодность и долговечность.

Ключевые слова: пневмотранспорт; питатель; клапан; износ; модернизация.

Ковалевський С. В., Голоперов І. В., Петруняк В. М. «Модернізація завантажувального клапана малогабаритного камерного насоса».

При дослідженні експериментального зразка камерного живильника у виробничих умовах СлавТЕС установлені елементи конструкції, що піддаються інтенсивному абразивному зношуванню вугільним пилом. Необхідно було визначити оптимальний діаметр завантажувального отвору клапана.

Був розроблений швидкодіючий завантажувальний клапан із часом спрацювання 0,5 секунди. Для збільшення довговічності клапана був використаний ефект концентрично розташованих камер на поверхні сідла й тарілки. Пил, що перебуває в камерах, підсилює ефект ущільнення, попереджаючи зношування контактуючих поверхонь.

На підставі теорії «напруженого стану» сипучого матеріалу виконані розрахунки оптимального діаметра клапана. Клапан виконаний у вигляді автономного вузла, що допускає швидку його заміну при ремонті.

На підставі аналізу існуючих конструкцій і вивчених патентних матеріалів, розроблена конструкція завантажувального клапана, яка дала можливість зменшити його зношування більш ніж в 5 разів, підвищити ремонтпридатність і довговічність.

Ключові слова: пневмотранспорт; живильник; клапан; зношування; модернізація.

Kovalevskiy S., Holoparov I., Petruniak V. “Upgrading the boot valve small chamber pump”.

In the study of the experimental sample chamber feeder in a production environment SlavTES installed structural elements subjected to intense abrasion coal dust. It was necessary to determine the optimal diameter of the feed opening of the valve.

Was developed by a high-speed charging valve with a response time of 0.5 seconds. To increase the durability of the valve was used effect concentrically arranged cells on the surface of the saddle and plates. Dust in the chamber, enhances the effect of the seal, preventing wear of the contacting surfaces.

Based on the theory of “stress state” bulk material calculated the optimal diameter of the valve. The valve is configured as a standalone unit, it allows for rapid replacement during maintenance.

Based on the analysis of existing structures and studied patent materials of design charging valve, which allowed to reduce the wear and tear of more than 5 times, improve maintainability and durability.

Keywords: pneumatic transport; feeder; valve wear; modernization.

1. Введение

В современной энергетической промышленности возникает потребность применения в технологических процессах предприятий высокопроизводительных малогабаритных камерных насосов [1–3]. Производительность камерного насоса имеющего камеру ограниченного объема зависит от быстроты загрузки сыпучего материала в камеру из бункера и времени срабатывания функциональных узлов: клапана загрузки, клапана управления, эжектора, клапана принудительной вентиляции. Загрузка камеры насоса из бункера обычно зависит от величины открытия шибер, при котором имеет место гидравлическое или нормальное истечение сыпучего материала. Разница между ними состоит в том, что при гидравлическом истечении движения сыпучего тела происходит в полном объеме ограниченном стенками бункера, а при нормальном истечении в объеме подвижного конуса, образованного неподвижными частицами сыпучего тела [2, 4]. Сравнения трех видов возможного истечения сыпучего тела (свободного, нормального, гидравлического), показывают, что они должны подчиняться единым закономерностям [1,2]. Поэтому время, в течение которого осуществляется заполнение камеры насоса, является одним из основных факторов определяющих его производительность. Продолжительные промышленные испытания камерного насоса в комплексе с технологическим оборудованием показали, что отказы, возникающие в подвижных сопряжениях клапана в процессе его работы, в основном связаны с абразивным износом конструктивных элементов клапана:

седла, тарелки. Поэтому повышение срока службы детали этих сопряжений и увеличение быстродействия срабатывания загрузочного клапана, оказывает существенное влияние на повышение производительности малогабаритного камерного насоса [4, 5].

2. Проблема и связь с научными и практическими задачами

Исследованиями установлено, что высота столба сыпучего материала в бункере не оказывает заметного влияния на скорость его истечения, а основным фактором, влияющим на скорость истечения сыпучего тела, является размеры загрузочного отверстия, то есть активный диаметр клапана, от которого зависит время заполнения камеры – время загрузки. Истечение сыпучего материала во всех трех случаях происходит без значительного искажения слоев, перпендикулярных скорости истечения. Поэтому основным фактором, определяющим скорость истечения при загрузке камерного насоса, является размер отверстия клапана загрузки, и как отмечают исследователи, также влияние других факторов, характеризующих физико-механические свойства сыпучий материал: размер частиц, угол трения (внутренний и внешний), порозность, а также форма загрузочного отверстия [4, 6].

3. Анализ последних исследований и публикаций

На скорость загрузки малогабаритного камерного питателя существенно оказывает влияние конструкция загрузочного клапана и системы пневматического управления клапаном [5, 7]. Как показывают исследования, загрузочные устройства в промышленных камерных насосах имеют механический привод управления, который имеет продолжительное время срабатывания (более 3 секунд). Поэтому он не может быть использован для управления загрузочным клапаном в малогабаритных камерных питателях. Быстродействующие загрузочные клапаны с пневматическим приводом обеспечивают минимальное время открытия (0,5 секунды), однако подвергаются значительному абразивному износу транспортируемым материалом уплотнений и сопрягаемых деталей [5, 7, 8]. Однако, не смотря на недостатки, быстродействующие клапаны с пневматическим приводом являются перспективными к применению в малогабаритных камерных питателях. Основной задачей повышения износостойкости быстродействующего клапана для малогабаритного камерного питателя является конструктивные изменения сопряжения «седло-тарелка» и оптимального определения диаметра загрузочного отверстия.

Выполненные многочисленные исследования вопросов динамики истечения сыпучих тел не привели к единой теории, которая позволяет обосновать на практике закономерности процессов истечения, так как силы, действующие на дно и стенки сосудов не призматической формы, как при покое, так и при движении сыпучего материала остаются недостаточно изученными [6, 9, 10]. Следовательно, отсутствуют научно обоснованные методы применительно к различным свойствам сыпучих материалов, которые позволяют установить необходимую оптимальную величину загрузочного отверстия клапана для малогабаритного камерного питателя [4, 5]. В исследовательской практике и известных методиках расчета величины загрузочных отверстий существует большое количество эмпирических формул и

зависимостей, характеризующих истечение материалов из отверстий, результаты вычислений по которым не согласуются между собой [4, 5, 11]. Наиболее достоверной является теория расчета диаметра загрузочного отверстия с использованием критических давлений сыпучего материала вблизи стенки клапана, но и из-за сложности её применение затруднительно [6, 7].

4. Цель

Целью данной работы, является совершенствование конструкции загрузочного клапана малогабаритного камерного питателя путем повышения быстродействия срабатывания функциональных узлов, а также усиления эффекта уплотнения сопряжений с использованием сыпучего материала для повышения надежности работы.

5. Модернизация загрузочного клапана малогабаритного камерного питателя

Исследование малогабаритного камерного питателя на СлавТЭС в производственных условиях показали, что бесперебойная работа камерного питателя, повышение его производительности и надежности могут быть достигнуты совершенствованием конструктивных элементов. Основной задачей повышения производительности камерного питателя является увеличение быстродействия функциональных элементов, осуществляемое с помощью регулировки количества воздуха, подаваемого в камеру подъема тарелки клапана и регулируемое с помощью жиклеров (рис. 1) и эффективной подачи сжатого воздуха в камеру питателя в зазоры между не подвижной втулкой и подвижным поршнем. Повышения уплотняющего эффекта и долговечности конструктивных элементов клапана достигается при помощи усиления уплотнения между неподвижным седлом и подвижной тарелкой клапана за счет нахождения в карманах деталей сопряжения транспортируемого материала – угольной пыли, оставшейся при закрытии клапана. Кроме этого, повышение износостойкости сопряжения между деталями тарелки «клапана - седло» осуществляется также с помощью стойких к абразивному износу материалов. Однако, как показали испытания, наибольший эффект уплотнения между подвижными элементами клапана достигается на счет увеличения количества кольцевых камер, расположенных на подвижной тарелке и поверхности седла, которые в момент замыкания между своими концентричными поверхностями содержит в качестве повышающего эффекта уплотнения транспортируемый материал. Приведенные конструкции загрузочного клапана малогабаритного камерного питателя и этапы его модернизации (рис. 1, 2, 3).

Этапы совершенствование конструкции загрузочного клапана:

- для увеличения долговечности и надежности элементов тарелки и седла изменена форма контактирующих поверхностей;
- для усиления эффекта уплотнения седла и тарелки в конструкцию введены концентрично сопрягаемые фигурные поверхности, в которых при закрывании клапана остается транспортируемый сыпучий материал, усиливающий эффект уплотнения контактирующих поверхностей;
- для регулирования скорости подъема тарелки клапана осуществлен подвод сжатого воздуха с помощью жиклеров, позволяющий изменять время срабатывания клапана.

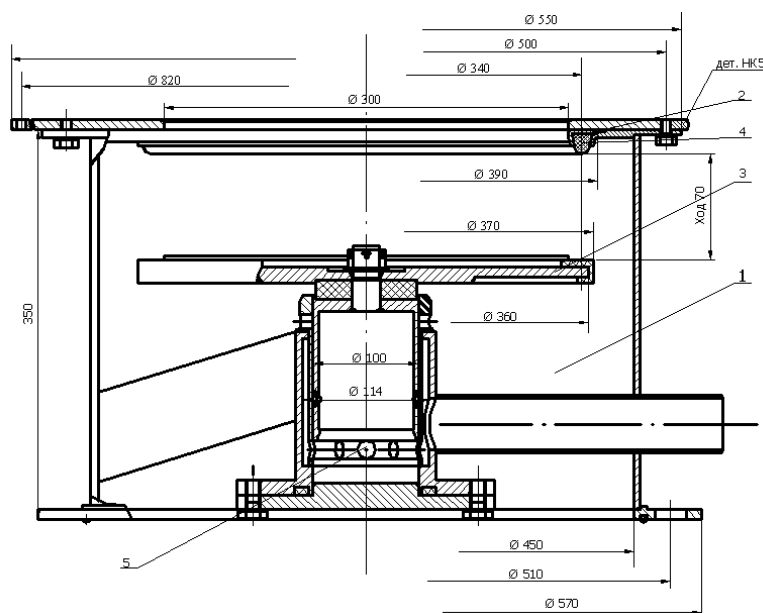


Рис. 1 – Загрузочный клапан малогабаритного камерного питателя (до модернизации):
1 – корпус; 2 – седло; 3 – тарелка; 4 – уплотнение; 5 – жиклеры

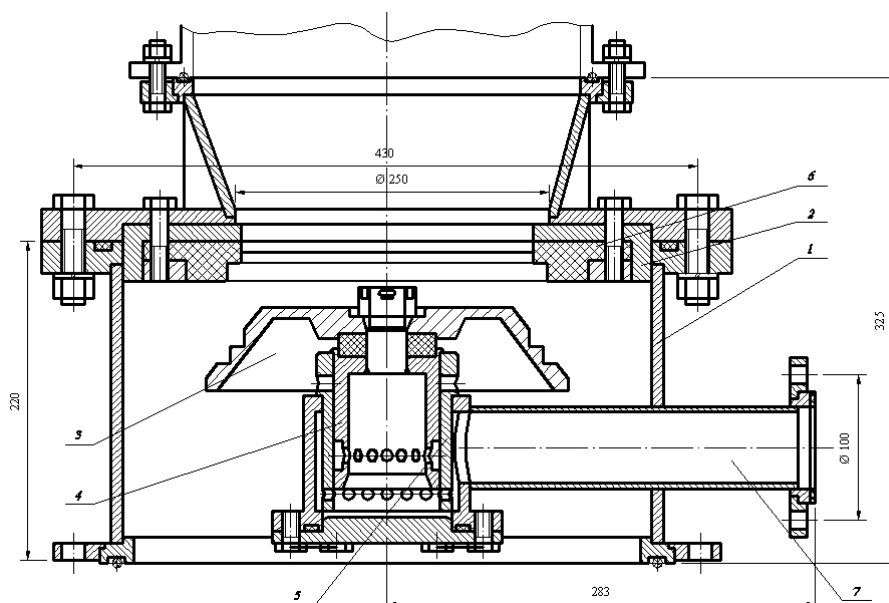


Рис. 2 – Конструкция модернизированного загрузочного клапана:
1 – корпус; 2 – седло; 3 – тарелка; 4 – подвижный стакан; 5 – жиклеры;
6 – упругий элемент; 7 – воздуховод

Для определения оптимального диаметра загрузочного клапана существует целый ряд теорий, основанных на экспериментальных исследованиях текучести сыпучего материала в зависимости от физико-механических свойств, но которые не учитывают напряженное состояние материала в локальных областях массива [6]. Наиболее приемлемой является теория расчета диаметра загрузочного клапана, основанная на равенстве напряженности σ_I и σ_c , определяющие критическое состояние сыпучей среды в выпускном канале, с соблюдением условия устойчивого истечения при $\sigma_I > \sigma_c$, так как при $\sigma_I < \sigma_c$ – истечение отсутствует. На диаметр величины загрузочного отверстия влияет величина напряженного

состояния сыпучего материала у кромок отверстия и учитывает зависимость f – коэффициент трения материала о стенку, коэффициент внутреннего трения φ' и σ_c – напряженное состояние свободного истечения [6, 7, 10].

$$\sigma_c = dc\sigma_1,$$

где d – диаметр загрузочного отверстия; $c = 0,7$ – коэффициент для угольной пыли.

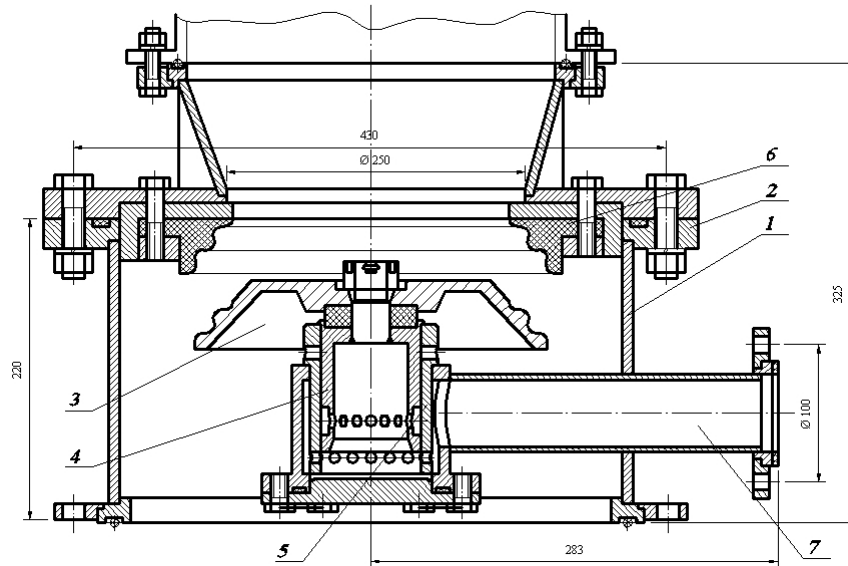


Рис. 3 – Загрузочный клапан с фигурными уплотняющими камерами
1 – корпус; 2 – седло; 3 – тарелка; 4 – подвижный стакан; 5 – жиклеры;
6 – упругий элемент; 7 – воздухопровод

$$\bar{\sigma}_1 = \frac{\rho g B}{K},$$

где B – площадь поперечного разреза загрузочного отверстия; K – функция конструирования, значение которой представляет собой коэффициент запаса для ширины выпускного отверстия материала при различных режимах движения сыпучего материала $K = k(\Phi')$ для глубоких бункеров; $\rho = 750-800 \text{ кг/м}^3$ – для угольной пыли; k – опытный коэффициент, определяемый экспериментально, для угольной пыли $k = 0,11$.

Расчетный диаметр загрузочного клапана для малогабаритного камерного насоса, транспортирующего угольную пыль, составляет $d = 250 \text{ мм}$. В данном случае в расчетах не учитывалось сопротивление фигурной тарелки клапана, которая, несомненно, представляет сопротивление в процессе загрузки пылью камеры питателя, по причине высокой ее сыпучести при температуре $100 - 120 \text{ }^\circ\text{C}$.

Выводы

Конструктивные решения и последующая модернизация клапана загрузки камерного питателя обеспечивает повышение производительности, увеличение износостойкости деталей сопряжения и позволяет выполнить в дальнейшем конструкцию клапана в виде автономного узла, что облегчает выполнение ремонтов.

Список использованных источников:

1. Волошин А. И. Механика транспортирования сыпучих материалов / А. И. Волошин, Б. В. Пономарев. – Киев: Наукова думка, 2001. – 521 с.
2. Успенский Ф. А. Пневматический транспорт / Ф. А. Успенский. – М.: Машиностроение, 1987. – 367 с.
3. Урбан Я. Пневматический транспорт / Я. Урбан. – М.: Высшая школа, 1980. – 243 с.
4. Чальцев М. Н. Исследования и разработка малогабаритных камерных питателей / М. Н. Чальцев // Проблемы создания новых машин и технологий: научные труды / Кременчугский гос. политехн. ин-т. – Кременчуг, 2000. – Вып. 1(8). – С. 327–329.
5. Чальцев М. Н. Анализ распределения давления в цилиндроконической камере питателя / М. Н. Чальцев // Автомобильный транспорт. Сер. «Совершенствование машин для земляных и дорожных работ»: сб. науч. тр. / ХГАДТУ. – Харьков, 2000. – Вып. 5. – С. 37–42.
6. Катыльмов А. В. Расчет размеров выпускного клапана с учетом высоты слоя сыпучего материала в аппарате / А. В. Катыльмов, Ю. Л. Полунов // Теоретические основы химической технологии. – М., 1991. – Т. 25, № 5. – С. 751–755.
7. Ковалевский С. В. Особенности конструкции и модернизации и модернизация малогабаритного камерного питателя и его узлов для Слав ТЭС / С. В. Ковалевский, И. В. Голоперов, С. В. Ленич // Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ, 2011. – №5 (159), ч. 2. – С. 77–83.
8. Пат. 85565 Україна, МПК (2006) B 65 G 53/40. Камерный живильник пневмотранспортної установки / С. В. Ковалевський, В. О. Романуша. – № u 201306165; заявл. 18.05.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. № 22. – 2 с.
9. Ковалевський С. В. Діафрагмовий диференціальний пневмопривод камерного живильника / С. В. Ковалевський, І. В. Голопоров // Гуманізація навчально-виховного процесу: зб. наук. пр. / Слов'ян. держ. пед. ун-т. – Слов'янськ, 2009. – Вип. 46. – С. 66–77.
10. Гячев Л. В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах / Л. В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1986. – 200 с.
11. Пат. 45804 Україна, МКП В 65 G 53/04. Спосіб пневматичного транспортування дрібно фракційних сипучих матеріалів / М. М. Чальцев, Б. Є. Бугайов. – Заявл. 10.07.2001; Опубл. 01.02.2002, Бюл. № 2.

References

1. Voloshin, A & Ponomarev, B 2001, *Mekhanika transportirovaniya sypuchikh materialov*, Naukova dumka, Kyiv.
2. Uspenskiy, F 1987, *Pnevmaticheskiiy transport*, Mashinostroenie, Moskva.
3. Urban, Ya 1980, *Pnevmaticheskiiy transport*, Vysshaya shkola, Moskva.
4. Chaltsev, M 2000, 'Issledovaniya i razrabotka malogabaritnykh kamernykh pitatelye', *Problemy sozdaniya novykh mashin i tekhnologiy. Nauchnye trudy KGPI*, no. 1(8), pp. 327-329.
5. Chaltsev, M 2000, 'Analiz raspredeleniya davleniya v tsilindrokonicheskoy kamere pitatelya', *Avtomobilnyy transport. Seriya «Sovershenstvovanie mashin dlya zemlyanykh i dorozhnykh rabot»: sbornik nauchnykh trudov KhGADTU*, no. 5, pp. 37-42.
6. Katalymov, A & Polunov, Yu 1991, 'Raschet razmerov vypusknogo klapana s uchetom vysoty sloya sypuchego materiala v apparate', *Teoreticheskie osnovy khimicheskoy tekhnologii*, vol. 25, no. 5, pp. 751-755.
7. Kovalevskiy, S, Goloperov, I & Lenich, S 2011, 'Osobennosti konstruktсии i modernizatsii i modernizatsiya malogabaritnogo kamernogo pitatelya i ego uzlov dlya Slav TES', *Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu im. V. Dalia*, no. 5 (159) chastina 2, pp. 77-83.
8. Kovalevskiy, S & Romanusha, V 2013, *Kamernyi zhyvylnyk pnevmotransportnoi ustanovky*, UA Patent 85565.
9. Kovalevskiy, S & Holoporov, I 2009, 'Diafrahmovyi dyferentsialnyi pnevmopryvod kamernoho zhyvylnyka', *Humanizatsiia navchalno-vykhovnoho protsessu. Zbirnyk naukovykh prats*, no. XLVI, pp. 66-77.
10. Gyachev, L 1986, *Dvizhenie sypuchikh materialov v trubakh i bunkerakh*, Mashinostroenie, Moskva.
10. Chaltsev, M & Buhaiov, B 2002, *Sposib pnevmatychno transportuvannia dribno fraktsiinykh sypuchykh materialiv*, UA Patent 45804.

Стаття надійшла до редакції 1 грудня 2014 р.

УДК 621.365

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ РОЗБИРАННЯ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ІНДУКЦІЙНОГО НАГРІВУ

©Коваленко І. В.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про автора:

Коваленко Ігор Віталійович: ORCID: 0000-0002-8199-1146; igor_kov_1111@ukr.net; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Розглянуто питання забезпечення економічного та бездефектного процесу розбирання з'єднань з використанням індукційного нагріву.

Проведено аналіз більше 15 літературних джерел.

При розробці та дослідженні питань збереженості деталей з'єднання сформульовано чотири умови теплового роз'єднання елементів.

Умови роз'єднання елементів взаємопов'язані і в їх основі лежить принцип спрямованого і дозованого теплового впливу протягом певного часу.

Ключові слова: розбирання; нагрів; температура; енергія; індукційний.

Коваленко І. В. «Обеспечение качества разборки соединений с натягом при использовании индукционного нагрева».

Рассмотрены вопросы обеспечения экономичного и бездефектного процесса разборки соединений с использованием индукционного нагрева.

Проведен анализ более 15 литературных источников.

При разработке и исследовании вопросов сохранности деталей соединения сформулированы четыре условия теплового разъединения элементов.

Условия разъединения элементов взаимосвязаны и в их основе лежит принцип направленного и дозированного теплового воздействия в течение определенного времени.

Ключевые слова: разборка; нагрев; температура; энергия; индукционный.

Kovalenko I. “Quality assurance disassembly is connected to the tension with the use of induction heating”.

The question of providing economic and defect-free process of dismantling joints using induction heating.

The analysis of more than 15 references.

In the development and preservation of research on the connection parts are formulated four conditions of thermal decoupling elements.

Conditions disconnection elements are interrelated and they are based on the principle of directed and measured heat exposure over time.

Keywords: disassembly; heating; temperature; energy; induction.

1. Постановка проблеми

З'єднання з натягом типу вал-втулка або втулка-корпус відносяться до виробів, елементи яких роз'єднують з використанням теплового впливу на елемент, що охоплює. Натяг в цих з'єднаннях може бути конструкторським або утворюватися в процесі експлуатації виробу. Після утворення технологічного зазору між поверхнями контакту, тобто по посадковим поверхням деталей, відбувається роз'єднання виробу. Щоб роз'єднати елементи з'єднання, зібраного за певною посадкою, необхідні як термічний, так і механічний вплив. Термічний вплив – нагрів елементу, що охоплює, використовується як підготовча операція перед основною операцією – роз'єднання елементів виробу. Механічні дії використовуються в транспортних операціях, а саме захоплення виробу і його установки на позицію розформування, видалення елементів виробу з нагрівального пристрою. Природним чином це виконується, коли в якості механічного впливу використовують сили гравітації.

2. Аналіз останніх досліджень

Показником якості процесу розбирання виробів є повнота роз'єднання і збереження властивостей деталей, які входять у виріб, а саме: повне відділення деталі, що охоплюється, відсутність деформацій і ризик на посадочних поверхнях деталей з'єднання, збереження фізико-механічних властивостей матеріалу. Отже, в процесах розбирання необхідний поточний контроль температури деталі, що охоплює, контроль тривалості теплового впливу і післяопераційний контроль якості отриманих елементів. Ефективність операції розбирання з термовпливом залежить не тільки від знання законів теплообміну, але і правильності їх використання з урахуванням взаємозв'язку в конструкції виробу, що дозволяє визначити економічний режим.

3. Основна частина

В процесі теплового впливу на деталь, що охоплює, з'єднання з натягом теплова енергія, що передається цій деталі при нагріванні, безперервно втрачається в навколишньому середовищі за рахунок конвекції, випромінювання від поверхні і передається деталі, що охоплюється, за рахунок теплопередачі. Для здійснення процесу роз'єднання елементів виробу розподіл енергії має забезпечити між ними технологічний зазор, що досягається градієнтним нагрівом. Баланс теплової енергії для роз'єднання елементів (компонентів) можна представити рівнянням

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4, \quad (1)$$

де Q – теплова енергія, що витрачається на роз'єднання елементів виробу; Q_1 – теплова енергія, накопичена деталлю, що охоплює до моменту початку утворення технологічного теплового зазору; Q_2 – теплова енергія, необхідна для утворення технологічного теплового зазору; Q_3 – енергія, передана деталі, що охоплюється, і не використана на утворення технологічного теплового зазору; Q_4 – енергія, що втрачається деталлю, що охоплює, в навколишньому середовищі.

Q_1 являє собою енергію, що витрачається на теплове розширення деталі, що охоплює, (втулки) для компенсації натягу Q_1' і енергію Q_1'' компенсації збільшеного розміру посадкової поверхні деталі, що охоплюється, (вала) від передачі їй енергії Q_3 . $Q_1' < Q_3$, оскільки тепло в процесі нагрівання поширюється уздовж вала. Це означає, що вал

розширюється менше, ніж, якби вся Q_3 залишилася під посадковою поверхнею деталі, що охоплюється. Величина Q_2 залежить від точності виготовленого з'єднання та рівномірності розширення посадкової поверхні деталі, що охоплює. Чим менше шорсткість посадкових поверхонь і похибка їх форми, тим менше технологічний тепловий зазор. Рівномірність розширення визначається температурним полем в деталі, що охоплює. Якщо деталь вісесиметрична, то і поле повинно бути вісесиметричним.

Закони остигання тіл, відповідно до яких ніж довше процес нагрівання і більш нагріто тіло, тим більше віддача тепла, вказують напрям зменшення витрат теплової енергії за складовими Q_3 і Q_4 : короткочасність теплового імпульсу, що діє на деталь, що охоплює, при мінімально можливій температурі на поверхнях, які віддають тепло в навколишнє середовище, елементи пристосувань розбирання і охоплювану деталь. Остання вимога зумовлює необхідність нерівномірного нагріву елемента виробу, що охоплює.

Отже, перша – енергетична умова роз'єднання елементів виробу з використанням теплового впливу, визначається рівнянням 1.

Гранична температура температурного поля визначає ступінь збереження фізико-механічних властивостей матеріалу деталі, отже, як і енерговитрати, вона є лімітуючим параметром технологічного процесу.

Друга умова впливає з необхідності забезпечення достатнього $T_{\min}$ і допустимого $T_{\max}$ рівня температур в охоплюваному елементі. Так, величину $T_{\max}$ визначає максимально допустима температура з умови збереження фізико-механічних властивостей металу, а $T_{\min}$ – це температура достатня для розбирання з'єднання. Слід зазначити, що фізико-механічні властивості конструкційних матеріалів необоротно змінюються при нагріванні до температур понад 360°C , а також в разі виникнення неприпустимих за величиною температурних напружень.

Для якісного роз'єднання елементів виробу друга – температурна умова

$$T_{\max} \leq [T], \quad (2)$$

де $[T]$ – допустима температура нагріву деталі.

Тут слід зауважити, що чим нижче частота струму в індукторі, тим більше глибина проникнення в метал електромагнітного поля, і чим нижче частота, тим легше витримати цю умову.

Третя умова якісного роз'єднання – умова збереження міцності матеріалу деталі, що нагрівається, при нерівномірному нагріві. Як відомо, температурні напруги в матеріалі відсутні при рівномірному нагріві. Напруги створюються внаслідок градієнта температур при тій чи іншій формі температурного поля і особливо великими вони можуть виявитися у деталей складної конфігурації (дисків гіперболічного профілю або ступінчастого). Таким чином, третьою умовою роз'єднання є співвідношення

$$[\sigma_R] \geq \sigma_{R \max}, [\sigma_e] \geq \sigma_{e \max}, \quad (3)$$

де $[\sigma_R]$ та $[\sigma_e]$ – допустимі радіальні і окружні нормальні температурні напруги за умови зберігання міцності матеріалу за межею текучості.

Невідповідність температурного поля конструктивним особливостям деталі, що охоплює, призводить до спотворення форми отвору внаслідок температурних деформацій, викликаних

температурними напруженнями. Так само, як при рівномірному, так і при нерівномірному, але вісесиметричному полі у симетричних деталей спотворення форми практично відсутні. Отвір деформується, якщо деталь має складну форму і нагрів нерівномірний.

Суттєвих спотворень форми посадочного отвору при нагріванні слід уникати при розбиранні з'єднань з натягом, оскільки спотворення не дадуть можливості провести роз'єднання елементів виробу при виконанні першої умови розбирання. Тобто в деталі, що охоплює буде вкладено необхідну кількість енергії Q_1 , але вона буде неправильно розподілена. Для роз'єднання елементів в цьому випадку необхідне збільшення витрат енергії.

Якщо підводити до деталі, що охоплює, необхідну для розбирання енергію Q_1 і Q_2 з дуже великою швидкістю або, навпаки, протягом тривалого періоду, то, як зазначалося, зростає Q_3 . Це може привести до порушення температурної умови – деталь, що охоплює, виявиться непридатною до повторного використання, хоча роз'єднання елементів виробу здійсниться. При досить тривалому підводі тепла розбирання взагалі може не відбутися, внаслідок переходу нестационарного теплового режиму нагріву в стаціонарний. Тобто встановиться рівність між теплотою що підводиться до деталі, що охоплює, і теплотою що відводиться в одиницю часу.

Таким чином, для з'єднань з натягом з тривалістю теплового впливу пов'язана не тільки продуктивність і енергоємність процесу, а й результат операції розбирання в цілому, а так само її якість. З цього випливає четверта умова роз'єднання

$$\tau_n \geq [\tau], \quad (4)$$

де $[\tau]$ – мінімально допустимий час теплового імпульсу.

Висновки

Таким чином, сформульовані чотири умови теплового роз'єднання елементів, що забезпечують економічний бездефектний процес розбирання з використанням швидкісного індукційного нагріву. Вони взаємопов'язані і в їх основі лежить принцип спрямованого і дозованого теплового впливу протягом певного часу.

Список використаних джерел:

1. Андреев А. Г. К вопросу оптимизации технологических нагревов при сборке и разборке соединений с натягом / А. Г. Андреев, А. Н. Куцын, А. В. Щепкин // *Динамика и прочность машин* : республ. межвед. науч.-техн. сб. / ХГПУ. – Харьков, 1998. – Вып. 56. – С. 162–167.
2. Павлова А. А. Нормативное обеспечение технологий тепловой сборки соединений с натягом : монографія / А. А. Павлова ; Укр. інж.-пед. акад. – Харків : НТМТ, 2013. – 118 с.
3. Романов С. В. Повышение качества разделения многокомпонентных соединений при использовании термовоздействия / С. В. Романов, А. Н. Лагода // *Проблемы машиностроения* / Институт проблем машиностроения. – 2013. – Т. 16, №6. – С 61–65.

References

1. Andreev, A, Kutsyn, A & Shchepkin 1998, 'K voprosu optimizatsii tekhnologicheskikh nagrevov pri sborke i razborke soedineniy s natyagom', *Dinamika i prochnost mashin: Respublikanskiy mezhvedomstvennyy nauchno-tekhnicheskiiy sbornik KhGPU*, no. 56, pp. 162-167.
2. Pavlova, A 2013, *Normativnoe obespechenie tekhnologiy teplovy sborki soedineniy s natyagom*, NTMT, Kharkiv.
3. Romanov, S & lagoda, A 2013, 'Povyshenie kachestva razdeleniya mnogokomponentnykh soedineniy pri ispolzovanii termovozdeystviya', *Problemy mashinostroeniya Institut problem mashinostroeniya*, vol. 16, no. 6, pp. 61-65.

Стаття надійшла до редакції 20 липня 2014 р.

УДК 621.002:658.56

УПРАВЛЕНИЕ ТОЧНОСТЬЮ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН КАК ФАКТОР ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА

©Ламнауэр Н. Ю.

Українська інженерно-педагогічна академія

Информация про автора:

Ламнауэр Наталья Юрьевна: ORCID: 0000-0002-6779-8761; lamnaouernatali@mail.ru; кандидат технических наук; докторант кафедры металорезающего оборудования и транспортных систем; Украинская инженерно-педагогическая академия; вул. Университетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Рассмотрены вопросы управления качеством в технологических процессах обработки деталей машин. А, именно, такой параметр как точность линейного размера, который является одним из важнейших показателей качества.

В процессе исследований использован теоретический аппарат теории вероятности и математической статистики. Показано, что использование общей четырехпараметрической модели распределения случайной величины – линейного размера и найденные оценки ее параметров позволяют получить формулы вероятности брака.

Получены расчетные формулы вероятности исправимого и неисправимого брака и формула расчета стоимости качественного изделия с учетом вероятности брака.

Эти результаты позволяют прогнозировать качество по параметру точности линейного размера и оценивать эффективность технологического процесса.

Ключевые слова: управление; качество; точность; линейный размер; деталь машины.

Ламнауэр Н.Ю. «Управління точністю обробки деталей машин як фактор ефективності виробництва».

Розглянуто питання управління якістю в технологічних процесах обробки деталей машин. А, саме, такий параметр як точність лінійного розміру, що є одним з важливих показників якості.

В процесі досліджень використано теоретичний апарат теорії ймовірності та математичної статистики. Показано, що використання загальної чотирьохпараметричної моделі розподілу випадкової величини – лінійного розміру та знайдені оцінки її параметрів дозволяють отримати формули ймовірності браку.

Отримано розрахункові формули ймовірності браку, що є виправленим та невиправленим та одержано формулу розрахунку вартості якісного виробу з урахуванням ймовірності браку.

Ці результати дозволяють прогнозувати якість за параметром точності лінійного розміру та оцінювати ефективність технологічного процесу.

Ключові слова: управління; якість; точність; лінійний розмір; деталь машини.

Lamnauer N. “Control of precision machinery parts processing as a factor of production efficiency”.

Quality management in the technological processing machinery parts considered. Namely, the dimensional accuracy parameter investigated, which is one of the most important indicators of quality.

Theoretical apparatus of the theory probability and statistics used in the research process. General four-parameter model of the distribution of the random variable – linear size, proposed to use; estimates of the model parameters allow obtaining the formula of probability of defects.

The calculation formulas of probability of corrigible and not corrigible defects obtained. The formula for calculating the value of quality product received. This formula considers corrigible and not corrigible defects.

Results allow us to predict the quality of the liner size parameter dimensional accuracy and evaluate the effectiveness of the process.

Keywords: management; quality; precision; linear dimension; machine parts.

1. Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями

В условиях конкуренции для производителей машиностроительной продукции важным источником эффективности производства является постоянное повышение качества выпускаемой продукции. Качество продукции машиностроения – многогранное понятие, включающее в себя множество показателей, одним из которых является точность размеров. Поэтому задача нахождения методов управления точностью для достижения высокого уровня качества продукции является актуальной в современных условиях. Необходимо отметить, что качество также является экономической категорией. В процессе обработки изделий может возникать как устранимый, так и неустраиваемый брак, который влияет на себестоимость качественного изделия. Поэтому управление точностью обработки с одновременным решением вопросов стоимости качественных изделий может стать рычагом повышения эффективности производства.

2. Анализ последних исследований и публикаций

В последние годы вопросам управления качеством продукции уделяется большое внимание [1]. При построении системы управления качеством ставится задача объединения всех управленческих функций. Деятельность по управлению качеством должна осуществляться в ходе производства продукции, а также предшествовать ее производству [2]. Это значит, что задачи прогнозирования качества, как инструмента управления качеством, выходят на первый план. В [3] предлагается комплексный подход к решению задач управления качеством изделий машиностроения, теоретической основой которого служат теория вероятности и математическая статистика.

Точность обработки деталей зависит от точности станка. Естественно, что чем выше его точность, тем меньше погрешности изготовления детали. Следует отметить, что какие бы не были совершенные станки или механизмы, всё равно в процессе изготовления деталей будут возникать те или иные погрешности обработки. Избежать таких погрешностей практически нельзя. При финишных операциях, где в основном высокая точность изготовления детали эти погрешности выходят за допуск, и тем самым образуется брак, который влияет на себестоимость детали.

Прогнозирование точности обработки изделия по линейному размеру с одновременным количеством устранимого и неустраиваемого брака, который в последствии влияет на себестоимость качественного изделия невозможно без применения вероятностно-статистических моделей. Для этого необходимо знать закон распределения линейных размеров и иметь достаточно хорошие для него оценки.

3. Модель распределения случайной величины линейного размера и оценки ее параметров

Для решения вопросов, связанных с прогнозированием устранимого и неустраняемого брака воспользуемся моделью распределения случайной величины линейного размера детали [4]. Функция плотности распределения случайной величины X имеет вид:

$$f(x) = \begin{cases} 0, & x \notin (b, c), \\ \frac{1+k}{c-b} \left[1 - \left(\frac{x-a}{b-a} \right)^{\frac{1}{k}} \right], & x \in [b, a], \\ \frac{1+k}{c-b} \left[1 - \left(\frac{x-a}{c-a} \right)^{\frac{1}{k}} \right], & x \in (a, c], \end{cases} \quad (1)$$

где a – модальное значение размера, b – нижняя его граница, c – верхняя граница размера, k – параметр формы.

В [5] были найдены оценки параметров модели с использованием порядковых статистик. Оценки параметров k, q находятся из решения системы:

$$\begin{cases} R1 = 4(2 + 2q^2 + 9k + 9kq^2 + 13k^2 + 13k^2q^2 + 14k^2q + 18kq + 4q)^2(k + \\ + 1) / (3(7k^2 + 2k^2q + 7k^2q^2 + 4k + 4kq^2 + 8kq + 1 + 2q + q^2)(1 + q)^2(2 + \\ + 3k)^2(1 + 3k)); \\ R2 = (2 + 2q^2 + 9k + 9kq^2 + 13k^2 + 13k^2q^2 + 14k^2q + 18kq + 4q)(11k + \\ + 2 + 11kq^2 + 2q^2 + 22k^2 + 22k^2q^2 + 13k^3 + 13k^3q^2 + 22kq + 32k^2q + \\ + 14k^3q + 4q) / (3(7k^2 + 2k^2q + 7k^2q^2 + 4k + 4kq^2 + 8kq + 1 + 2q + \\ + q^2)(1 + q)^2(2 + 3k)^2(1 + 3k)), \end{cases} \quad (2)$$

где $R1 = (\tilde{\mu}_{2,2} - \tilde{\mu}_{1,2})^2 / S^2(X)$ и $R2 = (\bar{x} - \tilde{\mu}_{1,2})^2 / S^2(X)$, при этом оценки $\tilde{\mu}_{1,2}, \tilde{\mu}_{2,2}$ – математические ожидания порядковых статистик выборки объема два берутся из выражений

$$\tilde{\mu}_{1,2} = \frac{2}{n(n-1)} \sum_{i=0}^{n-2} (n-1-i)x_{(i+1)}, \quad \tilde{\mu}_{2,2} = \frac{2}{n(n-1)} \sum_{i=0}^{n-2} (1+i)x_{(i+2)}, \quad \text{а } \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i - \text{выборочное среднее и}$$

$$S^2(X) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 - \text{исправленная выборочная дисперсия}$$

Оценки параметров b и c определяются по найденным k и q из решения системы:

$$\begin{cases} \bar{x} = \frac{3kb + kbq + b + bq + 3kqc + kc + c + qc}{2(1+q)(2k+1)}, \\ S^2(X) = \frac{(c-b)^2(k+1)(2k^2q + 7k^2 + 7k^2q^2 + (4k+1)(q+1)^2)}{12(2k+1)^2(1+q)^2(3k+1)} \end{cases} \quad (3)$$

4. Оценка вероятности брака и стоимости качественного изделия

Если линейные размеры всех обработанных деталей лежат в поле допуска, то очевидно, что все эти детали не бракованы и на стоимость качественного изделия брак не влияет. Оценка стоимости детали должна осуществляться по небольшому ограниченному числу испытаний. Поэтому мы должны дать прогноз по ограниченному числу наблюдений, в каких интервалах находится данный линейный размер. Проведенные исследования позволяют решать данную задачу. Поле допуска T размера детали равно разнице верхнего ei и нижнего es отклонений: $T = es - ei$.

Полученная разница $c_i - b_i$ оценок параметров модели (1) есть оценка поля рассеивания размеров изделий, а сами оценки b_i и c_i определяют место расположения относительно значений ei и es . На рис. 1. показаны расположения оценок b_i и c_i .

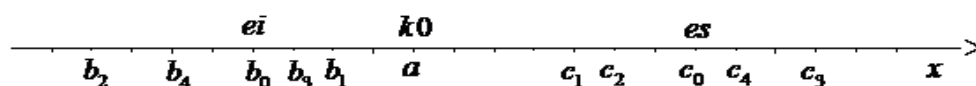


Рис. 1 – Расположение оценок b_i и c_i модели (1)

Если $ei = b_0$ и $es = c_0$, то имеем идеальный случай изготовления изделий. Интервал $(b_1; c_1)$ свидетельствует о том, что брака нет. Оценки b_2 и c_2 свидетельствуют о том, что есть неустранимый брак, вероятность которого определяется по формуле:

$$P(b_2 < x \leq ei) = ei - b_2 + k(ei - a) \left[1 - \left(\frac{(ei - a)}{(b_2 - a)} \right)^{\frac{1}{k}} \right]. \quad (4)$$

Оценки b_3 и c_3 дают устранимый брак, вероятность которого определяется по формуле:

$$P(es < x \leq c_3) = c_3 - es - k(es - a) \left[1 - \left(\frac{(es - a)}{(c_3 - a)} \right)^{\frac{1}{k}} \right]. \quad (5)$$

Остался открытым вопрос: как оценить стоимость качественного изделия. Очевидно, если оценки параметра c_i выходят за верхний допуск es , то существует брак, который можно устранить с помощью дополнительной обработки, требующей дополнительных затрат на одну деталь C_1 при данной технологии изготовления. Если же оценка параметра b_i меньше нижней границы допуска, то уже практически существует неустранимый брак и цена этих потерь на одну деталь C_2 достаточно велика. Итак, себестоимость одной детали с учетом прогнозируемого брака может быть выражена в виде:

$$Ц = C_1 p_1 + C_2 p_2 + C_3, \quad (6)$$

где C_3 – себестоимость изготовления небракованной детали, p_1 – вероятность выхода размера за верхний допуск, определяемая из (5), p_2 – вероятность выхода размера за нижний допуск, определяемая из (4).

Выводы

Использование общей модели распределения случайных величин линейного размера и полученные оценки параметров - верхней и нижней границ размера, позволяет получить формулы для расчета вероятности устранимого и неустраняемого брака.

Применяя формулы вероятности оценки брака для общей модели распределения величин размеров, получена формула для определения стоимости качественного изделия. Это позволит прогнозировать показатели эффективности технологии, что, в конечном итоге, влияет на эффективность производства.

Список использованных источников:

1. Гиссин В. И. Управление качеством / В. И. Гиссин. – 2-е изд. – М. : МарТ, 2003. – 400 с.
2. Фадеев А. В. Анализ потенциальных дефектов – инструмент управления качеством в производстве / А. В. Фадеев // Високі технології в машинобудуванні: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «ХПІ». – Харків, 2013. – № 1(23). – С. 215–219.
3. Управление качеством в машиностроении / Ю. И. Осипов, А. А. Ершов, А. Ю. Осипов, Н. А. Быстрова, Б. А. Кушунин, В. П. Клочков. – М. : Наука, 2009. – 400 с.
4. Ламнауэр Н. Ю. Модель распределения размеров изделий и ее применение для оценки точности обработки / Н. Ю. Ламнауэр // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків, 2012. – № 27, темат. вип.: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – С. 98–107.
5. Ламнауэр Н. Ю. Загальна модель розподілу лінійних розмірів деталей та її застосування для поліпшення якості виробів / Н. Ю. Ламнауэр // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків, 2013. – № 54, темат. вип.: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – С. 134–143.

References

1. Gissin, V 2003, *Upravlenie kachestvom*, 2nd edn, “MarT”, Moskva.
2. Fadeev, A 2013, ‘Analiz potentsialnykh defektov – instrument upravleniya kachestvom v proizvodstve’, *Vysoki tekhnologii v mashynobuduvanni*, no. 1(23), pp. 215-219.
3. Osipov, Yu, Ershov, A, Osipov, A, Byistrova, N, Kushunin, B & Klochkov, V 2009, *Upravlenie kachestvom v mashinostroenii*, Nauka, Moskva.
4. Lamnauer, N 2012, ‘Model raspredeleniya razmerov izdeliy i ee primenenie dlya otsenki tochnosti obrabotki’, *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu “KhPI”*, no. 27, pp. 98-107.
5. Lamnauer, N 2013, ‘Zahalna model rozpodilu liniinykh rozmiriv detalei ta yii zastosuvannia dlia polipshennia yakosti vyrobiv’, *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu “KhPI”*, no. 54, pp. 134-143.

Стаття надійшла до редакції 10 листопада 2014 р.

УДК 621.88.084

ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ КОЛЕСА С ОСЬЮ, ПОДСТУПИЧНАЯ ЧАСТЬ КОТОРОЙ С АНТИКОРРОЗИОННЫМ ПОКРЫТИЕМ, ПРИ РАЗНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ©Малицкий И. Ф.¹, Чернятина Е. В.²*Українська інженерно-педагогічна академія¹**ДП «Український науково-технічний центр металургійної промисловості «ЕНЕРГОСТАЛЬ»²***Інформація про авторів:**

Малицький Ігор Федорович: ORCID: 0000-0003-0026-2791; malickiy1925@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Чернятіна Олена Вікторівна: ORCID: 0000-0001-5448-2963; gev130489@mail.ru; інженер I категорії Державного підприємства «Український науково-технічний центр металургійної промисловості «ЕНЕРГОСТАЛЬ»; пр. Леніна, 9, м. Харків, 61166, Україна.

Рассматриваются варианты применения различных промежуточных покрытий подступичной части оси для предохранения от фреттинг-коррозии при сборке путем термовоздействия (нагревом) ступицы колеса, а так же прочность сопряжения при разной температуре окружающей среды.

На основании проведенных исследований толщина покрытия должна перекрывать высоту профиля шероховатости Rz, и после обжата охватываемой поверхностью охватываемую, обеспечит отсутствие контакта металлов двух поверхностей.

Предпочтительна толщина пленки рекомендуется 15-20 мкм, при этой толщине пленке в сопровождении с гарантированным натягом пленкой ГЭН-150В обеспечивается прочное соединение деталей, гарантирующее надежность и долговечность в эксплуатации.

Ключевые слова: ось; ступица; лаки; прочность; фреттинг-коррозия; натяг.

Малицький І. Ф., Чернятіна О. В. «Міцність сполучення з гарантованим натягом колеса з віссю, підматочинна частка якої с антикорозійним покриттям при різних температурах навколишнього середовища».

Розглядаються варіанти застосування різних проміжних покриттів підматочинної частини осі для запобігання від фреттинг-корозії при складанні шляхом термовпливу (нагріванням) маточини колеса, а так само міцність сполучення при різній температурі навколишнього середовища.

На підставі проведених досліджень товщина покриття повинна перекривати висоту профілю шорсткості Rz, і після обтиску охоплює поверхню охоплюватися, забезпечить відсутність контакту металів двох поверхонь.

Краща товщина плівки рекомендується 15-20 мкм, при цій товщині плівці в супроводі з гарантованим натягом плівкою ГЕН-150В забезпечується міцне з'єднання деталей, що гарантує надійність і довговічність в експлуатації.

Ключові слова: вісь; маточина; лаки; міцність; фреттинг-корозія; натяг.

Malicky I., Chernyatina E. “The strength of connections with guaranteed tension wheel to the axle, which wheel seat share with corrosion-resistant coating at different ambient temperatures”.

The variants use different intermediate coating of wheel seat axis to prevent fretting corrosion of the preparation by thermal influence (heating) wheel hub, as well as the strength of connections at different ambient temperatures.

On the basis of these studies should cover coating thickness profile height roughness Rz, and then crimp covers a surface covered, ensure no metal contact of two surfaces.

The best recommended film thickness of 15-20 microns in thickness of this film, accompanied with a certified film tension GEN-150V provided strong connection details that ensure durability and reliability in operation.

Keywords: axle; hub; varnishes; durability; fretting corrosion; tension.

1. Введение

Перед машиностроением поставлена задача всякого внедрения новых прогрессивных технологических методов обработки, которые могли бы уменьшить стоимость машины, повысить ее эксплуатационные качества. Одним из актуальных вопросов является увеличение скоростей движения подвижного состава железнодорожного транспорта.

2. Основной материал

В свою очередь, увеличение скорости движения требует надежной осевой и окружной прочности сопряжения колеса со ступицей оси. Одним из способов увеличения прочности является применение покрытий подступичной части оси в сочетании с применением термовоздействия (нагрева ступицы колеса) [1, 2] для осуществления соединения с зазором и последующим охлаждением (естественным или принудительным) Соединения с гарантированным натягом, сборка которых осуществлялась путем термовоздействия, увеличивают прочность сопряжения в 2,5 раза и больше [3].

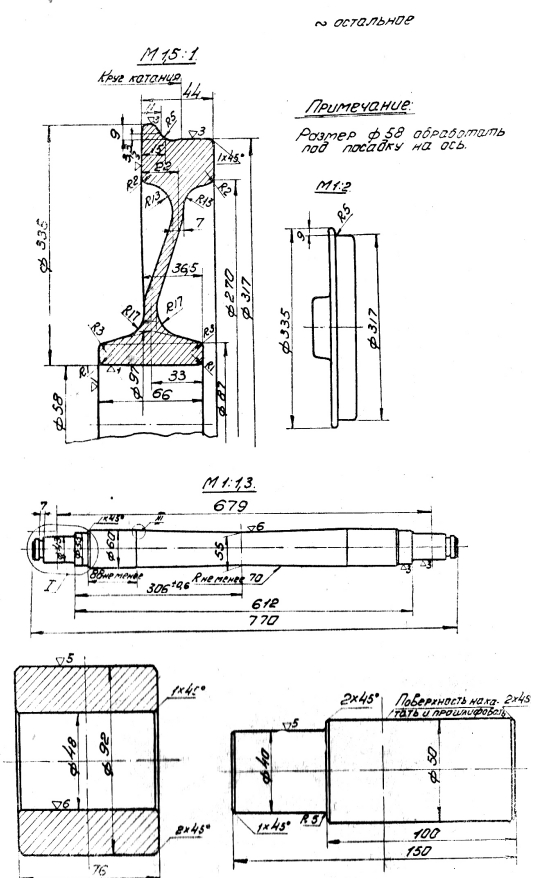
Натяги для сопряжений осуществленных с термовоздействием и запрессовкой принимались в пределах:

$$N = \frac{0,6-1,3}{1000} D \text{ мкм,}$$

где D – номинальный диаметр сопряжения.

Во всех испытываемых сериях натяги принималось три размера натягов: минимальный, средний, максимальный [4]. Для осуществления сборки с термовоздействием, втулки нагревались до 300 °С. Через трое суток образцы испытывались на прочность сопряжения. Все образцы (рис. 1) были распределены на три серии: первая серия испытывалась при температуре 20 °С, вторая при температуре +50 °С (эта серия выдерживалась в термостате 7 часов, до выравнивания температуры всей массы образца), третья серия загружалась в холодильную камеру и охлаждались жидкой углекислотой до температуры –50 °С с той же выдержкой 7 часов. Температура в обоих случаях контролировалась в установке термометром, а самих образцов термометрами.

По полученным результатам испытаний построены графики (рис. 2 и рис. 3) зависимости прочности сопряжения (усилие распрессовке) от натяга, способа сопряжения (с термовоздействием и запрессовкой) от вида покрытия подступичной части оси, температуры окружающей среды [5].



соединениями запрессовкой, при которой подступичная часть оси покрывается олифой.

- Температура окружающей среды существенно влияет на прочность сопряжения соединений с лаковым покрытием эластомером ГЭН-150В.

Увеличение прочности при пониженных температурах объясняются тем, что эластомер ГЭН-150В имеет в своем составе бутадиен нитрильного каучука СКН-40 в сочетании со смолой ВДУ-3, которые при температуре -50°C затвердевают [6, 7]. При посадке горячей охватывающей детали возникает слипание (склеивание), так как эластомер имеет хорошую адгезию к стальным поверхностям. Затвердевший эластомер имеет большую прочность и поэтому нужно приложить большую силу на разрушение промежуточного слоя эластомера. При температуре $+50^{\circ}\text{C}$ прочность снижается так, как слой эластомера размягчается и уменьшает коэффициент трения, но остаётся выше прочности соединения без покрытия эластомером и, тем более, прессового сопряжения.

➤ Прочность соединений запрессовкой и с термовоздействием без покрытий подступичной части оси, в интервале $\pm 50^\circ\text{C}$ не изменяется.

➤ Прочность сопряжения с термовоздействием выше прочности запрессовкой в 3 раза.

➤ Прочность сопряжения с термовоздействием с лаковым покрытием при температуре окружающей среды $+20^{\circ}\text{C}$ выше в 1,8 раза, при температуре -50°C выше в 2,9 раза, а при температуре $+50^{\circ}\text{C}$ в 1,55 раза, по сравнению с сопряжениями с термовоздействием без покрытий.

➤ Прочность сопряжения с термовоздействием с лаковым покрытием при температуре окружающей среды $+20^{\circ}\text{C}$ выше в 5,2 раза, при температуре -50°C выше в 8,3 раза, а при температуре $+50^{\circ}\text{C}$ в 2,7 раза, по сравнению с

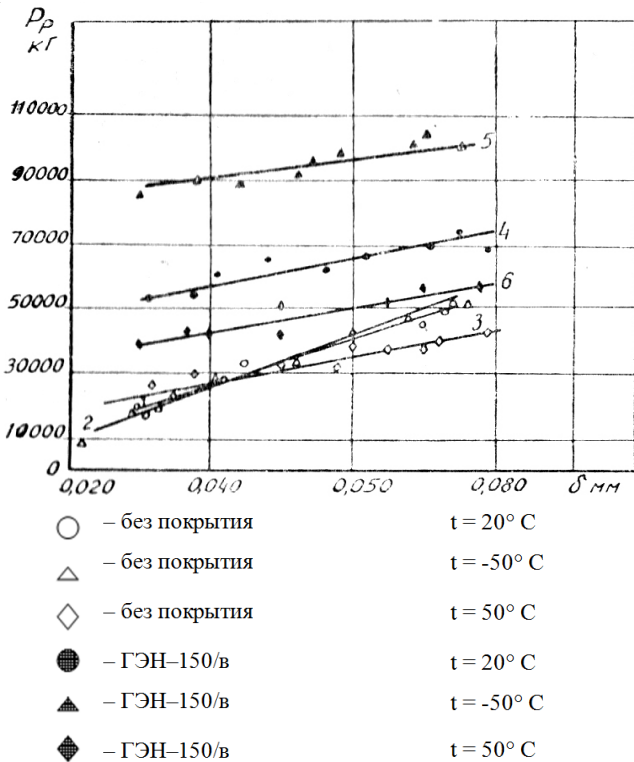


Рис. 2 – Зависимость усилий распрессовки (прочности) P от натяга δ сопряжений с термовоздействием при разных температурах

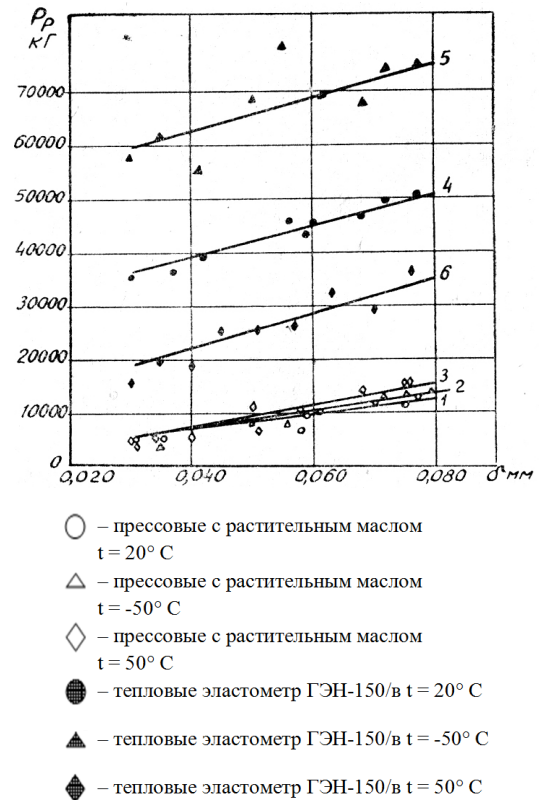


Рис. 3 – Зависимость силы распрессовки сопряжений прессовых и с термовоздействием (прочности) P от натяга δ

Повышение прочности сопряжений с термовоздействием объясняется тем, что при сборке не нарушается шероховатость, и увеличивается фактическая площадь контакта сопрягаемых поверхностей. Таким образом, применение лаковой пленки в значительной мере увеличивает прочность сопряжения при температуре окружающей среды $\pm 50^\circ \text{C}$.

При распрессовке прессом соединений с термовоздействием с лаковым покрытием не имели повреждений на посадочных поверхностях, а на осях, сформированных запрессовкой, после распрессовки имели повреждения в виде рисок и задиров. Таким образом, лаковые покрытия не только увеличивают прочность сопряжения и предохраняют от фреттинг коррозии, но и сохраняют не поврежденной посадочные поверхности.

Кроме вышеуказанных лаковых покрытий исследовались клей сополимер-2, кремнийорганическая жидкость ПМС-60, льняное масло [8].

При выборе лаковых покрытий учитывалось то, что при сборке с термовоздействием охватываемая деталь (втулка, колесо). При нагреве достигала $250\text{--}300^\circ \text{C}$, обеспечивая свободную сборку колеса с осью с зазором. В процессе остывания колеса обеспечивается не только прочность сопряжения, но и полимеризация лаковой пленки. Результаты исследований, приведенные на рис. 4 показали, что применение термореактивного клея ПМС-60 в качестве антикоррозийного покрытия снижает прочность сопряжения при увеличении натяга N и повышения температуры окружающей среды, льняное масло не снижает прочности сопряжения при повышенных температурах, не теряет свои физико-механические свойства. Масло после сборки с термовоздействием образует пленку с недостаточной адгезией и не может служить как ингибитор коррозии [9].

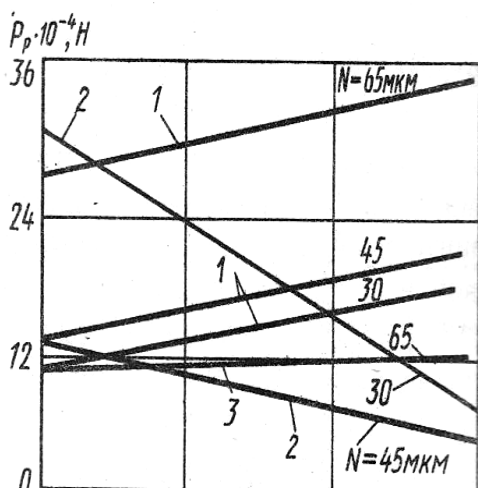


Рис. 4 – Зависимость прочности сопряжения от покрытий и натяга:
1 – Жидкость АС-60; 2 – Клей сополимер; 3 – Льняное масло

Оптимальным решением является применение кремнийорганической жидкости ПМС-60 для защиты от коррозии посадочных поверхностей, которая не теряет физико-механических свойств, при температуре от -60 до $+30$ °С. При повышении температуры увеличивает прочность на 20-40 %.

Изделия типа колец или венцов для обеспечения прочности сопряжения требуют дополнительного крепления (шпонки, штифты и т.п), т.к увеличение натяга приводит к пластической деформации охватывающей детали, что снижает прочность сопряжения.

Проведенные экспериментальные и промышленные испытания соединений с малой жесткостью, собранные с термовоздействием и покрытые жидким стеклом либо обработанные пассивированием нитритом натрия (рис.5), позволило обеспечить требуемую прочность. При применении жидкого стекла на 35-40 %, при пассивировании на 25-30 %.

Изменение температуры в пределах -50 ° – $+50$ °С не влияет на прочность сопряжения.

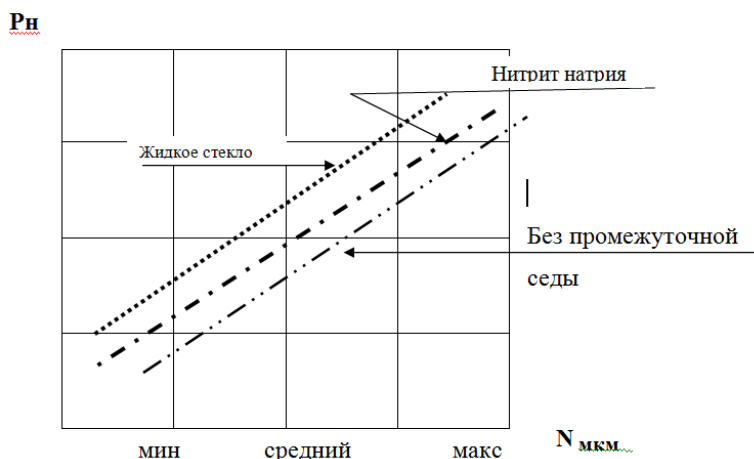


Рис. 5 – Зависимость прочности сопряжения от натяга N и вида промежуточной среды

Выводы

На основании проведенных исследований толщина покрытия должна перекрывать высоту профиля шероховатости R_z , и после обжатия охватывающей поверхностью охватываемую, обеспечит отсутствие контакта металлов двух поверхностей. Для того чтобы пленка была не нарушена, минимальная толщина ее должна быть $\Delta \geq R_z$. А так, как из условий прочности толщина пленки не должна превышать 20 мкм, то растачиваемое отверстие должно быть $R_z = 10$ мкм, шероховатость вала $R_z = 7$ мкм. Таким образом, толщина пленки:

$$\Delta_{\text{пленки мин.}} \geq R_z ; \quad \Delta_{\text{пленки макс.}} \leq R_z$$

Технологія машинобудування

Предпочтительная толщина пленки рекомендуется 15-20мкм, При этой толщине пленки в сопряжении с гарантированным натягом пленкой ГЭН-150-В обеспечивается прочное соединение деталей, гарантирующее надежность и долговечность в эксплуатации.

Список использованных источников:

1. Андреев Г.Я Тепловая сборка колесных пар / Г. Я. Андреев. - Харьков, ХГУ 1965. - 226 с.
2. Андреев Г.Я. Повышение несущей способности соединений с натягом электрофизическими методами обработки посадочной поверхности / Г. Я. Андреев, В. Ф. Тихонов, Б. М. Арпентьев // Проблемы прочности. – 1977. – № 6. – С. 103–106.
3. Лукашевич Г. И. Прочность прессовых соединений с гальваническим покрытием / Г. И. Лукашевич. – Киев : Гостехиздат УССР, 1961. – 61 с.
4. Андреев Г. Я. Опыт формирования вагонных колесных пар с пустотелыми осями / Г. Я. Андреев, А. М. Хорхордин, И. Ф. Малицкий // Технология и организация производства. – 1967. – № 4. – С. 73-75.
5. Кравцов М. К. Промежуточные среды в соединениях с натягом : монография / М. К. Кравцов, А. А. Святуха, В. В. Чернов. – Харьков : Штрих, 2001. – 200 с.
6. Попов В. М. Теплообмен через соединения на клеях / В. М. Попов. – М. : Энергия, 1974. – 302 с.
7. Прочность тепловых соединений с антикоррозийной пленкой полимера ГЭН – 150/В / Г. Я. Андреев, И. Ф. Малицкий, Б. С. Остренко [и др.] // Технология и автоматизация машиностроения : респ. межвед. науч.-техн. сб. – Киев, 1974. – Вып. 14. – С. 3–7.
8. Прочность неподвижных соединений узлов шахтных конвейеров, собранных тепловым способом с применением промежуточных сред / А. А. Святуха, В. О. Галета, М. К. Кравцов, В. А. Белостоцкий // Прочность и долговечность горных машин: сб. / Укр. заоч. политехн. ин-т. – М. : Недра, 1984. – Вып. 6. – С. 126–130.
9. Андреев Г. Я. Прочность тепловых посадок с воздействием тлеющего разряда / Г. Я. Андреев, В. Ф. Тихонов, Б. М. Арпентьев // Известия вузов. Машиностроение. – 1976. – № 3. – С. 41–45.

References

1. Andreev, G 1965, *Teplovaya sborka kolesnykh par*, KhGU, Kharkiv.
2. Andreev, G, Tikhonov, V & Arpentev, B 'Povyshenie nesushchey sposobnosti soedineniy s natyagom elektrofizicheskimi metodami obrabotki posadochnoy poverkhnosti', *Problemy prochnosti*, 1977, no. 6, pp.103-106.
3. Lukashevich, G 1961, *Prochnost pressovykh soedineniy s galvanicheskim pokrytiem*, Gostekhizdat USSR, Kiev.
4. Andreev, G, Khorkhordin, A & Malitskiy, I 1967, 'Opyt formirovaniya vagonnykh kolesnykh par s pustotelymi osyami', *Tekhnologiya i organizatsiya proizvodstva*, no. 4, pp. 73-75.
5. Kravtsov, M, Svyatukha, A & Chernov, V 2001, *Promezhtochnye sredy v soedineniyakh s natyagom*, Shtrikh, Kharkiv.
6. Popov, V 1974, *Teploobmen cherez soedineniya na kleyakh*, Energiya, Moskva.
7. Andreev, G, Malitskiy, I & Ostrenko, B 1974, 'Prochnost teplovykh soedineniy s antikorroziynoy plenкой polimera GEN-150/V', *Tekhnologiya i organizatsiya proizvodstva*, no. 14, Tekhnika, Kyiv.
8. Svyatukha, A, Galeta, V, Kravtsov, M & Belostotskiy, V 1984 'Prochnost nepodvizhnykh soedineniy uzlov shakhtnykh konveyerov, sobrannykh teplovym sposobom s primeneniem promezhtochnykh sred', *Prochnost i dolgovechnost gornykh mashin*, no. 6, pp. 126-130.
9. Andreev, G, Tikhonov, V & Arpentev, B 1976, 'Prochnost teplovykh posadok s vozdeystviem tleyushchego razryada', *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, no. 3, pp. 41-45.

Стаття надійшла до редакції 2 грудня 2014 р.

УДК 655.2

РОЛЬ ПІДГОТОВКИ І ОБРОБКИ ГРАФІЧНОЇ ІНФОРМАЦІЇ ДЛЯ ОТРИМАННЯ ВИДБИТКІВ ВИСОКОЇ ЯКОСТІ ПРИ ЦИФРОВОМУ ДРУКУ

©Маршуба В. П., Яценко Л. О.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Маршуба В'ячеслав Павлович: ORCID: 0000-0003-1426-6240; marshuba_vp@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри поліграфічного виробництва та комп'ютерної графіки; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Яценко Лариса Олександрівна: ORCID: 0000-0002-6158-6207; yatsenko-larisa@mail.ru; старший викладач кафедри поліграфічного виробництва та комп'ютерної графіки; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Обґрунтування переваг застосування різних методів регулювання кольороподілу програмними засобами в технічних пристроях для цифрового друку продукції на підставі контролю якості за відбитками різного кольору в умовах різного освітлення. Як видно з аналізу розглянутих літературних джерел контроль повинен відбуватися на стадії формування зображення, за допомогою чого дотримується ефект не тільки від зменшення машинного часу необхідного для друку, але і підвищується якість друкованої продукції. Показана методика напрямки досліджень по оптимізації процесів кольороподілу в технічних пристроях для цифрового друку програмними засобами. Для досягнення поставленої мети по налаштуванню кольороподілу різноманітних технічних приладів, які застосовують у цифровому друку, потрібно вирішити ряд завдань прикладного характеру.

Ключові слова: поліграфія; друк; цифра; комп'ютер; якість; контроль.

Маршуба В. П., Яценко Л. А. «Роль подготовки и обработки графической информации для получения оттисков высокого качества при цифровой печати».

Обоснование преимуществ применения различных методов регулировки цветоделения программными средствами в технических устройствах для цифровой печати продукции на основании контроля качества по отпечаткам разного цвета в условиях различного освещения. Как видно из анализа рассмотренных литературных источников контроль должен происходить на стадии формирования изображения, с помощью чего придерживается эффект не только от уменьшения машинного времени необходимого для печати, но и повышается качество печатной продукции. Показана методика направления исследований по оптимизации процессов цветоделения в технических устройствах для цифровой печати программными средствами. Для достижения поставленной цели по настройке цветоделения разнообразных технических приборов, которые применяют в цифровом печати, нужно решить ряд задач прикладного характера.

Ключевые слова: полиграфия; печать; цифра; компьютер; качество; контроль.

Marshuba V., Yatsenko L. “Role of the preparation and processing of graphical information for taking-off the high quality impression during digital printing”.

The benefits justify the application of different methods of adjusting the output programmatically in technical devices for digital printing products on the basis of quality control by

the prints of different colors in different lighting. As can be seen from the analysis of literary sources, the control must occur at the stage of image formation, through which adheres to the effect of not only reducing the computer time required for printing, but also increases the quality of printed products. It is shown how the direction of research on optimization of processes separations in technical devices for digital printing software. To achieve this goal by setting separations of various technical devices, which are used in digital printing, it is necessary to solve a number of problems of an applied nature.

Keywords: printing; print; digital; computer; quality control.

1. Постановка проблеми в загальному вигляді

В останній час з'явилися нові форми друку різноманітної поліграфічної продукції, а саме цифровий друк або, як його ще називають «настільна поліграфія». Поширення цього виду друку пов'язано з оперативністю підготовки тексту та малюнків до друку, і відсутністю проміжних формних процесів до друкарської підготовки. Тобто по суті, імовірно вирішити питання підвищення оперативності виконання замовлення та можливість виготовлення мінімальних за об'ємом тиражів при великому асортименті та надання ексклюзивних послуг.

В цифровому друку оригінал видання попередньо перетворюється у макет, а потім в закінчений виріб за допомогою програмних засобів, який можна надрукувати з максимальною якістю, враховуючи всі існуючі технологічні нюанси поліграфічного виробництва. По суті, це набір програмного забезпечення, що використовує загальні прийоми роботи і різні професійні тонкощі в комп'ютерній графіці та поліграфії.

Але ж існують декілька проблем, що характерно для цього виду друку. А саме не стабільність сприйняття органами людини різноманітних зображень в кожному окремому технічному приладу, що використовують у цифровому друку в неоднакових умовах освітлення, що відповідає різному часу доби. Це визвано різноманітним по фізичній суті процесом відображення кольорів на різних приладах. Спробуємо і ми розібратися у всіх цих технологічних премудростях «настільної поліграфії», як що відомо, що одна згадка про яке раніше могла приводити деяких неосвячених в благоговійний трепет.

2. Аналіз досліджень і публікацій за темою статті

Фізика формування зображення в існуючій техніці взагалі різноманітна, а як в окремому випадку в поліграфії, існує для кожного окремого пристрою, що використовується в «настільної поліграфії» (по даним роботи Кузнецова Е. та інших). Розглянемо це питання, по даним з різних джерел.

Використовуючи монітор, що формує зображення одним фізичним законом, ми маємо справу з так званим адитивним RGB-синтезом, де кожен конкретний колір виходить оптичним змішуванням трьох кольорних складових – червоного (Red), зеленого (Green) і синього (Blue) каналів.

Монітор з електронно-променевою трубкою, або ЕЛТ (Cathode Ray Tube, CRT) при побудові зображення використовує одну або три електронні гармати. У першому випадку, при використанні одного каналу, ви отримаєте монохроматичне зображення, з деяким числом градацій кольору (залежить від конструкції приладу), тоді як монітор є на півтоновим пристроєм,

і кожен його люмінофорний елемент, що формує на екрані зображення, здатний випромінювати світло з кількома рівнями яскравості. У звичайних кольорових кінескопах використовуються три електронні гармати червоного, зеленого і синього кольорів. При максимальній і збалансованій рівній інтенсивності у всіх трьох гарматах, ми отримуємо колір, що наближено до білого. При відмінності в інтенсивності різних гармат ми отримуємо похідний колір, утворений з сумарною яскравості кожного окремо взятого основного кольору. Наприклад, оптичне змішування червоного (red) і зеленого (green) кольорів дасть жовтий колір. Аналогічно утворюються всі інші кольори зображення, як різні комбінації яскравості його базових складових.

Пристрої, що наносить зображення на папір, проводять синтез кольору, використовуючи зовсім інші фізичні і оптичні закони. Зображення на папері не випромінює світло, кольори, які ми бачимо, розглядаючи отриманий відбиток, – це фактично оптичний синтез відбитих променів світла, що надійшли від деякого джерела освітлення. Промені світла, відбиваючись від розглянутої ділянки зображення, частково поглинаються, а частково відбиваються від нього. Відбиті промені світла і визначають той колір або відтінок кольору, який ми бачимо в певній точці зображення. Тобто у наявності не можливість фактично контролювати наявне зображення, так як його напівтони при віддзеркалюванні залежать від джерела опромінювання.

Ця модель формування кольору отримала назву субтрактивного синтезу, так як колір досліджуваної точки є різницевою складовою світла, падаючого на неї світла, поглиненого нею. Таким чином, вид зображення може залежати від безлічі факторів, що супроводжують його перегляду. Це – в теорії. На практиці на зовнішній вигляд нашого відбитка впливають як використані при друку фарби, так і матеріал, на який вони були нанесені, а також умови освітлення і перегляду нашого зображення. Відмінності одного і того ж вихідного зображення, отриманого на різних друкарських пристроях, і не завжди однаковий вигляд одного і того ж готового зображення в різних умовах перегляду є джерелом постійного головного болю професіоналів, що працюють з кольором – дизайнерів, поліграфістів, фахівців з комп'ютерної графіки та інших суміжних спеціальностей. Складність завдання полягає в тому, що всі вони повинні враховувати, як одне і те ж зображення буде виглядати в іншій системі, при використанні іншого монітора або відеоадаптера, або як воно буде надруковано на принтері.

Тобто цифровий друк базується на підставі наступних процесів: електрофотографії, струменевого друку, магнітографії і прямого запису тонерного зображення – способом, які знаходять практичне застосування в обладнанні цифрового друку [1].

До цифрового друку відносяться такі способи друку, що відповідають наступним двом вимогам: завдання на друк вводиться в друковане пристрій в цифровому вигляді; машина може друкувати змінні дані.

Друга умова відсікає від цифрового друку системи ComputertoPlate, в яких цифрові дані завдання використовуються для створення друкованої форми.

Цифровий друк використовує цілий ряд друкарських технологій притаманних загальної поліграфії, і, отже, це цілий ряд способів друку. Перерахуємо ці способи, розбивши їх на групи.

До *першої групи* можна віднести способи, в яких записується приховане електростатичне (зарядове) зображення, яке потім проявляється осадженням на ділянки зображення фарби –

тонера. Тонер складається з полімерних частинок, що містять барвник і технологічні домішки. Далі слід розглянути перенесення тонерного зображення на матеріал, що друкують. Сюди відносяться іонографію і електрофотографію. У електрофотографії електростатичне зображення, що приховане, записується шляхом селективного фото розряду рівномірно зарядженої поверхні фотопровідникового покриття. У іонографії приховане зображення виходить осадженням на діелектричний носій зображення з зарядів (електронів або іонів) з допомогою батареї мікро джерел, що працюють за принципом електронний або іонної гармати.

До *другої групи* можна віднести способи, в яких записуване приховане зображення переноситься на друкований матеріал. До таких способів відноситься магнітографія.

До *третьої групи* можна віднести способи, в яких на носії зображення (циліндрі) проводиться запис фарбою, минаючи стадію прихованого зображення. Барвисте зображення переноситься на друкований матеріал. Сюди можна віднести спосіб прямого запису тонерного зображення (Oce DirectImaging) і елкографію. У першому способі зображення будується з сухого тонера. У другому способі вихідна фарба знаходиться в рідкому вигляді, а для утворення зображення з грудочок фарби, використовується електрокоагуляція.

До *четвертої групи* належать способи, в яких зображення записується відразу на друкованому матеріалі – термографія і струменевий друк [2].

У термографії при точковому нагріванні зі спеціальної донорної плівки на друкарський матеріал переноситься фарба або барвник. У способі термопереносу при нагріванні ділянок донорної плівки фарба переноситься на друкарський матеріал, до якого притиснута плівка. У термосублімації з нагрітої ділянки термоплівки барвник, що переганяють, дифундує в поверхневий шар матеріалу, на якому друкують. Для нагріву може бути використана або технічні пристрої, що включають до свого складу батарею резистивних нагрівальних елементів, або інфрачервоний лазер.

У струменевого друку, рідка фарба (чорнило) потрапляє у вигляді крапельних струменів на друкований матеріал і малює на ньому зображення.

Струменевий друк буває двох видів – безперервний струменевий або імпульсний друк. У безперервному струменевому друку з сопел безперервно вилітає краплинний струмінь, краплі якого при запису зображення поділяються на два потоки. Один летить на папір, а інший – в краплеуловлювач. У імпульсному струменевому друку краплі вилітають «за вимогою» під дією електричних імпульсів, що надходять в друкувальну головку від генератора зображення. Всі вони потрапляють на друкований матеріал. Нещодавно з'явився спосіб «Tonejet», де фарба, є дисперсію заряджених частинок тонера в неполярної рідини, що подається на загострений електрод. Частки тонера з невеликою кількістю рідини викидаються з вістря сильним електричним полем і потрапляють на матеріал, що друкують. В даний час спосіб «Tonejet» використовується для друку на упаковці – консервних бляшанках. Однак у майбутньому не виключено його використання для друку на інших видах матеріалів.

У всіх способах цифрового друку кожен відбиток виходить шляхом повторення всіх операцій технологічного процесу, тому можливе отримання в одному тиражі, як однакових відбитків, так і таких, що розрізняються частково або повністю (друк змінних даних).

Бурхливий розвиток електронної техніки дозволяє повністю виключити наступні етапи виробництва: перенесення на фотоплівку і її прояв, монтаж, копіювання і прояв друкованих форм та інші форми до друкарської підготовки. Суттєво скорочуються терміни виконання замовлення, виключається формне обладнання, фотоплівка, хімія. Таким чином, враховуються не тільки нові вимоги ринку, що з'явилися стимулом для розвитку технології, але і нова технологія створила понад оперативну, тобто якісний повно кольоровий друк.

3. Виклад основного матеріалу

Необхідність розробки комплексної методики оцінки якості цифрового друку та калібрування технічних приладів, що використовують назріла ще в період зародження технологій друку і в першу чергу покликана систематизувати всі важливі показники властивостей друку з метою їх подальшого впорядкування і розрахунку єдиного комплексного показника.

Кольорове відтворення або правильне відображення кольорів на екрані і при друці на принтері, завжди залишається каменем спотикання цифрового друку і підготовки макетів. Причина того, індивідуальні параметри передачі кольору на кожному задіяному пристрої та суб'єктивні властивості людського фактору, що застосовано в циклі підготовки до друку зображення або тексту.

Компаніями Adobe, Agfa, Apple, Kodak, Microsoft, Silicon Graphics, Sun Microsystems і Taligent в 1993 році був створений Міжнародний консорціум за кольором (International Color Consortium, скорочена назва позначається аббревіатурою ICC) з метою розробки універсальної системи управління кольором без прив'язки до комп'ютерної платформи. Результатом плідної співпраці став стандарт, на відповідність яким можна оцінити будь-який пристрій для роботи з кольором. Таким чином з'явилися колірні профілі і виникло поняття профілювання пристроїв для роботи з кольором (монітори, принтери).

Створення подібної методики стане кроком на шляху до розробки вітчизняних стандартів на цифровий друк (в рамках міжнародних стандартів), що в свою чергу буде сприяти розвитку інститутів стандартизації та добровільної сертифікації друкованої продукції. Такі органи з сертифікації зможуть видавати висновки, завдяки яким атестовані друкарні будуть відзначені особливим знаком якості, що приверне до них нових замовників.

Для досягнення головної мети дослідження необхідно вирішити наступні завдання:

1. Обґрунтувати вибір показників властивостей цифрового друку. Аналіз необхідних показників доцільно здійснювати на підставі існуючих в галузі критеріїв оцінки якості цифрового друку та колірного профілю.

2. Побудова тест-об'єктів для оцінки обраних показників властивостей і розробка тестової смуги. Вибір тест-об'єктів можна обґрунтувати в результаті аналізу накопиченого досвіду експлуатації цифрових приладів, а також щодо оцінки структурних елементів цифрового друку і різних тестів, запропонованих компаніями – виробниками цифрової друкарської техніки.

3. Визначення коефіцієнтів вагомості кожного показника властивостей експертним методом, який допустимий при спрощеному кваліметричному аналізі.

4. Здійснивши перераховані вище завдання, слід визначити основні параметри для розрахунку комплексного показника якості.

Колірний профіль – це файл, що містить опис специфічних характеристик обладнання та оптимальні значення параметрів налаштувань для його коректної роботи з кольором. Наприклад, профіль принтера може містити інформацію про кількість чорнила, необхідних для проходження через дюзи. Дана інформація благотворно позначається при відтворенні конкретного відтінку на певному типі паперу після отримання готового (обробленого) зображення, наприклад у Photoshop (додрукарська підготовка фото).

Профілі монітора враховують його реальні можливості (колірний обхват, тип підсвічування) для оптимального відображення зображення на екрані, враховуючи і той факт, що вихідне зображення могло бути створено різними приладами з профілем, що має більший колірний обхват, ніж фізично монітор може відобразити своєю матрицею.

Профілі є сполучною ланкою (адаптером), що дозволяють злагоджено і безперешкодно працювати з кольором пристроїв, а користувачеві – досягти стабільної та передбачуване перенесення кольорів при перенесенні зображень із різних пристроїв на комп'ютер і з комп'ютера на паперові або інші види носіїв.

Сьогодні вчені говорять про можливість досягнення значних результатів на стику наук. Такі дослідження часто призводять до несподіваних результатів. Так, оцінка якості друку припадає на область двох прикордонних знань – поліграфії як галузі промисловості та кваліметрії.

Кваліметрія представляє порівняно нову область метрологічних знань по розробці кількісних оцінок якості об'єктів, явищ, процесів. Область наукових пошуків являє собою методику комплексної оцінки якості цифрового друку, яка складається з безлічі підсистем (оцінка роботи цифрового обладнання з точки зору аналізу виробничих, ергономічних, економічних та інших факторів; суб'єктивний аналіз якості друку споживачем; аналіз впливу виробничого процесу на параметри друку та ін). Предмет нашого дослідження більш вузький і конкретний: методика комплексної оцінки якості друку і цифрових друкарських машин. Тобто дана робота орієнтована на аналіз якості відбитків, отриманих з допомогою різних цифрових друкарських комплексів.

В даний час оцінка характеристик виробу і різноманіття споживчих параметрів проводиться за комплексним показником якості, який підсумовує всі диференційовані оцінки з урахуванням вагомості кожної властивості.

Що включає в себе процес калібрування (етапи): вимірювання зовнішнього освітлення; установка початкових налаштувань апаратними регуляторами монітора (яскравість, контраст, колірна температура); порівняння еталонних значень кольорів з реально відтворюваними; генерація калібратором спеціального профілю, що коригує, для вашого дисплея з урахуванням зовнішнього освітлення;

Створений профіль в процесі калібрування монітора здатний компенсувати різницю між передаванням кольору, яку демонстрував монітор до калібрування і еталонними значеннями.

Щоб досягти максимальної точності у передачі кольорів на принтері, його профілювання необхідно проводити за допомогою приладу – спектрофотометра.

Необхідно враховувати, що спостерігається на моніторі або на відбитку зображення – це не вихідна картинка, а лише інтерпретація, створена профілем з вихідного графічного файлу. Кажучи

іншими словами, це спроба вмістити колірний простір з великим охопленням в маленьку пляшку обмежень кольорового відтворення конкретного пристрою: монітора або принтер. Таким чином, реальне вихідне еталонне зображення з усією повнотою інформації про кольорах і відтінках – це те, що існує в цифровому вигляді, наприклад у вікні Photoshop із заданим колірним профілем.

Важливо володіти вмінням зберігати якість зображення на початковому етапі, попередньо не втративши всю повноту інформації про нього більш вузьким профілем, і відкривати з правильними вихідними параметрами робочого простору програми – фоторедактора. В іншому випадку всі зусилля з калібрування монітора і профілізації принтера не матимуть особливого впливу на кінцевий результат, так як отримати контроль над кольором все одно не вдасться.

Висновки

Для досягнення поставленої мети по настроюванні кольороподілу різноманітних технічних приладів, що застосовують у цифровому друку, шляхом налаштування його програмними засобами потрібно рішення наступні завдання:

1. Обґрунтувати вибір показників властивостей цифрового друку.
2. Побудовами тест-об'єкти для оцінки обраних показників властивостей і розробка тестової смуги.
3. Визначення коефіцієнтів вагомості кожного показника властивостей експертним методом.
4. Здійснивши перераховані вище завдання, слід визначити основні параметри для розрахунку комплексного показника якості.

Список використаних джерел:

1. Базилов Ж. Ж. Основы полиграфического производства: учебник / Ж. Ж. Базилов. – Алматы : Мерсал, 2005. – 240 с.
2. Киппхан Г. Энциклопедия по печатным средствам информации / Г. Киппхан. – М. : МГУП, 2003. – 1252 с.
3. Уарова Р. М. Основы цифровой печати: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Р. М. Уарова, А.В. Ванников, А.В. Чуркин ; Моск. гос. ун-т печати. – М. : МГУП, 2006. – 448 с.
4. Уарова Р. М. Оперативная полиграфия: учеб. пособие / Р. М. Уарова, А. В. Стерликова. – М. : МГУП, 2004. – 262 с.
5. Харин О. Электрофотография / О. Харин, Э. Сувейздис. – М. : МГУП, 2006. – 446 с.
6. Иванова В. Б. Оформление изданий: нормативный справочник / В. Б. Иванова. – М. : Книга, 1984. – 320 с.

References

1. Bazilov, Zh 2005, *Osnovy poligraficheskogo proizvodstva*, Mersal, Almaty.
2. Kippkhan, G 2003, *Entsiklopediya po pechatnym sredstvam informatsii*, MGUP, Moskva.
3. Uarova, R, Vannikov & A, Churkin, A 2006, *Osnovy tsifrovoy pechati*, MGUP, Moskva.
4. Uarova, R & Sterlikova A, 2004, *Operativnaya poligrafiya*, MGUP, Moskva.
5. Kharin, O & Suveyzdis, E 2006, *Elektrofotografiya*, MGUP, Moskva.
6. Ivanova, V 1984, *Oformlenie izdaniy. Normativnyy spravochnik*, Kniga, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 5 листопада 2014 р.

УДК 628.3

ВЛИЯНИЕ КИНЕТИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ БИОРЕАКТОРОВ ДЛЯ ОЧИСТКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ СТОЧНЫХ ВОД

©Постельняк И. Е.¹, Слепцов Г. В.², Сырников Е. В.²

Українська інженерно-педагогічна академія¹

ТОВ «Науково-виробниче підприємство АОСП-1»²

Інформація про авторів:

Постельняк Інна Євгенівна: ORCID: 0000-0001-8809-2349; innulyagrab@mail.ru; інженер кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Слепцов Георгій Володимирович: ORCID: 0000-0002-0581-0331; georgvs@mail.ru; кандидат технічних наук; старший науковий співробітник; ТОВ «Науково-виробниче підприємство АОСП-1»; вул. Сумська, 77, м. Харків, 61023, Україна.

Сырников Евгений Володимирович: ORCID: 0000-0001-8803-2426; syrnikov@list.ru; кандидат фізико-математичних наук; головний інженер; ТОВ «Науково-виробниче підприємство АОСП-1»; вул. Сумська, 77, м. Харків, 61023, Україна.

В работе приведен анализ наиболее распространенных методов очистки сточных вод. Особое внимание уделяется системам биологической очистки и расчету биореакторов-аэротенков. Показано, что рационально проводить процесс очистки сточных вод в реакторах-вытеснителях в условиях процессов первого кинетического порядка. При этом, скорость процесса возрастает, а объем реактора сокращается в 2–4 раза. Небольшие по размерам и эффективные МБР найдут применение на машиностроительных предприятиях не только с целью повышения степени очистки промышленных сточных вод, но и для повторного использования очищенных вод в технологическом водоснабжении. Полученные результаты могут быть использованы на машиностроительных предприятиях при создании бессточных систем водоснабжения. Показана необходимость разработки расчетных программ определения константы скорости биodeградации различных веществ.

Ключевые слова: биологическая очистка; промышленные сточные воды; биореактор; скорость очистки; окисление.

Постельняк І. Є., Слепцов Г. В., Сырников Є. В. «Вплив кінетичних факторів на ефективність біореакторів для очищення промислових стічних вод»

У роботі наведено аналіз найбільш поширених методів очищення стічних вод. Особлива увага приділяється систем біологічного очищення та розрахунку біореакторів-аеротенків. Показано, що раціонально проводити процес очищення стічних вод в реакторах-витіснювачах в умовах процесів першого кінетичного порядку. При цьому, швидкість процесу зростає, а обсяг реактора скорочується в 2–4 рази. Невеликі за розмірами і ефективні МБР знайдуть застосування на машинобудівельних підприємствах не тільки з метою підвищення ступеня очищення промислових стічних вод, але і для повторного використання очищених вод у технологічному водопостачанні. Отримані результати можуть бути використані на машинобудівних підприємствах при створенні безстічних систем

водопостачання. Показана необхідність розробки розрахункових програм визначення константи швидкості біодеградації різних речовин.

Ключові слова: біологічне очищення; промислові стічні води; біореактор; швидкість очищення; окиснення.

Postelniak I., Sleptsov G., Syrnikov E. “The influence of kinetic factors on the efficiency of bioreactors for industrial wastewater treatment”.

The article contains analysis of the most common methods of wastewater treatment. Special attention is paid to biological treatment systems and their calculation. Shows that it is rational to wastewater treatment process in reactors-displacers in terms of first-order kinetics. The speed of the process increases and the volume of the reactor is reduced in 2-4 times the results find application in machine-building enterprises of the inland water systems. Small and efficient use will be at IDB machine-building enterprises not only with a view to increasing industrial wastewater treatment, but also for the reuse of treated water in the water supply. The results obtained can be used in the machine-building enterprises of the inland water systems. Shows the need for a settlement of the biodegradation rate constants of various substances.

Keywords: biological treatment; industrial wastewater; bioreactor; speed cleaning; oxidation.

1. Постановка задачи

Очищенные промышленные сточные воды могут быть либо отведены в систему канализации, либо использованы повторно на предприятии, в частности для подпитки оборотной системы водоснабжения [1]. Основные условия для такой возможности – максимальное удаление из воды органических и взвешенных веществ. Во многих случаях имеет значение концентрация растворимых минеральных солей, особенно солей жесткости, а также величина рН. Если удаление органических и взвешенных веществ является обязательным условием повторного использования сточной воды, то содержание солей зависит от вида системы водоснабжения и условий водоснабжения на предприятии.

2. Анализ публикаций

Ранее бурно развивались такие способы и технологии очистки воды, как электрохимические – электрофлотокоагуляция, электроокисление и электровосстановление и др. Однако из-за дефицита электроэнергии и роста ее стоимости интерес к электрохимическим методам очистки воды снизился практически полностью, но, по нашему мнению, эти методы имеют право на существование, хотя бы благодаря их универсальности, управляемости и возможностью полной автоматизации.

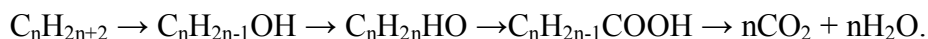
Для очистки вод от различных химических веществ, в зависимости от степени их дисперсности, используются различные способы: коагулирование, осаждение в виде нерастворимых соединений, фильтрование, окисление-восстановление, деструкция, биохимическое окисление-деструкция и др. Поэтому, интеллектуальное проектирование, строительство и эксплуатация очистных сооружений систем водоснабжения и водоотведения возможно лишь с учетом фундаментальных законов химической термодинамики, химической кинетики и биохимии.

Существует большое число математических моделей очистки воды, основанных на фундаментальных законах. В частности, биологическая очистка сточных вод хорошо описывается так называемой «Моделью активного ила» - ASM 3 [2]. Эту модель используют при проектировании биологических систем.

Модель активного ила ASM 3 способна прогнозировать потребление кислорода, прирост ила, нитрификацию и денитрификацию в системе активного ила, процесс запасаания органического субстрата [2]. В этой модели активно используются кинетические характеристики, в частности, константы скорости биологической деградации примесей сточных вод. Однако в распоряжении не всегда имеются все необходимые константы. Поэтому, при использовании этой модели приходится вводить грубые допущения.

Основным критерием при описании биологической очистки сточных вод является ХПК (бихроматная окисляемость). Эта характеристика сточных вод не всегда отражают возможность биологической очистки, и не может характеризовать процесс очистки от отдельных химических веществ. Особенно это ощутимо при использовании математического аппарата формальной химической кинетики при расчете сооружений биологической очистки промышленных сточных вод и технологических параметров процесса очистки. Отсутствие кинетических данных и неправильная оценка степени очистки от конкретных веществ приводит к ошибкам проектирования и к тому, что очистные сооружения иногда не полностью выполняют свои функции.

Биологическая деструкция углеводов, спиртов и альдегидов проходит через определенные стадии окисления, которые приводят к образованию соответствующей карбоксильной кислоты, распадающейся на углекислый газ и воду:



Это означает, что углеводород R (C_nH_{2n+2}) вначале может быть окислен до спирта R—OH, затем до альдегида $RHC=O$, а далее – до карбоксильной кислоты $RCOOH$, и окончательно – до углекислого газа и воды. Аналогичная последовательность может соблюдаться и при биологическом окислении (кислородом воздуха в условиях ферментативного катализа), приводящим к деструкции соединения. Например, окисление аллилового спирта может протекать по схеме:



Основным элементом сооружений биологической очистки сточных вод является биореактор – аэротенк, биотенк, окситенк или МБР (мембранный биологический реактор). В ходе обработки сточных вод в биореакторах происходят превращения примесей сточных вод – окисление или восстановление и биodeградация. Как и любой другой реактор, биореактор, необходимо рассчитать, спроектировать и построить. В данной работе рассмотрены проблемы расчета аэротенков и пути их решения.

В настоящее время разработаны различные способы и программы расчета биореакторов на основе химической и биологической кинетики. Особенно развит подход к биореакторам,

предназначенных для очистки городских сточных вод. Основные показатели сточных вод, учитываемые в расчетах – БПК₅, содержание взвешенных веществ, ионов группы азота и фосфора, содержание кислорода и активного ила, солесодержание. Однако, как правило, из-за недостаточных экспериментальных данных, разработанные теоретические программы не учитывают кинетику биodeградации примесей, т.е. кинетику очистки сточных вод.

Ранее, показано, что очистка сточных вод от какой-либо примеси может быть описана кинетическим уравнением скорости химической реакции. При этом установлено, что практически все процессы очистки сточных вод от каких-либо примесей относятся к процессам первого порядка [4, 5]. Несмотря на то, что биологическое окисление это бимолекулярный процесс второго порядка, для биологической очистки также применимы законы процесса первого порядка, т.к. концентрация одного из «реагентов» – активного ила, как правило, значительно больше содержания удаляемой примеси и практически не меняется в ходе процесса.

3. Выбор уравнения для расчета скорости процесса

Уравнению скорости процесса первого порядка подчиняются такие известные процессы, как очистка сточных вод, радиоактивный распад, растворение вещества, осаждение взвеси, адсорбция вещества на поверхности, скорость роста бактериальной культуры и др. Учитывая, что практически все процессы очистки воды от какого-либо i -го вещества – процессы первого кинетического порядка, запишем уравнение скорости такого процесса:

$$\vartheta = \frac{dC_i}{dt} = -k_i C_i, \quad (1)$$

Константа скорости равна

$$k_{\text{int}} = -\frac{1}{t} \ln \left(1 - \frac{C_t}{C_o} \right) \quad (2)$$

где ϑ – скорость очистки; C_i – концентрация i -го вещества; C_o, C_t – начальная и конечная концентрация удаляемого вещества ко времени t ; k_i – константа скорости i -го процесса; k_{int} – интегральная (общая) константа.

Интегральная константа скорости процесса очистки введена в связи с тем, что практически все процессы являются многостадийными (см. выше), а т.к. контроль процесса ведется по содержанию исходного вещества, например, спирта, то общая константа скорости является интегральной, т.е. учитывающей другие процессы

$$k_{\text{int}} = f(k_1, k_2, \dots, k_i). \quad (3)$$

Уравнение (2) справедливо для реактора полного вытеснения и меняется при переходе к реактору полного смешения [3]:

$$\frac{C_t}{C_o} = \frac{1}{1 + \frac{kV}{Q}}. \quad (4)$$

Учитывая, что среднее время пребывания реакционной смеси в реакторе равно

$$t = \frac{V_R}{Q}, \quad (5)$$

из (2) и (5), получим

$$V_R = -\frac{Q}{k_{\text{int}}} \ln \left(1 - \frac{C_t}{C_o} \right). \quad (6)$$

Таким образом, объем реактора V_R , необходимый для достижения требуемой степени очистки $\alpha = C_t / C_o$, прямо пропорционален $\ln(1 - \alpha)$ и скорости потока (производительности) очищаемой сточной жидкости Q и обратно пропорционален константе скорости процесса k .

Уравнение (5) свидетельствует о тесной связи между объемом реактора – аэротенка, и константой скорости процесса биологической деструкции вещества, т.е. кинетической характеристикой процесса.

Приведенный выше вывод зависимости (5) объема реактора от константы скорости процесса справедлив для процессов первого порядка и реакторов непрерывного действия полного вытеснения. Для реакторов периодического действия и непрерывного действия идеального (полного) смешения, зависимость будет иной. В работе [3] приведены результаты расчетов V_R для реакторов различных типов в зависимости от степени протекания процесса. Так, если принять за единицу необходимый объем периодического реактора ($V_n = 1$), то для достижения $\alpha = 0,5$ непрерывнодействующий реактор полного вытеснения будет иметь объем, равный $0,91 \cdot V_{Rn}$, а реактор полного смешения $1,32 \cdot V_{Rn}$. Для достижения $\alpha = 0,9$ объем периодически действующего реактора будет равен $1,83 \cdot V_{Rn}$, объемы непрерывно действующих реакторов полного вытеснения и полного смешения будут равны $1,67 \cdot V_{Rn}$ и $6,52 \cdot V_{Rn}$, соответственно. При необходимости достижения $\alpha = 0,99$, необходимые объемы рассматриваемых реакторов будут равны $3,33 \cdot V_{Rn}$; $3,03 \cdot V_{Rn}$; $65,15 \cdot V_{Rn}$, соответственно.

Таким образом, объем реактора зависит как от кинетического порядка реакции (процесса), так и от типа реакторов. Видно, что наиболее эффективным (по строительному объему) оказывается реактор непрерывного действия полного (идеального) вытеснения для процессов первого порядка. Таким образом, процесс очистки сточных вод желательно вести так, чтобы кинетический порядок его был равен единице, а конструкция реактора обеспечивала проведение процесса в режиме полного вытеснения.

Используя полученные данные о константе скорости биоокисления спиртов различной молярной массы, рассчитали объемы реакторов (аэротенков), необходимых для проведения очистки сточных вод до заданной степени очистки. В расчетах использовали вычисленные по имеющимся данным биораспада средние значения констант для групп спиртов. Результаты расчетов приведены на рис. 1. Видно, что они верно отражают общие теоретические предпосылки, изложенные выше.

Основные типы биологических реакторов не относятся к реакторам полного вытеснения или полного смешения [5], а являются промежуточным типом. Эту особенность необходимо учитывать в расчетах и при проектировании систем биологической очистки.

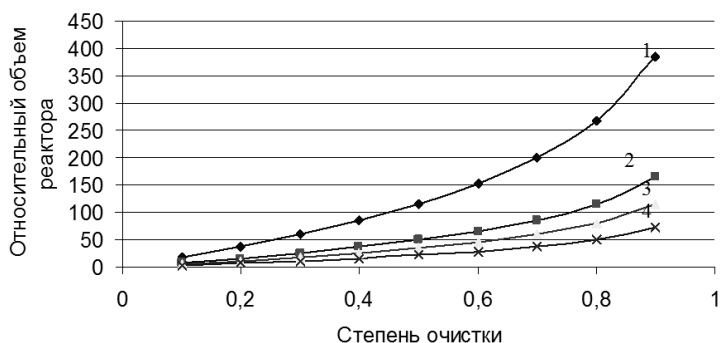


Рис. 1 – Залежність необхідного об'єму аэротенков від ступеня очищення води від спиртів:
1 – спирты со средней константой скорости очистки

$$k_1 = 0,06 \text{ ч}^{-1}; 2 - k_2 = 0,14 \text{ ч}^{-1}; \\ 3 - k_3 = 0,20 \text{ ч}^{-1}; 4 - k_4 = 0,32 \text{ ч}^{-1}$$

отстойниках. Для повышения эффективности применяют рецикл активного ила.

Наиболее совершенные и перспективные – МБР – биореакторы последнего поколения. В них одновременно происходит окислительная биодеструкция органических веществ и разделение фаз путем фильтрования через полупроницаемую ультрафильтрационные мембраны. В этом реакторе может быть реализован тип реактора полного вытеснения. Кроме того, в МБР последнего поколения мембранный блок располагают внутри аэротенка, благодаря чему удастся поддерживать концентрацию активного ила до 20 г/л. При этом, скорость процесса возрастает, что дает возможность сократить объем реактора в 2 – 4 раза, увеличить возраст ила и снизить объем избыточного ила на 20...50% [5, 7]. Небольшие по размерам и эффективные МБР найдут применение на машиностроительных предприятиях не только с целью повышения степени очистки промышленных сточных вод, но и для повторного использования очищенных вод в технологическом водоснабжении и создания бессточных систем водоснабжения.

4. Результаты исследования

Установлено, что скорость биологической очистки можно еще больше увеличить, если использовать в процессе технологию синтеза специфичного фермента. Эта технология начинает развиваться одновременно с развитием технологи МБР [5].

Приведенный материал свидетельствует о необходимости учета кинетики очистки сточных вод, особенно, такого показателя, как константа скорости. В настоящее время существует ограниченное число данных о скорости биологической очистки сточных вод от отдельных соединений [6]. Эти данные можно использовать для расчета констант скорости очистки и расчета необходимого объема реакторов. Кроме того, значение k необходимо для расчета требуемого количества кислорода воздуха, подаваемого при аэрировании сточных вод. Сведения о кинетических характеристиках очистки сточных вод от любых соединений, естественно, отсутствуют. Поэтому, необходима разработка расчетной программы определения k_{int} для соединений, для которых экспериментальные данные отсутствуют.

В последующих работах будут приведены результаты разработки расчетных программ определения константы скорости различных веществ, в частности спиртов.

В настоящее время разработано большое число биореакторов: от септиков, биотенков и аэротенков до мембранных биологических реакторов (МБР).

Больше всего используются системы биологической очистки сточных вод, включающих первичный и вторичный отстойники, аэротенк и вспомогательное оборудование [5]. В таких системах очистка происходит не только в аэротенке, но и в

Технологія машинобудування

Выводы

Таким образом, общие тенденции развития биологических методов очистки сточных вод можно сформулировать следующим образом:

- применение биотехнологии на машиностроительных предприятиях для создания бессточных систем водоснабжения;
- разработка расчетных программ определения константы скорости биodeградации различных веществ;
- применение мембранной технологии, позволяющей разделять очищенную сточную жидкость от взвешенных веществ одновременно с биологическим окислением примесей сточных вод;
- применение мембран для увеличения концентрации активного ила, с целью повышения скорости очистки сточных вод в зависимости от их состава;
- производство специфичного фермента для упрощения того или иного процесса [5];
- с целью прогноза качества очищенных вод, управления процессом очистки и расчета аэротенков – разработка кинетической модели процесса биологической очистки сточных вод от индивидуальных веществ.

Список использованных источников:

1. Внедрение технологии бессточного замкнутого оборотного водоснабжения на ОАО «Запорожжкокс» / Г. С. Пантелят, Г. В. Слепцов, Е. С. Лисогор, В. Н. Рубчевский // Водоснабжение и санитарная техника. – 2000. – № 12, ч. 2. – С. 13–14.
2. Очистка сточных вод / М. Хенце, П. Аршо, Й. Ля-Кур-Янсен, Э. М. Арван : пер. с англ. – М. : Мир, 2004. – 480 с.
3. Бенедек П. Научные основы химической технологии / П. Бенедек, А. Ласло : пер. с нем. – Л. : Химия, 1970. – 376 с.
4. Слепцов Г. В. Про кінетику електрофлоотокоагуляції синтетичного латексу / Г. В. Слепцов, М. А. Собіна, В. І. Іоненко. – Серія Б 1974. – С. 560–563.
5. Гладкий А. И. Особенности кинетики и механизма разрушения стойких эмульсий типа «масло в воде» при электрокоагуляционной обработке / А. И. Гладкий, Г. В. Слепцов, Е. Я. Сокол // Электронная обработка материалов. – 1989. – № 1 (145). – С. 26–29.
6. Технический справочник по обработке воды Дегремон / под ред. М. И. Алексеева, В. Г. Иванова, А. М. Курганова, Г. П. Медведева, Б. Г. Мишукова, Ю. А. Феофанова, Л. И. Цветкова, Н. А. Черникова : пер. с фр. В 2 т. Т. 1, 2. – 2-е изд. – СПб., 2007.
7. Очистка производственных сточных вод в аэротенках / Я. А. Карелин, Д. Д. Жуков, В. Н. Жуков, Б. Н. Репин. – М. : Стройиздат, 1973. – 223 с.
8. Мембранно-биологическая очистка сточных вод [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.allbest.ru/>.

References

1. Pantelyat, G, Sleptsov, G, Lisogor, E & Rubchevskij, V 2000, 'Vnedrenie tekhnologii besstochnogo zamknutogo oborotnogo vodosnabzheniya na ОАО "Zaporozhkoks"', *Vodosnabzhenie i sanitarnaya tekhnika*, no. 12, ch. 2, pp. 13-14.
2. Khentse, M, Arshokh, P, Lya-Kur-Yansen, Y & Arvan, E 2004, *Ochistka stochnykh vod*, Mir, Moskva.
3. Benedek, P & Laslo, A 1970, *Nauchnye osnovy khimicheskoy tekhnologii*, Khimiya, Leningrad.
4. Sleptsov, H, Sobina, M & Ionenko, B, 1974, *Pro kinetyku elektroflotokoa-huliatsii syntetychnoho lateksu*, Seriya B, pp. 560-563.
5. Gladkiy, A, Sleptsov, G & Sokol, E 1989, 'Osobennosti kinetiki i mekhanizma razrusheniya stoykikh emulsiy tipa "maslo v vode" pri elektrokoagulyatsionnoy obrabotke', *Elektronnaya obrabotka materialov*, no. 1 (145), pp. 26-29.
6. Alekseev, M, Ivanov, V, Kurganov, A, Medvedev, G, Mishukov, B, Feofanov, Yu, Tsvetkov, L & Chernikov, N 2007, *Tekhnicheskii spravochnik po obrabotke vody Degremon*, 2nd edn, Sankt-Peterburg.
7. Karelin, Ya, Zhukov, D, Zhurov, V & Repin, B 1973, *Ochistka proizvodstvennykh stochnykh vod v aerotenkakh*, Stroyizdat, Moskva.
8. Membranno-biologicheskaya ochistka stochnykh vod, <<http://www.allbest.ru/>>.

Стаття надійшла до редакції 1 грудня 2014 р.

УДК 621.365.5

**РАСЧЕТ МАГНИТНОЙ ЦЕПИ ИНДУКТОРА
С УЧЕТОМ РЕШЕНИЯ УРАВНЕНИЯ ПОЛНОГО ТОКА**

©Романов С. В.

*Українська інженерно-педагогічна академія***Информация про автора:**

Романов Сергей Валерьевич: ORCID: 0000-0003-3770-1241; svrom@gambler.ru; кандидат технических наук; доцент кафедры интегрированных технологий в машиностроении та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Оптимизация параметров магнитной системы индукторов, предназначенных для тепловой сборки и разборки соединений с натягом, затруднена большим разнообразием типоразмеров нагреваемых объектов.

На основе анализа основных способов расчёта магнитных цепей электрических машин, предложена методика, учитывающая специфику индукционного оборудования.

Показано, что представленная методика позволяет учесть при расчете индуктора распределение напряженности магнитного поля вдоль магнитопровода и реактивное сопротивление рассеяния, а алгоритм расчёта применим для различных способов замыкания магнитной системы индуктора.

Ключевые слова: индуктор; индукционный нагрев; магнитная система.

Романов С. В. «Розрахунок магнітного ланцюга індуктора з врахуванням вирішення рівняння повного струму».

Оптимізація параметрів магнітної системи індукторів, призначених для теплового складання і розбирання з'єднань з натягом, утруднена великою різноманітністю типоразмерів об'єктів, що нагріваються.

На основі аналізу основних способів розрахунку магнітних ланцюгів електричних машин, запропонована методика, що зважає на специфіку індукційного устаткування.

Показано, що представлена методика дозволяє врахувати при розрахунку індуктора розподіл напруженості магнітного поля уздовж магнітопровода і реактивний опір розсіяння, а алгоритм розрахунку застосовний для різних способів замикання магнітної системи індуктора.

Ключові слова: індуктор; індукційний нагрів; магнітна система.

Romanov S. "Calculation of the magnetic circuit inductor with view of the decision of the total current equation".

Optimization of the parameters of the magnetic system of induction heaters, which are designed for assembly and disassembly of joints with a tightness is difficult because of the large variety of components.

Based on the analysis of the main ways of calculating the magnetic circuits of electrical machines, the technique takes into account the specificity of induction equipment.

It is shown that the presented method allows to take into account distributing of tension of the magnetic field along wire of magnetic-field and inductive resistance of dispersion at the calculation of inductor, and the algorithm of calculation is applicable for the calculation of various methods of magnetic circuit of the inductor.

Keywords: inductor; induction heating; magnetic system.

1. Постановка проблемы

При проектировании индукционно-нагревательных устройств (ИНУ) для нагрева охватываемых деталей при сборке и разборке соединений с натягом важно определить оптимальную форму магнитной системы, особенно при разработке универсальных индукционно-нагревательных устройств.

Магнитная система нагревательного устройства должна быть, по возможности, универсальной и содержать показатель оптимальности. Наилучший вариант, когда разрабатываемая конструкция отвечает одновременно нескольким показателям оптимальности. Однако, оптимальную конструкцию можно разработать только для одной детали или нескольких деталей определённого типоразмера.

2. Анализ последних исследований

При расчете магнитной системы ИНУ применяют формулы и методики, используемые в теории расчета трансформаторов [1]. Это позволяет учесть мощность, напряжение на индукторе и силу тока, конфигурацию магнитной системы. Однако, данная методика для индуктора не учитывает ряд факторов. В частности, изменение магнитной индукции B_c по длине магнитопровода. Кроме этого большое значение имеет общее магнитное сопротивление системы «индуктор-деталь».

3. Основная часть

При проектировании конкретного устройства необходимо выбрать оптимальную конструктивную схему магнитной системы и соотношения конструктивных величин для данной схемы, сечение и количество магнитопроводов. Кроме того, одним из ключевых моментов расчета индуктора является определение числа витков обмотки возбуждения W , от которого зависит сила тока I_u и мощность P , выделяемая в виде тепла в нагреваемой детали.

Число витков в обмотке должно удовлетворять уравнению закона полного тока $\sum I = I \cdot W = \oint \vec{H} \cdot d\vec{l} = \sum H_i \cdot l_i$, откуда

$$W = \frac{\sum H_i \cdot l_i}{I_u}, \quad (1)$$

где H_i – действующее значение напряженности магнитного поля на участке магнитопровода длиной l_i , А/м; I_u – действующее значение тока, А.

В простейшем индукторе с С-образным магнитопроводом (рис. 1) можно выделить два участка: участок прямоугольного сечения с площадью Π_{Fe_m} (одинаковой на всех участках) и длиной l_m и цилиндрический сердечник, пронизывающий деталь (площадью $\Pi_{Fe_{cd}}$ и длиной l_{cd}).

Для этого случая

$$\sum H_i \cdot l_i = H_m \cdot l_m + H_{cd} \cdot l_{cd}, \quad (2)$$

Для определения напряженности магнитного поля H_i , соответствующей магнитной индукции B_i , обычно используется основная кривая намагничивания $B=f(H)$. Пластины магнитопроводов

изготавливаются из магнитомягких электротехнических сталей, у которых форма основной кривой намагничивания в области слабых полей близка к прямолинейной, и площади гистерезисных петель малы. Поэтому, для приближенных прикидочных расчетов кривую намагничивания можно представить при $B \leq 1,8$ Тл в виде прямой, расположенной под углом α к оси абсцисс (рис. 2).

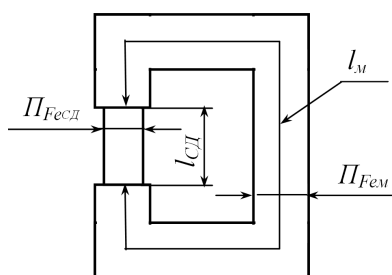


Рис. 1 – С-образный магнитопровод

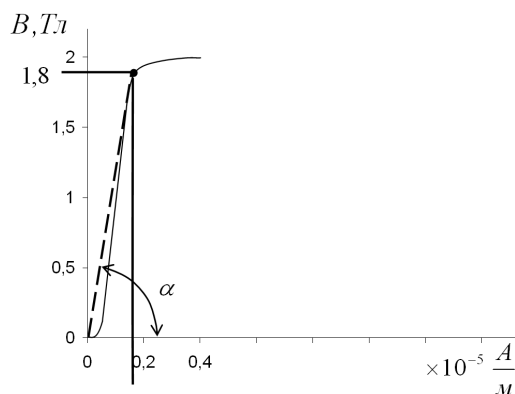


Рис. 2 – Основная кривая намагничивания трансформаторной стали

где B_C – величина магнитной индукции, которая была задана при расчете площади сечения магнитопровода Π_{Fe} ;

$\Pi_{Fe\Phi_m}$ и $\Pi_{Fe\Phi_{\delta\delta}}$ – площади сечения магнитопровода и сердечника, принятые по конструктивным соображениям.

Если у индуктора соленоидного типа магнитная цепь в процессе нагрева замкнута, то ее можно рассматривать по аналогии с замкнутым С-образным магнитопроводом. Уравнение закона полного тока записывается как $I \cdot W = \sum H_i l_i$ и может иметь более простой вид: $I_u \cdot W = H_m l_m$, поскольку каждый магнитопровод по всей длине l_m зачастую имеет постоянную площадь сечения Π'_{Fem} .

Здесь l_m – длина средней магнитной силовой линии, а Π'_{Fem} – площадь сечения одного магнитопровода $\Pi'_{Fem} = \frac{\Pi_{Fe}}{n}$, где n – число магнитопроводов.

Примером может служить индуктор, схема которого представлена на рис. 3.

При замыкании участков магнитопровода непосредственно на торцы детали напряженность магнитного поля на участке l_d (рисунок 4) можно определить лишь весьма приблизительно, и погрешность расчета по уравнению закона полного тока возрастает.

$$\operatorname{tg} \alpha = \mu \cdot \mu_0 = \frac{B}{H} \cdot \frac{\text{Тл} \cdot \text{м}}{\text{А}}, \text{ где } \mu_0 - \text{магнитная проницаемость вакуума, } \mu - \text{относительная магнитная проницаемость стали. Тогда } H_i = \frac{B_i}{\operatorname{tg} \alpha}$$

$$\sum H_i \cdot l_i = \frac{B_m}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot l_m + \frac{B_{\delta\delta}}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot l_{\delta\delta} \quad (3)$$

Если $B_i > 1,8$ Тл, значение H_i следует брать непосредственно по графику кривой намагничивания.

Число витков в обмотке возбуждения

$$W = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha \cdot I_u} \cdot (B_m l_m + B_{\delta\delta} l_{\delta\delta}) \quad (4)$$

Силой тока в индукторе I_u для предварительного расчета можно задаваться из условия $I_u = S_{np} j_{Cu}$, где S_{np} – площадь сечения провода обмотки, мм^2 ; j_{Cu} – допустимая плотность тока, А/мм^2 .

Магнитная индукция в сечениях магнитопровода и сердечника равна

$$B_m = B_C \frac{\Pi_{Fe}}{\Pi_{Fe\Phi_m}}; B_{\delta\delta} = B_C \frac{\Pi_{Fe}}{\Pi_{Fe\Phi_{\delta\delta}}}, \quad (5)$$

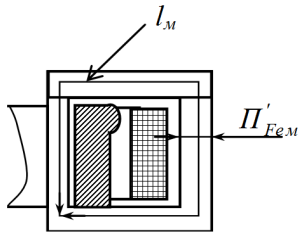


Рис. 3 – Замкнутая магнитная цепь магнитопровода соленоидного индуктора

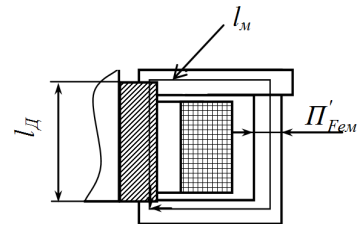


Рис. 4 – Замыкание участков магнитопровода на торцы нагреваемой детали

В некоторых ИНУ индуктор соленоидного типа выполнен таким образом, что магнитопроводы не имеют подвижных частей, и после установки детали (бандажа) между верхним участком магнитопровода и деталью остается воздушный зазор. Магнитная цепь оказывается разомкнутой. В этом случае уравнение закона полного тока приобретает вид:

$$I_u \cdot W = H_m \cdot l_m + H_\delta \cdot l_\delta, \quad (6)$$

где H_δ – напряженность магнитного поля в воздухе, $H_\delta = \frac{B_\delta}{\mu_0}$, $\frac{A}{M}$; μ_0 – магнитная проницаемость

вакуума, $\mu_0 = 1,25 \cdot 10^{-6} \frac{T \cdot m}{A}$; l_δ – ширина зазора, м; B_δ – магнитная индукция в зазоре, Тл.

На рисунке 5 видно, что торец верхнего магнитопровода располагается напротив реборды бандажа и несколько ниже от торца последнего. Ширина воздушного зазора l_d по высоте сечения магнитопровода переменна и в расчетах следует брать его среднее значение.

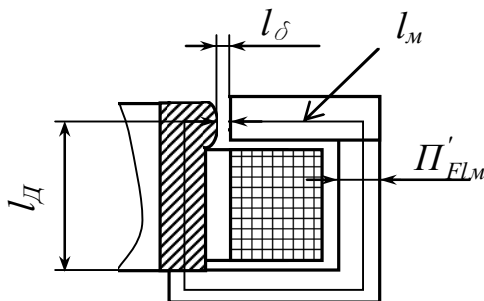


Рис. 5 – Магнитопровод с разомкнутой магнитной цепью

Выводы

– Рассмотрены два основных типа индукторов: с С-образным магнитопроводом и индуктор соленоидного типа с несколькими магнитопроводами, равномерно распределенными по окружности обмотки возбуждения.

– Реактивное сопротивление рассеяния индуктора значительно отличается от трансформатора, что зачастую не находит достаточного отражения в существующих методиках расчета нагревателя.

– Предложенная методика позволяет учесть при расчете индуктора распределение напряженности магнитного поля вдоль магнитопровода и реактивное сопротивление рассеяния, а алгоритм расчёта применим для различных способов замыкания магнитной системы «индуктор-деталь».

Список использованных источников:

1. Слухоцкий А. Е. Индукторы для индукционного нагрева / А. Е. Слухоцкий, С. Е. Рыскин. – Л. : Энергия, Ленингр. отд-ние, 1974. - 264 с.

References

1. Slukhotskiy, A & Ryskin, S 1974, *Induktory dlya induktsionnogo nagreva*, Energiya, Leningradskoe otdelenie, Leningrad.

Стаття надійшла до редакції 31 жовтня 2014 р.

УДК 621.002:658.382.3

**ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
ОХРАНОЙ ТРУДА НА ПРЕДПРИЯТИИ С УЧЕТОМ ЧЕЛОВЕЧЕСКОГО ФАКТОРА**

©Смирнитская М. Б.

*Українська інженерно-педагогічна академія***Информация про автора:**

Смирнитська Майя Борисівна: ORCID: 0000-0002-4759-2168; robams@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Показано, что формирование базы данных автоматизированной системы управления охраной труда на предприятии должно проводиться с участием организаторов производства, руководителей всех рангов, инженера по охране труда и работников предприятия. На примере машиностроительного предприятия показано использование операционального подхода на нижнем этапе детализации системы с целью последующего определения вероятности травмирования на каждом рабочем месте. Для повышения качества системы предложены в качестве ее элементов: процедура самоанализа работника и автоматизированный мониторинг психофизиологического состояния работников. Элементами общей стратегии проектирования автоматизированной системы управления охраной труда на основе «человеческого фактора» предлагается сделать мероприятия, направленные на формирование у работников психофизиологических основ повышения степени субъективной опасности по каждому виду опасностей на рабочем месте.

Ключевые слова: система; охрана труда; человеческий фактор; операциональный подход; психофизиологическое состояние; работник.

Смирнитська М. Б. «Принципи побудови автоматизованої системи управління охороною праці на підприємстві з урахуванням людського фактору».

Показано, що формування бази даних автоматизованої системи управління охороною праці на підприємстві повинне проводитися за участю організаторів виробництва, керівників усіх рангів, інженера з охорони праці та працівників підприємства. На прикладі машинобудівного підприємства показано використання операціонального підходу на нижньому етапі деталізації системи з метою подальшого визначення ймовірності травмування на кожному робочому місці. Для підвищення якості системи запропоновані як її складові наступні елементи: процедура самоаналізу працівника та автоматизований моніторинг психофізіологічного стану працівників. Елементами загальної стратегії проектування автоматизованої системи управління охороною праці на основі «людського фактору» пропонується зробити заходи, спрямовані на формування у працівників психофізіологічних основ підвищення ступені суб'єктивної небезпеки по кожному виду небезпек на робочому місці.

Ключові слова: система; охорона праці; людський фактор; операціональний підхід; психофізіологічний стан; працівник.

Smyrnytska M. “Development principles of automated management system for protection of labor considering the human factor”.

It's showed, that the formation of databases of automated management system for protection of labor must be carried out with sponsors, managers of all ranks, protection of labor engineers and workmen. The use of operational approach on the lowest stage of system is offered by way of example of engineering company for the purpose of the traumatize probability is calculated on-site. The introspection procedure and the automated monitoring of the psychophysiological state for workmen are proposed for improvement of quality of the system. It's offered measures are forming the psychophysiological foundations of increasing the degree of subjective hazard for each type of hazards in the workplace have been as the elements of the common strategy of the design automated management system for protection of labor.

Keywords: system; protection of labor; human factor; workman; operational approach; psychophysiological state.

1. Постановка проблемы

Неудовлетворительные условия труда, несчастные случаи на производстве и профессиональные заболевания ведут к серьезным социально-экономическим потерям как со стороны государства, так и со стороны работодателя, проявляясь как в виде значительных выплат в системе общеобязательного государственного социального страхования за нанесенный ущерб, так и в виде недостаточно эффективно действующего механизма социального партнерства между органами государственной власти, работодателями и наемными работниками. Организация такого рода взаимодействия между субъектами социально-трудовых отношений в области охраны труда представляет собой одну из важнейших целей построения и функционирования системы управления охраной труда на предприятии.

Инженерная психология и эргономика насчитывают до 3000 факторов, влияющих на надёжность и эффективность деятельности человека в производственной (в т.ч. автоматизированной) среде [1]. Это возможно в тех случаях, когда человек управляет или взаимодействует с техникой. Многообразие факторов, элементов труда и причин, порождающих травматизм на производстве, создают весьма сложную картину, анализ и оценку которой по силам проводить только автоматизированной системе управления охраной труда (АСУ ОТ).

Разработка автоматизированной системы управления охраной труда (АСУ ОТ) предприятия предполагает несколько этапов, каждый из которых состоит из разработки или описания многих частных задач, включающих в том или ином виде «человеческий фактор».

При проектировании новой и модернизации существующей техники особенно важно заранее и с максимально доступной полнотой учитывать возможности и особенности людей, которые будут ею пользоваться. При использовании и развитии технологий проектирования технических систем вообще и компьютерных систем (КС) в частности очень важно учитывать взаимодействие человека с КС и ее компонентами. Поэтому значительное внимание необходимо уделять вопросам деятельности человека в человеко-машинных системах и инженерно-психологическому и

ергономичному проектуванню інтерфейсів «человек – машина» [2]. Осознание этого требует нового взгляда на состав самого объекта проектирования – в данном случае – отнесение человека-пользователя к компонентам КС. Учет этой особенности в структуре АСУ ОТ на этапе ее проектирования имеет важное влияние на эффективность процесса проектирования [3].

При создании АСУ ОТ или оптимизации существующей системы управления охраной труда, необходимо определить класс системы, надежность и эффективность её человеко-машинных компонентов и всей системы в целом. Реализация названных задач возможна, если этапам статистической оценки, математического моделирования и кодирования показателей «человеческого фактора» (ЧФ) будет предшествовать этап разработки методических рекомендаций по учёту ЧФ при создании АСУ ОТ, а также сбор методик оценки качества учёта ЧФ в разрабатываемой системе.

2. Анализ последних исследований и публикаций

Усовершенствованию методов и средств комплексного анализа и предупреждения производственного травматизма, а также вопросам развития информационно-аналитических аспектов систем управления охраной труда (СУОТ) постоянно уделяется внимание. Так, в работе [4] сформулирована организационно-технологическая концепция анализа и решения ситуационных задач управления информационным обеспечением предприятий, рассмотрены вопросы методического обеспечения реализации этой концепции в управлении охраной труда предприятий машиностроения. Основное внимание в работе уделено разработке управленческих процедур с целью расширения вариантности управленческих решений.

Функциональная структура автоматизированной системы управления охраной труда на предприятии для оптимального планирования профилактических мероприятий предложена в работе [5]. Недостатком описанной системы является отсутствие в ней в виде участника или пользователя работников предприятия.

В работе [6] формализованы базовые требования эффективного функционирования СУОТ и методик анализа рисков производственного травматизма для организаций, на которых уже созданы системы управления охраной труда. Автор посвятил работу описанию нормативных требований к функционированию системы управления охраной труда без детализации по уровням системы.

Представляют интерес, изложенные в работе [7], принципы построения автоматизированной системы управления электромагнитной безопасностью, целью которой является минимизация профессиональных рисков воздействия электромагнитных излучений на функциональное состояние человека-оператора. Предлагаемая система позволяет спрогнозировать предельно допустимое электромагнитное воздействие на организм конкретного работника за допустимое время работы на безопасном расстоянии от электроустановки. В принципы системы заложены открытость, мобильность элементов, иерархичность, учитывающая организационно-штатную структуру предприятия. Но предлагаемая система решает вопросы обеспечения защиты от одного конкретного производственного фактора.

Наиболее близкой по области исследования является работа [8], в которой предложено в подсистеме поддержки принятия решений СУОТ предприятия создать процедуру адаптации средств принятия решений, учитывающих меру несклонности к риску или изменение

отношения к нему работника при изменении ситуации. Автор [8] использует функцию выгодности при выборе управленческих решений, касающихся травмоопасных профессий. Предложенный подход не учитывает влияние внешних (в частности, производственных) факторов, воздействующих на психофизиологическое состояние работника.

Таким образом, на современном этапе развития производственных процессов во всех отраслях наблюдается тенденция к интенсификации труда, повышению информационной и психологической нагрузки на человека-исполнителя, что вызывает необходимость прогнозирования основных показателей безопасности труда. Выполнение поставленных задач требует совершенствования методов контроля, анализа, моделирования и прогнозирования основных показателей условий труда работающего персонала [9], чему и посвящены рассмотренные публикации. Недостатком рассмотренных решений является то, что информация о рабочем месте и о состоянии работника формируется на основе статистических и априорных данных. Трудовая деятельность на рабочем месте рассматривается как объект управления, при этом работник, осуществляющий эту деятельность, не является участником СУОТ или одним из субъектов управления. Также не учитывается текущее функциональное состояние рабочего – СУОТ не содержит процедур мониторинга психофизиологического состояния работника. Целью работы является разработка рекомендаций по учету названного «человеческого фактора» при проектировании автоматизированных систем управления охраной труда на предприятии.

3. Рекомендации по учету «человеческого фактора» в АСУ ОТ на этапе ее детализации

Любую систему, в том числе и АСУ ОТ, состоящую из подсистем, блоков и элементов, можно и необходимо детализировать.

Первый уровень детализации системы (а при проектировании - её схемы) управления производится на уровне суперсистемы, т.е. отрасли, с указанием цели (в случае АСУ ОТ - обеспечение безопасных условий труда).

Второй уровень детализации проводится на уровне участка, цеха и определяются их задачи.

Третий уровень детализации – это блок-схема деятельности рабочего на его рабочем месте на уровне операций. На этом этапе предлагается использование операционального подхода. Сложные системы первого и второго уровня не поддаются операциональному описанию, поскольку ряд их важных параметров определяется недостаточно четко и знания о структуре таких систем всегда неполны. С другой стороны, описание деятельности работника в виде упорядоченной последовательности признаков, измеренных характеристик и элементарных действий является не только достаточным, но и необходимым условием проектирования эффективной АСУ ОТ. Это объясняется тем, что обеспечение безопасных условий труда на конкретных рабочих местах и профилактика возникновения на них несчастных случаев — цель создания АСУ ОТ. Трудности, связанные с использованием указанного подхода:

- операциональный подход требует использования достаточно апробированных методик их регистрации, описания, измерения и кодирования;
- созданная блок-схема деятельности работника будет наиболее приближена к реальной, если в процесс ее создания будут вовлечены сами работники, что увеличивает трудоемкость подхода.

4. Рекомендации к оценке качества обеспечения безопасности труда средствами АСУ ОТ с учетом «человеческого фактора»

Если, например, система управления качеством оценивает продукт труда на производстве, то и АСУ ОТ должна оценивать качество средств безопасности и мер безопасности, предпринимаемых на предприятии. Особенностью оценки качества реализуемых мероприятий по охране труда является то, что с укрупнением «образа» оцениваемого фактора (мероприятия) происходит смещение акцента, т.е. повышение значимости социально-психологических и социологических показателей и уменьшение удельного веса антропометрических. Психофизиологические показатели сохраняют свою весомость, но трансформируются в зависимости от «социальной моды» и интересов людей. Следует отметить, что и качество продукции в немалой степени зависит от комфортности и безопасности труда, причём комфортность рассматривается как условие безопасности труда.

Оценку качества производственного труда с точки зрения его безопасности предлагается выполнять с учетом следующих положений.

Первое: оценка качества производственного труда с точки зрения его безопасности должна начинаться со сбора данных о сбоях, простоях, нарушениях графика, задержках, эксплуатационных отказах техники, нарушениях требований охраны труда и т.п. Полученные данные должны заноситься в общую базу данных (БД) «Перечень замечаний». При этом, для соблюдения важнейшего условия оптимизации системы, необходима типизация элементов БД, входных и выходных данных.

Второе: обеспечение безопасности труда не может быть осуществлено без наличия стандартов по эксплуатации продукции или оборудования и разработки стандарта предприятия на используемый технологический процесс.

Третье: для профилактики травматизма необходимо повысить качество самоанализа человека как элемента АСУОТ. Для этого необходимо:

- выявить степень риска профессии в данных условиях производства, влияние характера труда и технологии на состояние безопасности;

- применить автоматизированный мониторинг психофизиологического состояния работников. Данный мониторинг, в зависимости от вида рабочей деятельности – операторский/не операторский, будет осуществляться самим работником и представителем медслужбы предприятия или только самим работником. В случае операторского вида деятельности, при прохождении обязательного психофизиологического осмотра перед сменой, медперсонал вносит данные о состоянии работника в систему. Непосредственно работник при входе в цех нажимает клавишу ввода в АСУОТ с надписью: «Я сегодня в хорошей форме», «Я сегодня удручен», «Я плохо спал» и т.д. – одну или сразу несколько. Методом корреляционного анализа введенных работником (и медперсоналом, если это предусмотрено) данных об отклонениях в состоянии здоровья (по виду и степени) и психологической характеристики индивида, АСУОТ формирует прогностическое предупреждение непосредственному руководителю работ.

Технологія машинобудування

Четвертое: алгоритмы безопасности должны быть детализированы в строгом соответствии с элементами технологического процесса. Предлагается разбить блоки производственного процесса на отдельные элементы или операции, и сформулировать присутствие в них опасных моментов. Для кодирования названия операции использовать терблиги [10]. Вероятность травмирования представлять в числах от 0 до 1, что позволит использовать эти данные для расчета показателей эффективности функционирования АСУОТ на всех уровнях.

Фрагменты работы по детализации рабочих операций, выполненной автором, показаны в таблицах 1–3.

Таблица 1 – Пример блока оценки безопасности труда по профессиям

Виды работ	Терблиги	Присутствие опасности травмирования
Блок №1. Подъемно-транспортные работы:		
Подблок 1.1 Строповщики	1) «Искать»	мало вероятно
	2) «Найти»	мало вероятно
	3) «Выбрать»	мало вероятно
	4) «Взять» («застропить») фиксажная точка	есть
	5) «Переместить» (с помощью крана)	есть
	6) «Привести» (в нужное положение)	есть
	7) «Проверить» (правильность установки)	есть
	8) «Держать» (до закрепления) фиксажная точка	есть
	9) «Установить» (связи и опоры)	есть
	10) «Переместить» (руку с грузом)	есть
	11) «Отпустить» (расстропить конструкцию)	есть
	12) «Разобрать» (связи)	есть
	13) «Убрать» (строповочное приспособление)	есть
Подблок 1.2 Крановщики	1) «Искать»	мало вероятно
	2) «Найти»	мало вероятно
	3) «Выбрать»	мало вероятно
	4) «Переместить» (к месту захвата) фиксажная точка	есть
	5) «Держать» (до застроповки) фиксажная точка	мало вероятно
	6) «Взять» («поднять»)	есть
	7) «Переместить» (к месту монтажа)	есть
	8) «Подать» (на место монтажа)	есть
	9) «Привести» (в нужное положение)	есть
	10) «Держать» (до закрепления)	есть
	11) «Убрать»	есть

Таблица 2 – Пример блока оценки безопасности труда по видам работ

№	Вид работ	Внутривидовая характеристика работ	Возможные нарушения норм безопасного производства работ, являвшиеся причиной несчастных случаев	Коэффициент опасности для данного вида нарушения	Коэффициент удельного веса вида работы к общему объему работ	Средне-взвешенный коэффициент опасности работ для данного вида
1	Подъемно-транспортные работы в цеху	Перемещение крупно-габаритных грузов	1) Неправильная строповка груза	0,167	0,25	2,78
			2) Применение для строповки не качественного инструмента	0,173		
			3) Отсутствие средств подхода к месту строповки	0,164		
			4) Работа без средств индивидуальной защиты	0,145		
			и т.д.			

Таблица 3 – Пример перечня причин, приводящих к травматизму по вине человека

№ п/п	Вид работы	Причины травматизма
1	Сварочные работы	1. Неудовлетворительная организация рабочих мест. 2. Отсутствие ограждений, переходов, лестниц. 3. Работа с неисправностями инструмента (плохая изоляция кабеля, аварийное состояние газоподводящих трубок, аппарата, отсутствие манометров и т.д.). 4. Несоблюдение правил установки и расположения ацетиленового аппарата, кислородного баллона, керосинового бачка для газорезки. 5. Работа в опасных условиях (дождь, снегопад, повышенная влажность, токопроводимые поверхности). 6. Отсутствие индивидуальных средств защиты. 7. Нарушение правил погрузки-разгрузки кислородных баллонов, ацетиленовых аппаратов, карбидных бочек и т.п., а также правил их хранения. 8. Работа лиц, не прошедших обучение и инструктаж по охране труда.
2	Монтажные работы	1) Неудовлетворительная организация рабочих мест. 2) Отсутствие ограждения опасных зон, переходов, лестниц, трапов. 3) Неправильная эксплуатация лесов и подмостей. 4) Работа неисправным инструментом. 5) Работа без индивидуальных средств защиты и спецодежды. 6) Допуск, к работе лиц, не прошедших обучения по охране труда.

5. Принципы общей стратегии проектирования АСУ ОТ на основе «человеческого фактора»:

1. Мероприятия по повышению уровня субъективной степени риска (кажущегося).
2. Проектирование объектов с учётом восприятия опасности (опасных мест, зон, узлов, условий и т.д.) с такой же степенью опасности, которая реально существует.
3. Заложение психофизиологических основ в процесс обучения безопасным приёмам выполнения работ (инструктаж) с целью повышения степени субъективной опасности по каждому виду опасностей.
4. Разработка системы психофизиологического тестирования работников с целью выявления субъективной характеристики, на основе которой определять приемлемость либо несовместимость с данным (определённым) видом трудовой деятельности и учетом её при комплектовании трудовых коллективов.

Выводы

Сформулированы принципы построения автоматизированной системы управления охраной труда на предприятии, одним из компонентов которой является непосредственно работник предприятия. Формирование базы данных такой системы должно проводиться с участием организаторов производства, руководителей всех рангов, инженера по охране труда и непосредственно работников предприятия. Разбивка на элементы производственного процесса, оценка их безопасности и уровень вероятности нарушения её должны быть конкретизированы для каждого производства и для каждого участка. С целью повышения эффективности функционирования системы, предложено использование операционального подхода на нижнем этапе ее детализации. Для повышения качества обеспечения безопасности труда средствами АСУ ОТ предлагается включить в нее процедуру самоанализа работника как элемента АСУ ОТ, а также автоматизировать мониторинг психофизиологического состояния работников. Элементами общей стратегии проектирования АСУ ОТ на основе «человеческого фактора» предложены мероприятия, направленные на формирование у работников психофизиологических основ повышения степени субъективной опасности по каждому виду опасностей на рабочем месте. Приведенные принципы можно использовать на этапе проектирования или модернизации автоматизированной системы управления охраной труда на предприятии.

Список использованных источников:

1. Сергеев, С. Ф. Инженерная психология и эргономика: учеб. пособие /С. Ф. Сергеев. – М.: НИИ школьных технологий, 2008. – 176 с.
2. Львов В. М. Эргономика для инженеров / В. М. Львов, П. Я. Шлаен. – Тверь: Изд-во ТвГУ, 2004. – 476 с.
3. Масловський Б. Г. Комп'ютерна система як людино-машинний комплекс /Б. Г. Масловський, В. І. Дровозов // «Комп'ютерні системи та мережні технології» (CSNT-2013): зб. тез доп. VI Міжнар. наук.-техн. конф. – Київ: НАУ, 2013. – С. 87.
4. Солод С. А. Повышение эффективности управления охраной труда на предприятиях машиностроения: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.26.01, 05.13.06 / С. А. Солод : Донской гос. техн. ун-т. – Ростов н/Д, 2010. – 20 с.
5. Беленький В. М. Автоматизированная система управления охраной труда на предприятии [Электронный ресурс] / В. М. Беленький // Технологии техносферной безопасности: Интернет-журн. – 2011. — Вып. № 1 (35). – Режим доступа: <http://ipb.mos.ru/ttb>

6. Ольшевский Н. А. К вопросу об эффективном функционировании систем управления охраной труда и методик анализа рисков производственного травматизма / Н. А. Ольшевский // Молодой ученый. – 2013. – № 4. – С. 83–86.
7. Любимова Н. С. Автоматизированная система управления электромагнитной безопасностью для охраны труда работников предприятия / Н. С. Любимова, Ю. Н. Матвеев // Технические науки – от теории к практике: сб. ст. по материалам XXVII междунар. науч.-практ. конф. — Новосибирск: СибАК, 2013. — № 10 (23), ч. 2. – С. 87–94.
8. Гунченко О. М. Вдосконалення системи управління охороною праці на машинобудівних підприємствах: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.26.01 – Охорона праці / О. М. Гунченко ; Східноукр. нац.ун-т ім. В. Даля. – Луганськ, 2007. – 20с.
9. Сердюк Н. Н. Прогнозирование состояния здоровья человека на производстве / Н. Н. Сердюк // Автоматизированные системы управления и приборы автоматики. – 2004. – № 128. – С. 48–52.
10. Moray N. Ergonomics: Major Writings, The history and scope of human factors / N. Moray. — London : Taylor & Francis, 2005. — 560 с.

References

1. Sergeev, S 2008, *Inzhenernaya psikhologiya i ergonomika*, NII shkolnykh tekhnologiy, Moskva.
2. Lvov, V & Shlaen, P 2004 *Ergonomika dlya inzhenerov*, TvGU, Tver.
3. Maslovskiy, B & Drovovozov, V 2013, 'Kompiuterna systema yak liudyno-mashynnyi kompleks', *Zbirnyk tez VI Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii "Kompiuterni systemy ta merezhni tekhnolohii" (CSNT-2013)*, NAU, Kyiv, pp. 87.
4. Solod, S 2010, 'Povyshenie effektivnosti upravleniya okhranoy truda na predpriyatiyakh mashinostroeniya', *Kand.tekh.n. abstract, Donskoy gosudarstvennyy tekhnicheskyy universitet, Rostov-na-Donu*.
5. Belenkiy, V 2011, 'Avtomatizirovannaya sistema upravleniya okhranoy truda na predpriyatii', *Internet-zhurnal "Tekhnologii tekhnosfernoy bezopasnosti"*, no. 1 (35), <<http://ipb.mos.ru/ttb>>.
6. Olshevskiy, N 2013 'K voprosu ob effektivnom funktsionirovanii sistem upravleniya okhranoy truda i metodik analiza riskov proizvodstvennogo travmatizma', *Molodoy uchenyy*, no. 4, pp. 83-86.
7. Lyubimova, N & Matveev, Yu 2013 'Avtomatizirovannaya sistema upravleniya elektromagnitnoy bezopasnostyu dlya okhrany truda rabotnikov predpriyatiya', *Tekhnicheskie nauki – ot teorii k praktike: sbornik statey po materialam XXVII mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*, SibAK, Novosibirsk, part II, no. 10 (23), pp. 87-94.
8. Hunchenko, O 2007, 'Vdoskonalennia systemy upravlinnia okhoronoiu pratsi na mashynobudivnykh pidpriemstvakh', *Kand.tekh.n. abstract, Skhidnoukrainskyi natsionalnyi universytet im. V. Dalia, Luhansk*.
9. Serdyuk, N 2004, 'Prognozirovanie sostoyaniya zdorovya cheloveka na proizvodstve', *Avtomatizirovannyye sistemy upravleniya i pribory avtomatiki*, no. 128, pp. 48-52.
10. Moray, N 2005, *Ergonomics: The history and scope of human factors*, Taylor & Francis, London.

Стаття надійшла до редакції 28 листопада 2014 р.

УДК 658.516

ОЦІНЮВАННЯ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ПІДПРИЄМСТВ З УРАХУВАННЯМ ВИМОГ МІЖНАРОДНИХ СТАНДАРТІВ ISO СЕРІЇ 9000

©Трищ Р. М., Горбенко Н. А., Катрич О. О.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Трищ Роман Михайлович: ORCID: 0000-0003-3074-9736; trich_ukr.net; доктор технічних наук; завідувач кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Горбенко Наталія Андріївна: ORCID: 0000-0003-1050-8193; gorbenkonatalija@rambler.ru; здобувач кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Катрич Олег Олександрович: ORCID: 0000-0002-5749-6006; o.katrich@kernel.ua; здобувач кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

В статті здійснено аналіз вимог міжнародних стандартів ISO серії 9000 на предмет необхідності оцінювання СУЯ, у результаті якого виявлено, що положення містять вимоги щодо моніторингу, вимірювання, аналізування та покращення характеристик процесів та системи в цілому, однак самі методи оцінювання стандартах не регламентовано.

В роботі проведено аналіз СМЯ підприємства з позиції системного підходу та запропоновано математичний апарат для її кількісного оцінювання на етапі проектування. В якості математичного апарату обрана теорія відносин. Так як кількість вихідної інформації про систему мало і вона визначається лише графічною моделлю, то пропонується оцінити модель за кількома важливими параметрами: зв'язність системи; ранг елементів системи і живучість системи. Ці три параметри дозволяють кількісно оцінити якість моделі системи на етапі її проектування і визначити наявність у її моделі обривів і тупиків, значимість елементів (процесів СМЯ) і видалення яких елементів руйнує систему.

Ключові слова: система управління якістю; показник якості; критерій оцінювання; графічна модель.

Трищ Р. М., Горбенко Н. А., Катрич О. А. «Оценка систем управления качеством предприятий с учетом требований международных стандартов ISO серии 9000».

В статье осуществлен анализ требований международных стандартов ISO серии 9000 на предмет необходимости оценивания СМК, в результате которого выявлено, что положения содержат требования в отношении мониторинга, измерения, анализа и улучшения характеристик процессов и системы в целом, однако сами методы оценивания в стандартах не регламентировано.

В работе проведен анализ СМК предприятия с позиции системного подхода и предложен математический аппарат для ее количественного оценивания на этапе проектирования. В качестве математического аппарата выбрана теория отношений. Так как количество исходной информации о системе мало и она определяется лишь графической моделью, то предлагается оценить модель с несколькими важными параметрами: связность системы; ранг элементов

системы и живучесть системы. Эти три параметра позволяют количественно оценить качество модели системы на этапе ее проектирования и определить наличие в ее модели обрывов и тупиков, значимость элементов (процессов СМК) и удаление элементов разрушает систему.

Ключевые слова: система управления качеством; показатель качества; критерий оценивания; графическая модель.

Trishch R., Horbenko N., Katrych O. “Assessment of quality management systems of enterprises taking into account the requirements of international standards ISO series 9000”.

In article the analysis of requirements of international standards ISO 9000 series to determine whether the QMS assessment, which identified that the provisions contain requirements for monitoring, measurement, analysis and improvement of the processes and the system as a whole, but the actual methods of evaluation standards are not regulated.

In work the analysis of the QMS of the company from the perspective of a systematic approach and proposed a mathematical tool for quantitative assessment at the design stage. As the mathematical apparatus of the selected theory of relations. As the number of initial information about the system is small and it is determined only by the graphical model, it is proposed to estimate the model with several important parameters: connectivity system; the rank of the elements of the system and the survivability of the system. These three parameters allow us to quantitatively evaluate the quality of the model system at the design stage and to determine the presence in its model of the cliffs and dead ends, the significance of the elements (QMS processes) and removing elements destroys the system.

Keywords: quality management system; quality score; the estimation criterion; the graphical model.

1. Постановка задачі

Якість продукції – вирішальний фактор економічного розвитку будь-якої країни, що забезпечує освоєння нових ринків збуту та, підвищення рівня життя людей. Для України проблема забезпечення високого рівня якості особливо актуальна, коли країна задекларувала курс на вступ в Європейський Союз, тому промисловим підприємствам і організаціям необхідно готуватися до жорсткої конкурентної боротьби в умовах Європейської ринкової економіки.

Аналіз досвіду успішного розвитку підприємств країн-лідерів світової економіки показав, що для досягнення поставлених цілей в досягненні високого рівня якості продукції ряд підприємств впроваджують і сертифікують системи управління якістю (СУЯ) відповідно до вимог міжнародних стандартів ISO серії 9000.

Більшість українських підприємств, незважаючи на інтенсивну роботу з сертифікації систем управління якістю, не змогли добитися покращення економічних показників з причини відсутності ефективних методів кількісної оцінки якості самої системи управління. Тому постає актуальне завдання розроблення критеріїв функціонування СУЯ, а також створення методів їх параметричного аналізу і комплексного оцінювання, доведених до практичної реалізації.

2. Аналіз публікацій

Проведено аналіз поняття «система менеджменту якості» як об'єкту кваліметрії, який показав, що проблемам оцінки та аналізу СУЯ присвячено ряд робіт вітчизняних і зарубіжних вчених. Аналіз наукової літератури з кваліметрії показав, що не прийнятно для оцінювання СУЯ застосовувати існуючі методики оцінювання з різних причин. По перше не існує однакових систем на різних підприємствах, так як їх складність залежить від виду продукції, що випускається або послуги, масштабів і структури підприємств, від кваліфікації персоналу і багатьох інших факторів. По друге не існує єдиної методики оцінювання, так як кожне підприємство повинно самостійно визначити цілі у сфері якості та показники якості системи, в залежності від етапу її розвитку і досконалості. Крім цього велика різноманітність кваліметричних методів оцінювання вимагає глибокого наукового дослідження в частині оптимальності та ефективності їх використання для кожного конкретного випадку.

Так як СУЯ постійно удосконалюються, постійно розвиваються інструменти і методи управління, постійно прогресують інформаційні технології, комунікаційні системи, з'являються і швидко поширюються нові управлінські концепції, то з'являється необхідність вирішення науково-практичного завдання – розробки методології оцінювання СУЯ, як об'єкта кваліметрії.

3. Особливості СУЯ підприємства, стосовно методології PDCA

Будь-яке промислове підприємство – це соціально-економічна система, що представляє собою єдність організації, методів і засобів, які забезпечують вирішення соціально-економічних задач, що стоять перед підприємством. Характерною особливістю сучасного підприємства є тісне переплетення різного роду процесів, які слід розглядати як елементи загальної системи виробництва.

Для визначення методології аналізу та оцінювання СУЯ підприємству необхідно визначити математичний апарат і напрям досліджень, для чого пропонується її класифікація за різними ознаками, які особливо характерні для соціально-економічних систем. Аналіз ознак класифікації показав, що СУЯ – це велика, складна, штучно створена, автоматизована, відкрита, не детермінована, не дискретна, інтелектуальна, керована, динамічна, цілеспрямована, імовірісна система [1, 2].

На підставі аналізу ознак класифікації було визначено особливості СМЯ підприємств, як системи. Згідно з вимогами стандартів ISO серії 9000, СУЯ базується на застосуванні методології PDCA, тому пропонується розділити особливості СУЯ підприємства умовно на чотири групи (рис. 1.). Найважливіша, з перерахованих груп – це особливості етапу проектування СУЯ, так як на цьому етапі закладається модель системи і помилки, допущені на даному етапі, дорого вартують і важко виправляються.

Характерною особливістю початкового етапу проектування є обмеженість інформації про майбутню систему. Такою інформацією являються загальні вимоги до характеристик системи і структурно – функціональна схема з дуже загальним описом принципу її дії. Тому необхідно будувати модель системи, яка працювала би при мінімумі вхідної інформації. Для цього пропонується застосувати теорію відношень. В основу теорії відношень покладений структурний

аналіз, проведення якого дозволяє отримати інформацію про ступінь «завантаженості» і значущості елементів системи, порівняти системи з різними структурами, отримати інформацію про «слабкі місця» системи, що дасть можливість своєчасно провести доопрацювання її моделі, скорегувати програму забезпечення необхідних технічних характеристик та її якості.



Рис. 1 – Особливості СУЯ підприємства, стосовно методології PDCA

4. Кількісні показники оцінювання СУЯ підприємств на етапі проектування

Структурний аналіз полягає в розробці правил символічного зображення елементів СУЯ, визначенні значимості її елементів і зв'язків між ними, оцінці якості моделі і формулюванні рекомендацій щодо її удосконалення [3]. Тому пропонується будувати графічну модель СУЯ (рис. 2) у вигляді графа, що дозволяє абстрагуватися від специфіки системи і розглядати її в загальному вигляді. Для подальшого дослідження системи пропонується графічну модель записувати в алгебраїчному вигляді – у вигляді матриці суміжностей (матриці безпосередніх зв'язків), яка є матрицею розміром $N \times N$, де N – число вершин графа, елементи якої приймають значення 1, якщо з вершини a_i можна перейти в вершину a_j , і приймають значення 0 в іншому випадку. На підставі матриці безпосередніх зв'язків можна побудувати повну матрицю зв'язків. Повна матриця зв'язків будується на підставі підрахунку кількості шляхів, якими можна потрапити з вершини a_i в вершину a_j . В нашому випадку під вершинами графа будемо розуміти процеси СУЯ, а під ребрами – зв'язки між цими процесами.

Для прикладу (рис. 2), повна матриця зв'язків має вигляд:

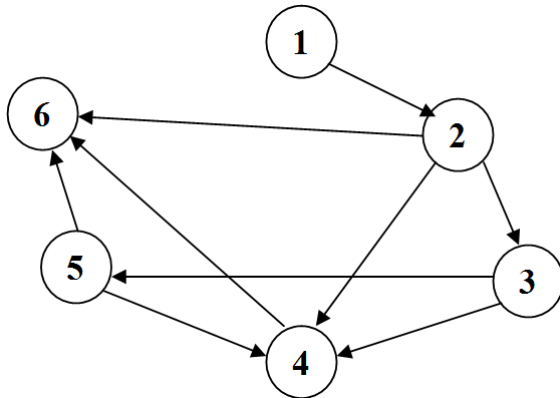


Рис. 2 – Приклад графічної моделі СУЯ підприємства

$$A = \begin{vmatrix} 0 & 1 & 1 & 3 & 1 & 4 \\ 0 & 0 & 1 & 3 & 1 & 4 \\ 0 & 0 & 0 & 2 & 1 & 2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} \quad (1)$$

Графічна модель системи дозволяє перейти до аналізу її структурних особливостей, який передбачає аналіз процесів (елементів) і зв'язків, що визначають якість моделі та її структурні

характеристики. Важливим завданням такого аналізу є виявлення і подальше відділення елементів, які є ізолюваними, висячими і тупиковими вершинами. Так як СМЯ підприємства відповідає ознакам класифікації систем, то такі елементи не можуть мати місця в моделі.

Для виявлення ізолюваних, висячих та тупикових вершини необхідно використовувати матрицю безпосередніх зв'язків і знайти:

$$a_{ki} = \sum_{i=1}^n a_{ij}; \quad a_{kj} = \sum_{j=1}^m a_{ji}, \quad (2)$$

де a_{ki} – число ребер, які виходять з вершини k ;

a_{kj} – число ребер, які входять у вершину k ; n і m – кількість рядків і стовпців матриці (1) відповідно.

Якщо $a_{ki} = a_{kj} = 0$, то k – та вершина ізолювана; якщо $a_{ki} = 0$, то k – та вершина тупикова; якщо $a_{kj} = 0$, то k – та вершина висяча. Якщо такі вершини мають місце, то модель необхідно удосконалювати, так як попередній аналіз не забезпечує якості системи, а тільки дозволяє оцінити її. Завдання попереднього аналізу – виявити «вузькі» місця в моделі, звернути на них увагу розробників, виявити приховані структурні вади.

Наступним етапом є аналіз якості СУЯ на етапі її проектування. Так як кількість вхідної інформації мала і вона визначається тільки графічною моделлю (рис. 2), то пропонується оцінити модель за кількома важливими параметрами: зв'язаність системи; ранг елементів системи та живучість системи. Ці три параметри дозволяють кількісно оцінити якість моделі системи на етапі її проектування і визначити наявність в її моделі обривів і тупиків, значимість елементів (процесів СУЯ) і видалення яких елементів руйнує систему.

Зв'язаність СУЯ, визначається коефіцієнтом структурної зв'язаності:

$$R = \frac{A_c}{A_{\min}} - 1 = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N a_{ij}}{2(N-1)} - 1. \quad (3)$$

де $A_{\min}$ – мінімально допустима кількість зв'язків у системі; a_{ij} – зв'язок (елемент матриці A); N – кількість елементів у системі; $A_{\min} = N-1$.

A_c – загальне число безпосередніх зв'язків

$$A_c = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N a_{ij}}{2}. \quad (4)$$

Якщо $R > 0$, то система має структурну зв'язаність. Якщо $R = 0$, то система має мінімальну структурну зв'язаність. Якщо $R < 0$, то система не зв'язна. Дана структурна характеристика системи може використовуватися для непрямой оцінки економічності, надійності і живучості системи.

Відносна зв'язаність системи – це відношення кількості існуючих зв'язків до кількості можливих:

$$Q = \frac{A_c}{A_N} = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N a_{ij}}{N(N-1)} - 1, \quad 0 \leq Q \leq 1,; \quad A_N = \frac{N(N-1)}{2}. \quad (5)$$

Наступною характеристикою моделі СУЯ є ранг елемента (процесу), яка характеризує відношення зв'язків одного окремого елемента із загальною кількістю зв'язків всієї системи. Ця характеристика дозволяє розподілити елементи за порядком їх значущості. Вважається, чим більш значущий елемент, тим більше зв'язків він має з іншими елементами. У загальному вигляді для визначення рангу елемента необхідно використовувати матрицю безпосередніх зв'язків.

$$r_i = \frac{\sum_{j=1}^N a_{ij}}{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N a_{ij}} \quad (6)$$

Ще одна важлива характеристика системи – живучість, під якою розуміють її здатність забезпечувати передачу інформації між елементами під впливом руйнуючих факторів. Показник живучості – це середня частка зв'язків, які продовжують працювати при втраті працездатності інших:

$$W_g = 1 - \frac{gg!(A-g)!}{AA!} \quad 0 \leq W_g \leq 1, \quad (7)$$

де g – кількість втрачених зв'язків, A – загальна кількість зв'язків.

Таким чином запропоновано математичний апарат та кількісні критерії оцінювання якості моделі СУЯ на етапі її проектування.

Висновки

1. В роботі здійснено аналіз вимог міжнародних стандартів ISO серії 9000 на предмет необхідності оцінювання СУЯ, у результаті якого виявлено, що положення, містять вимоги щодо моніторингу, вимірювання, аналізування та покращення характеристик процесів та системи в цілому, однак самі методи оцінювання стандартах не регламентовано.

2. Визначено, що СУЯ підприємства – це велика, складна, штучно створена, автоматизована, відкрита, не детермінована, не дискретна, інтелектуальна, управляюча, динамічна, цілеспрямована та імовірна система.

Технологія машинобудування

3. Встановлено особливості СУЯ на етапі проектування, функціонування, контролю та вдосконалення. Показано, що найважливішим є етап проектування, так як на цьому етапі закладається модель системи і допущені помилки дорого коштують та важко виправляються.

4. Науково обґрунтовано та запропоновано для оцінювання СУЯ застосовувати теорію відношень, яка дозволила запропонувати кількісні критерії оцінювання системи: зв'язність системи; ранг елементів системи і живучість системи. Ці три критерії дозволяють кількісно оцінити якість графоаналітичної моделі системи на етапі її проектування.

Список використаних джерел:

1. ДСТУ ISO 9001:2009. Системи управління якістю. Вимоги. – Київ: Держстандарт України, 2009. – 72 с.
2. Тріщ, Г. М. Розробка методології оцінювання процесів систем управління якістю підприємств з урахуванням вимог міжнародних стандартів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.01.02 - стандартизація, сертифікація та метрологічне забезпечення / Г. М. Тріщ ; наук. кер. А. М. Куцин ; Національний ун-т "Львівська політехніка". – Львів, 2014. – 20 с.
3. Нечипоренко В. И. Структурный анализ и методы построения надежных систем : монография / В. И. Нечипоренко. – М. : Советское радио, 1968. – 256 с.

References

1. Derzhstandart Ukrainy 2009, *Systemy upravlinnia yakistiu. Vymohy*, DSTU ISO 9001:2009, Derzhstandart Ukrainy, Kyiv.
2. Trishch, H 2013, 'Rozrobka metodolohii otsiniuvannia protsesiv system upravlinnia yakistiu pidpriemstv z urakhuvanniam vymoh mizhnarodnykh standartiv', Kand.tekh.n. abstract, Natsionalnyi universytet "Lvivska politekhnika, Lviv.
3. Nechiporenko, V 1968, *Strukturnyy analiz i metody postroeniya nadezhnykh system*, Sovetskoe radio, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 9 грудня 2014 р.

УДК 621.74

УПРАВЛЕНИЕ ПОВРЕЖДАЕМОСТЬЮ НЕПРЕРЫВНО ЛИТЫХ ЗАГОТОВОК ИЗ МЕДНЫХ СПЛАВОВ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ИХ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ

©Хорошилов О. Н.

*Українська інженерно-педагогічна академія***Информация про автора:**

Хорошилов Олег Миколайович: ORCID: 0000-0003-2048-6311; horol@i.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металорізючого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Рассмотренные направления исследования были реализованы для процесса непрерывного литья на машине горизонтального типа.

Эксперимент проводился на заготовках из бронзы марки Бр. О5Ц5С5 диаметром 30,0 мм. Для каждого технологического параметра изготавливали не менее 8 образцов для построения модели, которая может воспроизвести результат эксперимента с надежностью 95 %.

В результате исследований установлено, что применение реверсивного движения заготовки позволяет на порядок снизить напряжение, возникающие во время преодоления силы трения покоя. Так же определено, что при повышении частоты движения заготовки в кристаллизаторе в интервале $2,5 \dots 7,5 \text{ мин}^{-1}$ увеличивается прочность механических свойств медных сплавов с 205 до 215 МПа, при условии реализации реверсивного движения.

Таким образом, увеличение частоты движения заготовки при использовании реверсивного ее движения во время преодоления силы трения покоя позволило повысить прочностные свойства заготовок из медных сплавов в интервале 12,4...15,8 %.

Ключевые слова: повреждаемость; медные сплавы; заготовка; непрерывное литье.

Хорошилов О. М. «Керування пошкоджуваністю безперервно литих заготовок з мідних сплавів з метою підвищення їх механічних властивостей.

Розглянуті напрями дослідження були реалізовані для процесу безперервного лиття на машині горизонтального типу.

Експеримент проводився на заготовках з бронзи марки Бр. О5Ц5С5 діаметром 30,0 мм. Для кожного технологічного параметра виготовляли не менше, як 8 зразків для побудови моделі, яка може відтворити результат експерименту з надійністю 95 %.

В результаті досліджень встановлено, що застосування реверсивного руху заготовки дозволяє на порядок знизити, напругу, що виникає під час подолання сили тертя спокою. Так само визначено, що при підвищенні частоти руху заготовки у кристалізаторі в інтервалі $2,5 \dots 7,5 \text{ хв}^{-1}$ збільшується міцність механічних властивостей мідних сплавів з 205 до 215 МПа, за умови реалізації реверсивного руху.

Таким чином, збільшення частоти руху заготовки при використанні реверсивного її руху під час подолання сили тертя спокою дозволило підвищити міцність заготовок з мідних сплавів в інтервалі 12,4...15,8 %.

Ключові слова: пошкоджуваність; мідні сплави; заготовка; безперервне лиття.

Khoroshylov O. "Management damage of the continuous casting billet from copper alloys with the purpose of increase of their mechanical properties".

Directions of research have been implemented for the continuous casting process on a machine of the horizontal type.

The experiment was carried out on billet made of bronze mark Br. O5Ц5C5 diameter of 30.0 mm. For each technology option produced no less than 8 samples to build a model that can reproduce the result of the experiment with reliability of 95 %.

As a result of researches it is established that the application of the reverse motion of the billet is possible to reduce the voltage appearing at the time to overcome the force of static friction. Also determined that the increase in the frequency of movement of the billet in the mold in the range of 2.5...7.5 min⁻¹ was possible to increase the strength of the mechanical properties of copper alloys with 205 to 215 MPa, with reverse motion.

Thus, an increase in the frequency of movement of the billet when using a reverse motion of the billet while overcoming the force of static friction is allowed to increase strength properties of billets of copper alloys in the range of 12.4...15.8 %.

Keywords: damage; copper alloys; billet continuous casting.

1. Введение

Механические свойства непрерывно-литых заготовок из медных сплавов зависят от многих факторов. Мы рассмотрим факторы, влияющие на возникновение напряжений в заготовке при ее циклическом движении в кристаллизаторе.

Движение заготовки при непрерывном литье осуществляется циклически по схеме: «движение – пауза». При такой схеме движения заготовки в кристаллизаторе происходят следующие процессы: процесс поступательного движения заготовки, во время которого происходит преодоление силы трения скольжения; во время паузы происходят процессы адгезионного соединения поверхностей «заготовки–втулка кристаллизатора», а перед началом нового цикла движения происходит процесс преодоления силы трения покоя.

2. Анализ литературных данных и постановка задачи исследований

В последнее десятилетие предприятия машиностроительного комплекса Украины ежегодно повышают потребление медных сплавов на 2,1...2,4 % [1]. Это обуславливает ежегодное повышение производительности машин непрерывного литья. Однако после некоторого критического значения производительности машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) дальнейшее повышение ее производительности приводит к снижению качества заготовок (снижение их механических свойств). Известно, что во время изготовления непрерывно-литых заготовок последовательность технологических операций влияет на их механические свойства [2-4]. В работе [3] показано, что «...снижение шага вытягивания заготовки с 35...40 мм до 10 мм приводит к повышению предела прочности образцов из непрерывно-литых заготовок от 177...328 до 301...382 МПа, а относительное удлинение повышается при этом с 4,1...15,5 до 11,6...37,5 %».

В работе [2] показано, что во время циклического движения в поперечном сечении заготовки возникают напряжения во время преодоления силы трения покоя и силы трения скольжения. Эти напряжения вызывают процесс повреждаемости на затвердевающем (вязком) участке заготовки который при этом деформируется.

В современной механике для описания процессов скрытого повреждения материалов используется концепция о параметре повреждаемости конструкционных материалов [5-7].

3. Постановка задачи исследования

В работе необходимо показать связь величины параметра повреждаемости непрерывно литой заготовки с технологическими параметрами процесса непрерывного литья. Это позволит решить задачу рационального управления повреждаемостью непрерывно-литой заготовки на стадии ее изготовления. Для этого необходимо:

- построить математическую модель типа «технологические параметры – механические свойства», в которой входными переменными являются напряжения, частота движения заготовки и ее диаметр;
- провести анализ полученной модели, целью которого является определение рациональных технологических параметров процесса и геометрических характеристик заготовок, которые будут обеспечивать повышение ее механических свойств.

4. Построение математических моделей «технологические параметры процесса – механические свойства заготовки»

Для определения повреждаемости заготовки привлечен трехузловой элемент тела вращения, поскольку сама заготовка является телом вращения. Значения параметров повреждаемости определяются по расчетной схеме метода конечных элементов. По результатам расчетов получено значение параметров повреждаемости в каждом конечном элементе.

Проведенные расчеты показали, что напряженное состояние в заготовке является одноосным, потому в работе применили известные уравнения Бейли-Нортон и Работнова-Качанова для оценивания повреждаемости заготовки:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\epsilon} &= B \cdot \sigma^n / (1 - \omega)^m, \\ \dot{\omega} &= D \cdot \sigma^n / (1 - \omega)^m \quad \omega(0) = 0 \quad \omega(t_*) = 1, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $\dot{\epsilon}$ – скорость деформации ползучести; $\dot{\omega}$ – скорость повреждаемости; σ – напряжение, МПа; ω_0 – значение параметра повреждаемости в начальный момент времени $t=0$; $\omega(t_*)=1$ – значение параметра повреждаемости в момент окончания скрытого разрушения; B, D, n, m – коэффициенты, которые определяли по экспериментальным данным о ползучести и разрушении заготовки.

Примером получения отливок методом непрерывного литья есть заготовка диаметром 0,029...0,14 м. Данная заготовка изготавливается из бронзы марки Бр О5Ц5С5 ГОСТ 613-79.

Особое внимание в процессе исследований обращалось на механические свойства заготовок, полученных при изменении частоты их движения, диаметра и применения отрицательного напряжения в заготовках во время преодоления силы трения покоя.

Для определения адекватности математической модели была проведена математическая обработка экспериментальных данных влияния частоты продвижения заготовки в кристаллизаторе, ее диаметра и напряжения, возникающего во время преодоления силы трения покоя (СТП) и скольжения (СТС), на границу прочности образцов заготовки при растяжении с помощью программы Matlab R2012b. Для этого были выбраны данные относительно границы прочности при растяжении бронзы марки Бр. О5Ц5С5 при значении трех переменных факторов: это x_1 – совместное значение напряжений, которые возникают в заготовке при преодолении СТП и СТС в интервалах – 0,21...-0,15 МПа, 0,21...0,15 МПа и 0,15...0,1 МПа, x_2 – частота продвижения заготовки в кристаллизаторе в интервале 2,5...7,5 мин⁻¹ и x_3 – диаметр непрерывно-литой заготовки от 0,029 до 0,14 м. Общая математическая модель имеет вид:

$$\bar{y} = 251,31 - 1,13x_1 + 0,97x_2 - 1408,65x_3 - 0,52x_1^2 - 0,06x_2^2 + 9630,60x_3^2 - 0,84x_1x_2 + 2,17x_1x_3 - 1,14x_2x_3 + 1,20x_1x_2x_3 \quad (2)$$

На основе уравнения (2) для плоскости $x_3 = 0,029$ м имеем трехмерную поверхность, которая представлена на рис.2, и имеет следующий вид:

$$\bar{y} = 218,55 + 1,13x_1 + 0,97x_2 - 0,06x_2^2 - 0,84x_1x_2 + 2,17x_1x_3 - 0,033x_2 + 0,035x_1x_2 \quad (3)$$

Создана математическая модель зависимости прочности заготовки от трех факторов x_1 – частоты продвижения заготовки, x_2 – напряжения преодоления силы трения покоя и x_3 – диаметра заготовки. Математическая модель позволила получить зависимости между прочностью бронзы марки Бр. О5Ц5С5 и напряжением преодоления силы трения покоя, частотой продвижения заготовки и ее диаметром.

5. Результаты исследований и их интерпретация

С помощью математической модели были построены две трехмерные модели, представленные на рис. 1 и рис. 2.

На рис. 1 представлено влияние напряжения в заготовке во время преодоления силы трения покоя и частоты движения заготовки на прочностные свойства заготовки. При этом диаметр заготовки имел постоянную величину $d=0,09$ м. На рис. 2 представлена модель влияния на прочность заготовки диаметра заготовки и частоты ее движения в кристаллизаторе для постоянного значения напряжения в заготовке во время преодоления силы трения покоя, равного -0,21 МПа.

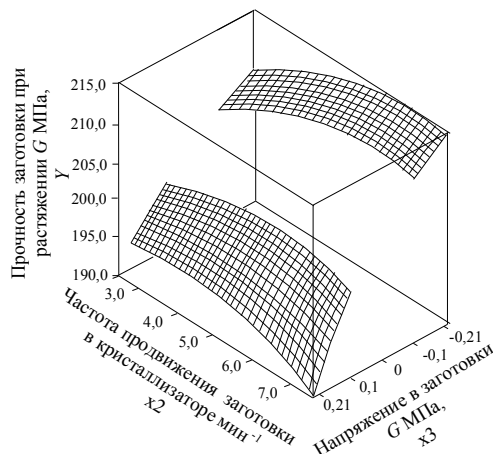


Рис. 1 – Модель влияния напряжения и частоты движения заготовки на ее прочность при постоянном значении диаметра $d = 0,09$ м

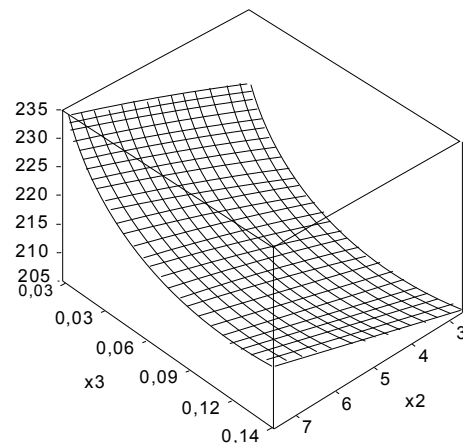


Рис. 2 – Модель влияния диаметра и частоты движения заготовки на ее прочность при напряжении $\sigma = -0,21 = \text{const}$

Установлено, что замена поступательного движения заготовки на реверсивное во время преодоления силы трения покоя совместно с увеличением частоты движения заготовки от $2,5 \text{ мин}^{-1}$ до $7,5 \text{ мин}^{-1}$ позволяет повысить механические свойства медных сплавов с 190 до 235 МПа.

Выводы

Таким образом, в работе показано влияние технологических параметров процесса непрерывного литья (частота движения заготовки в кристаллизаторе, напряжение в поперечном сечении заготовки во время преодоления силы трения покоя и диаметр заготовки) на параметр повреждаемости заготовки. Вследствие этого механические свойства заготовок выросли на 20,0...23,7 %.

Список использованных источников:

1. Яновский А. О стабилизации и перспективах развития литейного производства Украины на современном этапе рыночной экономики / А. О. Яновский // Литейное производство. – 2005. – № 2. – С. 31–35.
2. Хорошилов О. Н. Процесс горизонтального непрерывного литья медных сплавов с вынужденным кратковременным реверсивным движением заготовок повышенного качества в неподвижном кристаллизаторе: автореф. дис. ... доктора техн. наук. 05.16.04. / О. Н. Хорошилов ; Нац. Металлург. акад. Украины (НМетАУ). – Днепропетровск, 2013. – 32 с.
3. Наумик В. В. Разработка оптимального режима прерывистой вытяжки при получении качественных цельнолитых заготовок из оловянной бронзы / В. В. Наумик // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2010. – № 1. – С. 99 – 103.
4. Хрычиков В. Е. Литейное производство черных и цветных металлов: учеб. пособие / В. Е. Хрычиков, Е. В. Меньяло. – Дніпропетровськ: НМетАУ, 2010. – 89 с.
5. Бреславский Д. В. Уравнения состояния циклической ползучести бронзовых сплавов / Д. В. Бреславский, О. А. Татаринова, О. Н. Хорошилов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харьков, 2007. – Вип. 38. – С. 36-41.
6. Бреславский Д. В. Управление качеством непрерывно-литых заготовок [Електронний ресурс] / Д. В. Бреславский О. Н. Хорошилов О. И. Пономаренко // Вісник Донбаської держ. машинобуд. акад. : зб. наук. пр. – Краматорськ, 2010. – № 3 (20). – С. 41–46. – Режим доступу до журн.: <http://www.dgma.donetsk.ua/publish/vesnik/>.
7. Методика оценки повреждаемости заготовок в процессах непрерывного литья / Д. В. Бреславский, Ю. Н. Корытко, О. А. Татаринова О. Н. Хорошилов // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-25 : сб. трудов XXV Междунар. науч. конф. (Волгоград, 29 – 31 трав. 2012 р.): в 10 т. / под общ. ред. А.А. Большакова / Волгогр. гос. техн. ун-т. – Волгоград, 2012. – Т. 8, Секция 12. – С. 174–175.

References

1. Yanovskiy, A 2005, 'O stabilizatsii i perspektivakh razvitiya liteynogo proizvodstva Ukrainy na sovremennom etape rynochnoy ekonomiki', *Liteynoe proizvodstvo*, no. 2, pp. 31-35.
2. Khorochylov, O 2013, 'Protsess gorizontalnogo nepreryvnogo litya mednykh splavov s vynuzhdennym kratkovremennym reversivnym dvizheniem zagotovok povyshennogo kachestva v nepodvizhnom kristallizatore', Doct.tekh.n. abstract, Natsionalna Metalurhiina akademiia Ukrainy (NMetAU), Dnepropetrovsk.
3. Naumik, V 2010, 'Razrabotka optimalnogo rezhima preryvistoy vtyazhki pri poluchenii kachestvennykh tselnolitykh zagotovok iz olovyannoy bronzy', *Novi materialy i tekhnologii v metalurhii ta mashynobuduvanni*, no. 1, pp.99-103.
4. Khrychikov, V & Menyaylo, E 2010, *Liteynoe proizvodstvo chernykh i tsvetnykh metallov*, NMetAU, Dnipropetrovsk.
5. Breslavskiy, D, Tatarinova, O & Khoroshilov, O 2007, 'Uravneniya sostoyaniya tsiklicheskoj polzuchesti bronzovykh splavov', *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI"*, no. 38, pp. 36-41.
6. Breslavskiy, D, Khorochylov, O & Ponomarenko, O 2010, 'Upravlenie kachestvom nepreryvno-litykh zagotovok', *Visnyk Donbaskoi derzhavnoi mashynobudivnoi akademii*, no. 3(20), pp. 41-46, viewed 2014, <<http://www.dgma.donetsk.ua/publish/vesnik>>.
7. Breslavskiy, D, Korytko, Yu, Tatarinova, O & Khorochylov, O 2012, 'Metodika otsenki povrezhdaemosti zagotovok v protsessakh nepreryvnogo litya', *Matematicheskie metody v tekhnike i tekhnologiyakh – MMTT-25 Sb. trudov XXV Mezhdunar. nauch. konf., Volgograd, 29 – 31 maya 2012 g.*, Volgogradskiy gosudarstvennyy tekhnicheskyy universitet, Volgograd vol. 8, Sektsiya 12, pp. 174-175.

Стаття надійшла до редакції 11 листопада 2014 р.

ДО УВАГИ АВТОРІВ

Загальні відомості

1. У збірнику праць «Машинобудування» друкуються закінчені оригінальні результати наукових досліджень теоретичного і прикладного характеру в галузі інженерної освіти. Мова статей – українська, російська.
2. До редакції подаються статті, які раніше не друкувалися.
3. Статті, що подаються аспірантами, здобувачами повинні мати рекомендацію наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.
4. Рішення про можливість публікації статті приймається редакцією лише після її рецензування.
5. Рішення щодо публікації (позитивне чи негативне) повідомляється автору. Стаття може бути повернена для доопрацювання.
6. Рукописи авторам не повертаються.
7. Збірник з опублікованою статтею надсилається авторові поштою або видається у редакції.

Вимоги до оформлення статей

1. Обсяг статті не більше 15 сторінок (20 тис. знаків) формату А4 (210 x 297) щільність 80-90 г/м², надрукованих у двох примірниках на комп'ютері з використанням шрифтів текстового редактору Microsoft Word (Times New Roman) розміру 14 пт з міжрядковим інтервалом півтора (1,5) по всій статті.
2. Ширина полів сторінки: всі поля – 2 см.
3. До комплекту файлів має бути додано опис, де зазначаються: назва текстового редактора, імена файлів, назви збірника і статті, прізвище, ім'я та по батькові авторів.
4. Матеріали статті приймаються до публікації в електронній версії у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, рисунки – TIFF) на CD диску. До редакції приймаються документи Microsoft Word версій до 2003 року (Word 11, Microsoft Office 2003). Документи Word 2007, Word 2010, в форматі *.docx не приймаються.
5. **Формули** (нумерація, якщо вона необхідна, ставиться справа у дужках, вирівнюється справа), **рисунки й таблиці** вставляються по тексту одразу після посилання на них.
6. Ілюстрації повинні бути чіткими, формули – написані загально прийнятою символікою. Розмір шрифту в ілюстрованому матеріалі не менше 12 пт.
7. Звертаємо увагу на те, що рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися клавішею Enter. Текст не повинен мати переносів та інших елементів форматування.
8. У статтях повинна використовуватись система одиниць СІ.
9. Матеріали, подані до збірника, мають відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України №7-05/1 від 15.01.2003 р. «Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України», Постанови Кабінету Міністрів України №55 від 27 січня 2010 р. «Про впорядкування транслітерації українського алфавіту латиницею» та повинні мати такі необхідні відомості:

9.1. УДК.

9.2. Назва статті мовою, якою написана стаття (літери великі, шрифт жирний, посередині).

9.3. Прізвища та ініціали авторів мовою, якою написана стаття (шрифт жирний, посередині).

9.4. Анотація мовою, якою написана стаття. Обсяг анотації 800-900 знаків (в межах 100-125 слів). Структура анотації: мета, дослідницький матеріал, конкретний результат, висновки:

1-й абзац сформулювати з мети та завдань роботи. Не повторювати назву статті. Якщо з назви статті мета та завдання роботи є зрозумілими, то це речення слід пропустити. Наприклад, можна вказати – Розглянуті напрямки...

Не використовувати такі слова як «В цій статті, в статті». Компетентні дослідники чудово розуміють, що мова йде саме про Вашу статтю.

2-й абзац – вказати дослідницький матеріал. Наприклад – Експеримент проводився... Або проведено аналіз більше 30 літературних джерел...

3-й абзац – конкретні результати дослідження. Наприклад – Встановлено..., З'ясовано..., Показано... та ін.

4-й абзац – навести короткі та конкретні висновки. Не рекомендується вказувати, що Ваш підхід або методика є кращими, ніж в інших авторів. Це є зрозумілим із самого статусу статті як наукової.

При підготовці анотації слід виходити з того, що Ви пишете для компетентних дослідників і широкого кола потенційних англомовних користувачів. Тому можете вводити до анотації спеціальні терміни. Слід чітко викладати свою позицію. Від стилю її викладення залежить кількість звертань і, що є особливо важливим і актуальним сьогодні, кількість цитувань Вашої публікації. Анотація не повинна містити загальних слів.

9.5. Ключові слова мовою, якою написана стаття: по 1 слову через кому, але не більше 5-6 слів, найбільш характерних для статті та по яких Вашу публікацію буде легко знайти в електронному інформаційному просторі.

9.6. Прізвища та ініціали авторів, назва статті, анотація, ключові слова російською чи українською мовою (в залежності від мови, якою написана стаття).

9.7. Прізвища та ініціали авторів англійською мовою – згідно з системою транслітерації – Паспортна 2010 р. (<http://slovnyk.ua/services/translit.php>. (див. додаток 1) або згідно з закордонним паспортом, **назва статті, анотація та ключові слова** англійською мовою.

9.8. Текст статті.

9.9. Список використаних джерел українською або російською мовами відповідно до ДСТУ ГОСТ 7.1-2006 Список використаних джерел повинен містити публікації за останні 10 років.

9.10. References – список використаних джерел латинськими літерами відповідно до стандарту Harvard. Посилання на стандарт – https://www.library.uq.edu.au/_/sites/default/files/storage/webfile_read/files/referencing/HarvardGatton.pdf

Джерела, які видано українською мовою, потрібно транслітерувати за допомогою ресурсу <http://www.slovnyk.ua/services/translit.php> (див. додаток 1). Джерела, видані російською мовою, потрібно транслітерувати за допомогою ресурсу <http://translit.net/> (див. додаток 2). У випадку, якщо джерело має канонічну англомовну назву, назва не транслітерується, а використовується її англомовний аналог.

10. Автори повинні дотримуватися такого загального плану побудови статті:

- вступ, в якому наводиться вся інформація (зокрема, довідкового характеру), необхідна для того, щоб зрозуміти дослідження автора та причини, через які він їх проводить;
- аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які посилається автор, визначення невирішених раніше частин загальної проблеми, яким присвячується стаття;
- постановка завдань дослідження;
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; експериментальна частина, якщо вона є у дослідженні, містить опис використаних або розроблених методик;
- інтерпретація результатів і їх апробація;

До уваги авторів

- висновки з проведеного дослідження та перспективи подальших розробок в обраному напрямку.

Кожен з цих пунктів нумерується за порядком, крім висновків.

11. До редакції передаються два екземпляри всіх матеріалів статті, роздрукованих на принтері з однієї сторони аркуша. Другий екземпляр матеріалів статті підписується всіма авторами.
12. Редакція залишає за собою право редакційної правки статті.
13. Статті, відіслані авторам на доопрацювання, повинні бути повернені до редакції не пізніше, ніж через 10 днів після її одержання. В авторській коректурі допускаються виправлення лише помилок набору.
14. Стаття повинна супроводжуватися авторською довідкою (для кожного автора).

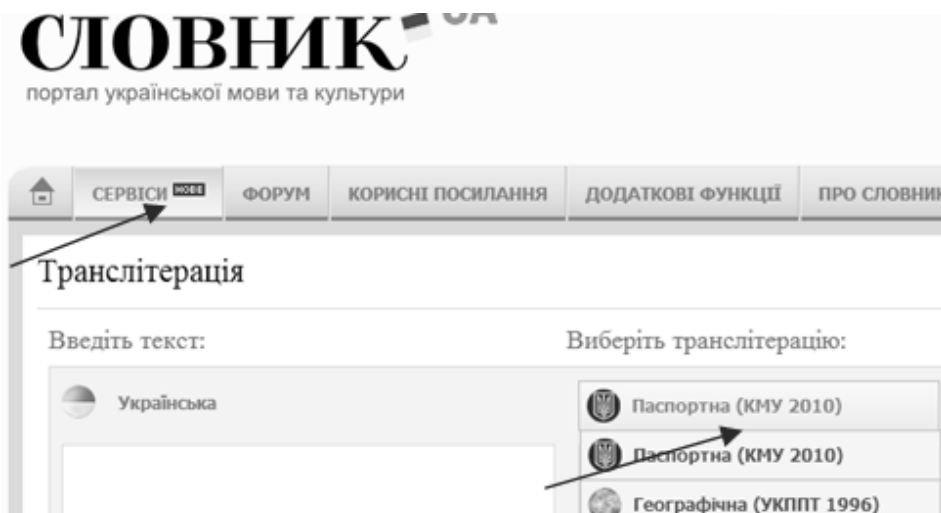
Авторська довідка (українською, російською, англійською мовами):

- Назва статті
- Прізвище, повне ім'я та по батькові (українською та англійською мовами – відповідно до системи транслітерації), рік народження.
- Вчений ступінь, вчене звання
- Ідентифікатор ORCID (єдиний міжнародний реєстр вчених) – <http://orcid.org/> (див. додаток 3);
- Місце роботи (англійською мовою – повне, офіційно прийнята назва)
- Посада
- Адреса для листування. Для контакту – телефон, факс, E-mail.
- Адреса для відправки авторського екземпляру.
- У кінці довідки треба зазначити: «Поданий матеріал раніше не публікувався і до інших видавництв не надсилався». «Не заперечую проти виставлення повного тексту статті на Сайт Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського, в реферативну базу даних «Україніка наукова» та повнотекстову базу даних «наукова періодика України», Сайт наукової бібліотеки УПА» і на Сайт Наукової електронної бібліотеки eLIBRARY.RU.
- Особистий підпис кожного автора.

ДОДАТОК

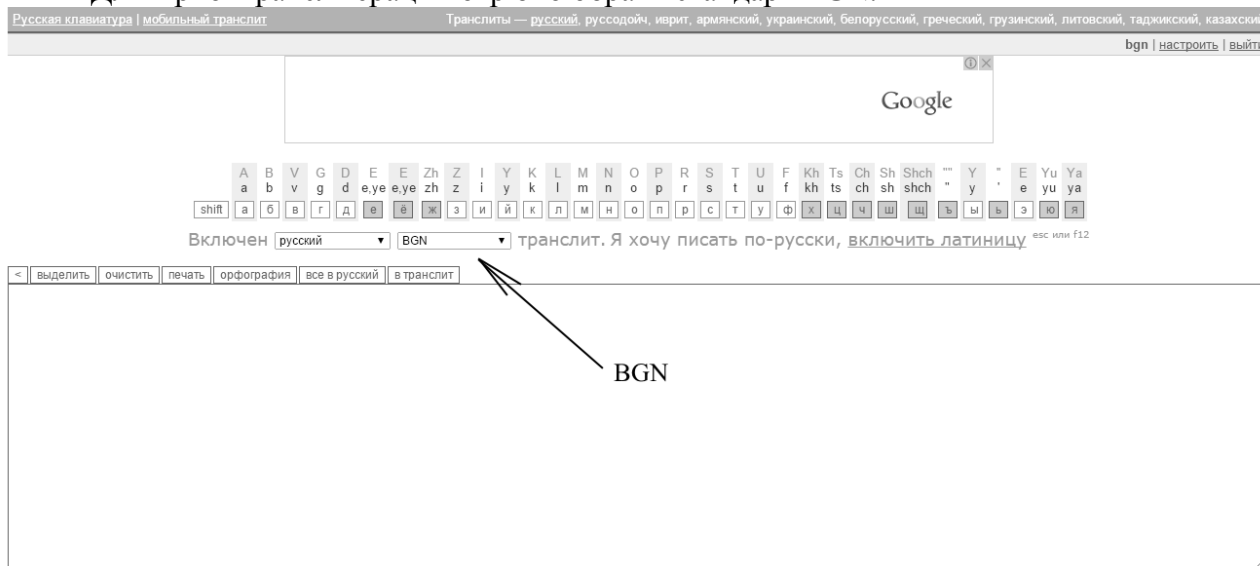
1. Система транслітерації джерел, виданих українською мовою

Прізвища, ім'я та по батькові англійською – згідно з системою транслітерації (Паспортна 2010 р. КМУ) <http://slovnyk.ua/services/translit.php>

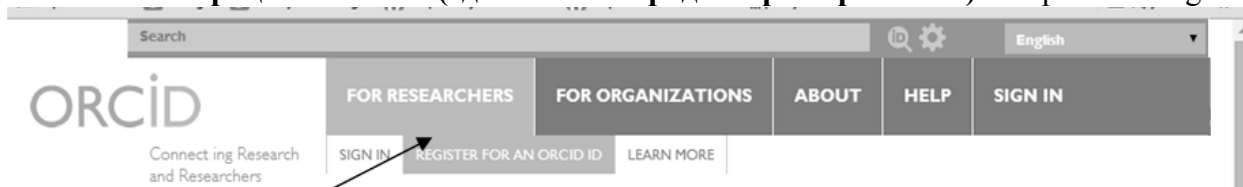


2. Система транслітерації джерел, виданих російською мовою

Для вірної транслітерації потрібно обрати стандарт BGN.



3. Реєстрація в ORCID (єдиний міжнародний реєстр вчених) – <http://orcid.org/>



Register for an ORCID iD

ORCID provides a persistent digital identifier that distinguishes you from every other researcher and, through integration in key research workflows such as manuscript and grant submission, supports automated linkages between you and your professional activities ensuring that your work is recognized.

First name *

Last name

Email *

Re-enter email *

Password *

Confirm password *

Збірник наукових праць «Машинобудування» (Українська інженерно-педагогічна академія МОНМС України) затверджено постановою Президії ВАК України від 23.02.2011р. № 1-05/2 як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата технічних наук

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 14. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2014. – 164 с.

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, роботоздатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технології машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Volume 14. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2014. – 164 p.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and importers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку 26.12.2014

Формат 60x84/8.

Папір офсетний. Друк ризографічний.

Умов. друк. арк. – 10.

Тираж 300 прим. Ціна договірна.

Надруковано з готових оригінал-макетів у друкарні ФОП Петров В.В.
Єдиний державний реєстр юридичних осіб та фізичних осіб-підприємців.

Запис № 24800000000106167 від 08.01.2009 р.

61144, м. Харків, вул. Гв. Широнінців, 79в, к. 137, тел. (057) 778-60-34.

e-mail: bookfabrik@rambler.ru