

ISSN 2078-7766



**МЕХАНІКА ТА
МАШИНОБУДУВАННЯ**

науково-технічний журнал

1`2019

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

Науково-технічний журнал

1'2019

Держвидання

Свідоцтво Міністерства Інформації України
КВ №3648 від 27.01.1999 р.

ЗАСНОВАНИЙ

рішенням Президії АН ВО України 28.11.96.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Головний редактор:

д.т.н., проф. Д.О. Волонцевич

Заступники головного редактора:

д.т.н., проф. А.П. Марченко

д.т.н., проф. М.А. Ткачук

Відповідальний секретар:

к.т.н., с.н.с. М.С. Ярмач

Члени редколегії:

д.т.н., проф. К.В. Аврамов

д.т.н., проф. Д.В. Бреславський

д.т.н., проф. В.В. Глебов

д.т.н., проф. В.В. Дущенко

д.т.н., проф. Г.І. Львов

д.т.н., проф. О.К. Морачковський

д.т.н., проф. М.А. Подригало

д.т.н., проф. В.Б. Самородов

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2, вул. Кирпичова, 2,
НТУ «ХПІ», каф. ІТС КГМ
ім. О.О. Морозова
Тел. (057) 707-63-55
E-mail: mech_mb@meta.ua

ЗМІСТ

Стор

Коваленко В. О., Григоров О. В., Єпіфанов В. В.
До 90-річчя кафедри «Підйомно-транспортні маши-
ни і обладнання» НТУ «ХПІ».....

3

Теоретична механіка

Ольшанський В.П., Спольнік О.І., Бурлака В.В. Сліп-
ченко М.В. Про нелінійні коливання фізичного маят-
ника

7

Прикладна механіка

Ольшанський В.П., Ольшанський С.В. Рівняння сили
удару пружних тіл і його розв'язок

15

Динаміка та міцність машин

Ткачук М.А., Бондаренко М.О., Шейченко Р.І., Гра-
бовський А.В., Ткачук М.М., Гусев Ю.Б., Набоков А.В.
Обґрунтування раціональних технічних рішень у ході
проектних досліджень інноваційних тонкостінних
конструкцій.....

24

Ткачук М.М., Грабовський А.В., Ткачук М.А., Саве-
рська М.С. Розрахунково-експериментальне досліджен-
ня впливу профілю і жорсткості проміжного шару на
розподіл контактного тиску між складнопрофільними
тілами.....

36

Транспортне машинобудування

Бобер А.В., Герасименко В.И., Жадан В.А., Зарянов
В.А., Крот С.Г. Критерии выбора типа глушителей
для систем выпуска на стадии проектирования

51

Бобер А.В., Герасименко В.И., Жадан В.А., Заря-
нов В.А., Крот С.Г. Проектирование системы вы-
пуска отработавших газов для объектов БТТ

60

<u>Транспортне машинобудування</u>	Стор.
<i>Борисенко А.Н., Кубрик Б.И., Лавриненко О.В., Ревуцкий В.И. Математическое моделирование вибраций клапанного механизма ДВС на базе электромеханических аналогий процессов в электрической цепи</i>	71
<i>Волонцевич Д.О., Мормило Я.М. К вопросу структурно-параметрического синтеза межколесного дифференциала с внутренней автоматичностью на основе гидростатической блокировки.....</i>	76
<i>Григоров О.В., Журавель А.В., Стрижак В.В., Стрижак М.Г., Пономарьев О.Е. Автоматизация розрахунків технічних параметрів підйомно-транспортних машин для комерційних пропозицій.....</i>	85
<i>Мормило Я.М. Экспериментальное определение блокировочного момента двухрядного кулачкового межколесного дифференциала при полном вывешивании одного из колес.....</i>	90
<i>Семенюк В.Ф. Автоматизация и методы повышения энергоэффективности приводов подъемно-транспортных машин</i>	97

Управління в технічних системах

<i>Бондарь А.И., Дегтярь С.М., Пилипенко О.Ю., Федоренко Е.В. К вопросу о реализации времязадающей цепочки в технике</i>	107
--	-----

Технологія машинобудування

<i>Марченко А.П., Ткачук М.А., Кравченко С.О., Ткачук М.М., Грабовський А.В., Веретельник О.В. Аналіз напружено-деформованого стану дискретно зміцнених деталей машинобудівних конструкцій ...</i>	114
--	-----

До обговорення

<i>Ksenofontov O. Logistics optimization on the example of wind turbine generator components transportati.....</i>	126
<i>Otto H., Zimmermann A., Kleiber M., Katterfeld A. Optimization of an orange peel grab for wood chips</i>	131
<i>Vöth S. Set of harmonized european standards for proof of competence of cranes – update 2019.....</i>	142
<i>Коваленко В.О., Ісьєміні І.І., Костенко О.С. Аналіз логістики виробництва пелет в Україні</i>	147
<i>Стогний Е.С. Охрана интеллектуальной собственности как составляющая часть бизнес-стратегии компании.....</i>	158
<i>Торяник Д.О., Зюбан М.І., Соколовський В.В., Кошкаров Ю.Ю. Розрахунок терміну зберігання боєприпасів в залежності від температурно-часового режиму зберігання в різних умовах.....</i>	165
<i>Хорло Н.Ф. Аккредитация организаций, выполняющих неразрушающий контроль, как необходимое условие доступа предприятий Украины к международным рынкам промышленных товаров и услуг.....</i>	171
<i>Вимоги до статей.....</i>	176

Видається за рішенням Вченої ради НТУ «ХП» (протокол №6 від 24.05.2019р.).

Механіка та машинобудування : наук.-техн. журнал. – Харків: НТУ «ХП», 2019. – № 1. – 179 с.

Збірник наукових та науково-практичних статей з питань механіки, машинобудування та сучасних технологій різноманітних галузей промисловості.

© Національний технічний університет «ХП», 2019.

ДО 90-РІЧЧЯ КАФЕДРИ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ І ОБЛАДНАННЯ» НТУ «ХП»

Історія кафедри, яка сьогодні є потужним осередком підготовки висококваліфікованих кадрів для багатьох галузей народного господарства, почалася в 1929 році, коли в Харківському технологічному інституті була організована спеціальна кафедра «Підйомно-транспортні машини», яку очолив Тамарін Давид Наумович, залишаючись заступником директора з наукової роботи Українського науково-дослідного інституту промислового транспорту.



Тамарін Д. Н.



Раківненко М. С.

З 1932 р. для ведення викладацької роботи залучаються доценти залізничного інституту Стогов В. М. і Раківненко М. С., згодом відомі вчені.

В 1938 році Тамаріна Д. Н. затверджують у вченому званні професора. Під його керівництвом на кафедрі було сформовано базу та закладено підґрунтя для успішного та впевненого розвитку кафедри як центру підготовки фахівців для кранобудівної галузі, відомого та вагомого у всьому

СРСР. На чолі з професором Тамаріним Д. Н. було підготовлено ряд навчально-методичних посібників, виданих в інституті, виконувалась велика робота з формування науково-викладацького складу кафедри. До викладацької роботи залучались провідні фахівці промисловості, талановиті викладачі інших вишів і формувалася потужний колектив аспірантів.

Серед випускників кафедри довоєнного періоду – ціла плеяда відомих учених і керівників промисловості: Ковальський Б. С., заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор; Новосьолов Ю. С., міністр будівельного і дорожнього машинобудування СРСР; Богуславський П. Є., завідувач відділом металоконструкцій ВНДПТМАШ, автор монографії «Металеві конструкції вантажопідйомних машин»; Жермунський Б. І., доктор технічних наук, професор; Казак С. А., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Підйомно-транспортних машин» Уральського державного технічного університету, засновник наукової школи динаміки вантажопідйомних машин, автор монографій, присвячених динаміці кранів; Макрідін І. П., завідувач відділом надійності кранів ВНДПТМАШ; Нещеретний П. М., начальник конструкторського відділу спеціальних кранів НКМЗ і багато хто інші.

У жовтні-листопаді 1941 р. кафедра разом з інститутом була евакуйована в м. Красноуфімськ Свердловської області. У найтяжких матеріальних і побутових умовах доц. Жермунський Б. І., що в той час очолював кафедру, організував навчальний процес. Серед випускників військових років: Березовський А. З., головний інженер

Харківського заводу дорожніх машин; Гайдамака В. Ф., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедрою підйомно-транспортних машин з 1957 по 1976 рр., декан машинобудівного факультету, голова місцевому ХПІ; Ебич Р. Д., головний конструктор Красноярського заводу важкого машинобудування; Вальдман А. П., професор, завідувач кафедрою Ризької сільськогосподарської академії.



Ковальський Б. С.



Новосолов Ю. С.



Жермунський Б. І.



Казак А. С.

Після повернення в 1944 р. у Харків кафедра веде активну роботу з підготовки фахівців для відновлення зруйнованого народного господарства країни. Найпильніша увага приділялася практичній підготовці студентів – для проходження практики відбиралися кращі підприємства: Новокраматорський машинобудівний завод, Ленінградський завод ПТО ім. С. М. Кірова, Уралмаш, Сибтяжмаш, металургійні заводи Маріуполя і Запоріжжя. Для ведення викладацької роботи запрошуються провідні промисловці, в тому числі Прошин А. С., передають свій досвід Куйбида Г. Г., начальник відділу канатних доріг; Церковний І. М., директор «Союзпроммеханізації»; Геращенко А. І., директор «Харківенергоремонт».



Гайдамака В. Ф.

З 1947 року на кафедру залучаються фахівці з промисловості, які відновлюють традиції кафедри і вирішують нагальні задачі, пов'язані з відновленням промислового потенціалу держави. Серед них – Гайдамака Володимир Федотович, професійне життя якого пов'язано з кафедрою. Майже 20 років доктор технічних наук, професор Гайдамака В. Ф. очолював кафедру, протягом 10-ти років був деканом машинобудівного факультету.

Під керівництвом і при безпосередній участі професора Гайдамаки В. Ф. були розроблені і досліджені нові конструкції пускових і гальмівних пристроїв підйомно-транспортних машин, створена наукова школа: підготовлено 8 кандидатів наук, одноосібно підготовлено 2 монографії, навчальний посібник, опубліковано більш ніж 150 наукових праць, зокрема авторські свідоцтва на винаходи.

Аспірант кафедри тих часів Румянцев Б. П. стояв у витоків створення кафедри підйомно-транспортних машин Луганського машинобудівного інституту, однієї з найкращих в колишньому СРСР, а згодом протягом багатьох років був ректором інституту і головою секції «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні

машини і обладнання» Науково-методичної ради за напрямом «Машинобудування і металообробка» протягом майже 25 років.

В цей час підготовка фахівців на кафедрі ведеться за трьома формами навчання, в тому числі на стаціонарі навчаються 4 групи по 25 чоловік.



Григорів О. В.

З 1976 по 1984 роки та з 1991 по 2017 роки кафедру очолював Григорів Отто Володимирович, доктор технічних наук, професор, випускник кафедри.

Професор Григорів О. В. – відомий вчений і фахівець в галузі підйомно-транспортних машин і обладнання, автор більш ніж 450 наукових робіт, опублікованих в країні і за її межами, в тому числі 3 монографій і 11 навчальних посібників з грифом МОН України, більш ніж 20 авторських свідоцтв і патентів на винаходи.

Професор Григорів О. В. створив наукову школу оптимального управління підйомно-транспортними машинами з керованими приводами, під його керівництвом захищено 7 кандидатських і 1 докторська дисертація, протягом певного часу входив до складу спеціалізованих Вчених рад і до редакційних колегій спеціалізованих фахових збірників наукових праць і журналів.

Григорів О. В. є співзасновником і першим Віце-президентом Підйомно-транспортної академії наук України, проходив стажування за програмами DAAD, DFG в Магдебургському університеті і SWK в Дрезденському технічному університеті (Німеччина). В 2002 році отримав звання почесного доктора Петрошанського університету (Румунія).



Коваленко В. О.

З 2017 року кафедру очолює професор НТУ «ХП», кандидат технічних наук, доцент Коваленко Валентин Олександрович. Під його керівництвом за цей малий термін було зроблено чимало. Кафедра зустрічає свій ювілей в повністю відремонтованих аудиторіях і лабораторіях (сьогодні це 3 мультимедійні аудиторії з можливістю викладання навчального матеріалу з використанням відео- та фотопрезентацій). За останні 2 роки було повністю змінено підхід до викладання дисциплін – навчання студентів стало більш орієнтованим на практичну підготовку: практичні та лабораторні заняття проводяться на підприємствах, в середньому раз на місяць студенти з екскурсіями відвідують заклади промисловості, що працюють в м. Харкові та

Харківській області. Це стало можливим завдяки зміні та розширенню баз практики (зараз це біля 20 підприємств), зокрема укладено договори з ТОВ «Нова пошта» та ТОВ «ПТЕ-КРАН».

За 2018-2019 роки на кафедрі захищено 2 кандидатські дисертації, а в складі кафедри працюють 4 професори та 5 кандидатів наук віком до 35 років.

В 2018 році підписано договір з Краківською політехнікою в рамках програми ERASMUS+ про обмін студентами та стажування викладачів. Очікується, що в 2019 році 5 студентів відвідають Польщу терміном на 1 семестр.

Студенти 4 курсу в рамках дисципліни «Металоконструкції складів» розробили макет складу, що демонструє принципи складської логістики. Макет планується

використовувати на лабораторних і практичних заняттях і в рамках профорієнтаційної роботи з абітурієнтами. В рамках дисципліни «Основи науково-дослідної роботи» студенти розробили стенд, який демонструє мікропроцесорну систему керування макетом мостового крана з метою усунення коливань вантажу і точного наведення його на ціль в автоматичному режимі. Студенти разом з викладачами кафедри ведуть активну роботу по провадженню віртуальної і доповненої реальності в навчальний процес з метою більш наочного та цікавішого викладення матеріалу.

В середньому раз на місяць на кафедрі проводяться мотиваційні зустрічі зі студентами, в рамках яких колишні випускники кафедри діляться своїм досвідом професійного та кар'єрного зростання.

Студенти кафедри беруть активну участь у Всеукраїнських конкурсах студентських наукових робіт, II турах Всеукраїнських олімпіад, де гідно представляють кафедру, виборюючи призові місця.

Кафедра разом з Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом виступила співорганізатором Всеукраїнської науково-практичної конференції «Застосування сучасних систем автоматизованого проектування в конструкторській та дослідницькій практиці».

В травні 2019 року розпочались роботи по модернізації крана, що знаходиться на території НТУ «ХП» у дворі електричного корпусу, з метою створення науково-паркової зони для навчання студентів, здійснення наукових досліджень, приваблення абітурієнтів і популяризації сучасних можливостей підйомно-транспортних машин і логістичних комплексів серед населення.

4-6 вересня 2019 року на базі кафедри планується провести Логістичний форум Міжнародна науково-практична конференція «SMART-ПТМ в логістиці», на який очікуються представники провідних закладів промисловості й освіти з Німеччини, Нідерландів, Польщі, Румунії, Угорщини, Болгарії і України.

Сьогодні кафедра «Підйомно-транспортні машини і обладнання» Науково-навчального інституту механічної інженерії і транспорту Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» – це навчальний і науково-дослідницький центр, широко відомий в Україні та за її межами, що зберігаючи традиції, закладені корифеями кафедри, здійснює підготовку висококваліфікованих бакалаврів і магістрів для багатьох галузей промисловості за спеціальностями 133 «Галузеве машинобудування» (спеціалізація «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини та обладнання») і 131 «Прикладна механіка» (спеціалізація «Інженерія логістичних систем»). На кафедрі працює аспірантура з підготовки докторів філософії. Колектив кафедри впевнено дивиться в майбутнє та переконаний, що в подальші роки її славнозвісність зростатиме, а кількість випускників, які працюватимуть на благо України, докладаючи зусиль до її розквіту, збільшуватиметься!

*Коваленко В. О., кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри
підйомно-транспортних машин і обладнання*

Григорів О. В., доктор технічних наук, професор кафедри

Єніфанов В. В., кандидат технічних наук, професор, директор Науково-навчального інституту механічної інженерії і транспорту

Теоретична механіка

УДК 534.1:539.3

Ольшанський В.П., д-р. фіз.-мат. наук; Спольник О.І., д-р. фіз.-мат. наук;
Бурлака В.В. канд. техн. наук; Сліпченко М.В., канд. техн. наук

ПРО НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ ФІЗИЧНОГО МАЯТНИКА

Вступ і постановка задачі. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Часто з метою спрощення розрахунку кутових переміщень фізичного маятника обмежуються лише розглядом малих його коливань, тобто використовують точне рішення лінійної задачі в тригонометричних функціях [1, 2]. Однак такий спосіб спрощення неприйнятний в разі коливань маятника з великою амплітудою, коли точне рішення нелінійного диференціального рівняння руху виражається через періодичні еліптичні функції, які доводиться обчислювати за допомогою спеціальних таблиць [3] або на комп'ютері. У другому випадку фактично втрачається перевага аналітичного розв'язку над прямим чисельним інтегруванням диференціального рівняння. Щоб спростити практичне застосування аналітичного розв'язку, перш за все, слід спростити обчислення еліптичних функцій, що входять до нього, чому і присвячена дана робота.

Мета. Для досягнення поставленої мети використано метод зведення другого інтегралу рівняння руху до неповного еліптичному інтегралу першого роду, з подальшою апроксимацією інтегральної амплітуди комбінацією елементарних функцій, що дозволило спростити обчислення значень еліптичного синуса Якобі.

Викладення основного матеріалу. Вільні плоскі коливання фізичного маятника описуємо відомим диференціальним рівнянням [1, 2]:

$$J\ddot{\Theta} + Pl \sin \Theta = 0. \quad (1)$$

Тут J – момент інерції маятника вагою P відносно нерухомої точки підвісу; l – відстань від точки підвісу до центру мас маятника; $\Theta = \Theta(t)$ – кут відхилення маятника від вертикалі; точка позначає похідну за часом t .

Розглядаючи коливання, кут Θ обмежуємо нерівністю $|\Theta| < \pi$. В іншому випадку маємо обертання маятника щодо осі, що проходить через точку підвісу.

Рівняння (1) вирішуємо при двох варіантах початкових умов:

$$\text{а) } \Theta(0) = \Theta_0; \dot{\Theta}(0) = 0 \text{ чи б) } \Theta(0) = 0; \dot{\Theta}(0) = \dot{\Theta}_0. \quad (2)$$

В першому з них коливання викликані початковим відхиленням на кут Θ_0 , а в другому – початковою швидкістю $\dot{\Theta}_0$.

Щоб отримати перший інтеграл рівняння (1), перетворимо його до виду:

$$\dot{\Theta} \frac{d\dot{\Theta}}{d\Theta} = -\frac{Pl}{J} \sin \Theta, \quad (3)$$

Тоді інтегруванням (3) знаходимо з точністю до довільної сталої C :

$$\dot{\Theta} = \frac{d\Theta}{dt} = \pm \sqrt{\frac{2Pl}{J}} \sqrt{\cos \Theta + C}.$$

Розглянемо розв'язок диференціального рівняння (3) за різних варіантів початкових умов.

Для початкових умов а) в (2) $C = \cos \Theta_0$. Тому другий інтеграл рівняння руху має вигляд:

$$\int_{\Theta}^{\Theta_0} \frac{d\Theta}{\sqrt{\cos \Theta - \cos \Theta_0}} = \int_0^{\Theta_0} \frac{d\Theta}{\sqrt{\cos \Theta - \cos \Theta_0}} - \int_0^{\Theta} \frac{d\Theta}{\sqrt{\cos \Theta - \cos \Theta_0}} = \sqrt{\frac{2Pl}{J}} t. \quad (4)$$

Далі врахуємо, що в [4] або [5]:

$$\int_0^y \frac{dx}{\sqrt{\cos x - \alpha}} = \sqrt{2} F(\varphi, k), \quad (5)$$

причому: $\varphi = \arcsin \sqrt{\frac{1 - \cos y}{1 - \alpha}}$; $K = \sqrt{\frac{1 - \alpha}{2}}$; $|\alpha| < 1$; $F(\varphi, k)$ – неповний еліптичний інтеграл першого роду.

Вважаючи:

$$\alpha = \cos \Theta_0; K = \sin \frac{\Theta_0}{2}; \varphi = \arcsin \sqrt{\frac{1 - \cos \Theta}{1 - \cos \Theta_0}}, \quad (6)$$

Вираз (4), з урахуванням (5), перетворимо до форми:

$$F\left(\varphi, \sin \frac{\Theta_0}{2}\right) = F\left(\frac{\pi}{2}, \sin \frac{\Theta_0}{2}\right) - \sqrt{\frac{Pl}{J}} t = t_* \quad (7)$$

чи

$$F\left(\varphi, \sin \frac{\Theta_0}{2}\right) = t_* = K\left(\sin \frac{\Theta_0}{2}\right) - \sqrt{\frac{Pl}{J}} t,$$

оскільки $F\left(\frac{\pi}{2}, \sin \frac{\Theta_0}{2}\right)$ дорівнює повному еліптичному інтегралу першого роду $K\left(\sin \frac{\Theta_0}{2}\right)$.

Тоді, згідно (6), (7):

$$\Theta(t) = \arccos \left[1 - 2 \sin^2 \frac{\Theta_0}{2} \operatorname{sn}^2 \left(t_*, \sin \frac{\Theta_0}{2} \right) \right], \quad (8)$$

де $\operatorname{sn}\left(t_*, \sin \frac{\Theta_0}{2}\right)$ – еліптичний синус Якобі.

Формула (8) описує переміщення маятника в першій чверті циклу з періодом T , що далі легко поширити і на більші t .

Біля кінців зазначеного проміжку:

$$t \rightarrow 0, t_* \rightarrow K \left(\sin \frac{\Theta_0}{2} \right), \operatorname{sn} \left(t_*, \sin \frac{\Theta_0}{2} \right) \rightarrow 1, \Theta \rightarrow \Theta_0;$$

$$t \rightarrow T/4, t_* \rightarrow 0, \operatorname{sn} \left(t_*, \sin \frac{\Theta_0}{2} \right) \rightarrow 0, \Theta \rightarrow 0.$$

Для обчислення періоду коливань відповідно до (4), (5), маємо співвідношення:

$$\frac{T}{4} \sqrt{\frac{2Pl}{J}} = \int_0^{\Theta_0} \frac{d\Theta}{\sqrt{\cos \Theta - \cos \Theta_0}} = \sqrt{2} K \left(\sin \frac{\Theta_0}{2} \right),$$

з якого випливає, що:

$$T = 4 \sqrt{\frac{J}{Pl}} K \left(\sin \frac{\Theta_0}{2} \right).$$

Таку формулу для обчислення періоду коливань можна знайти в [6] та інших виданнях. При обчисленні T доводиться використовувати таблицю повного еліптичного інтеграла першого роду [7].

Якщо розглядати вільні коливання в рамках лінійної постановки задачі, тобто в (1) замінити $\sin \Theta$ на Θ , то кутові переміщення маятника будуть описуватись виразом:

$$\Theta(t) = \Theta_0 \cos \left(\sqrt{\frac{Pl}{J}} t \right), \quad (9)$$

причому період коливань складатиме:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{Pl}}.$$

Він не залежить від Θ_0 , тобто коливання ізохорні.

Для початкових умов б) в (2): $C = -1 + \frac{J\dot{\Theta}_0^2}{2Pl}$. Щоб виконувалось обмеження $|\Theta| < \pi$, початкова швидкість $\dot{\Theta}_0$ повинна задовольняти умові $0 < \dot{\Theta}^2 < \frac{4Pl}{J}$. Тоді другий інтеграл рівняння (1) можна представити виразом:

$$\int_0^{\Theta} \frac{d\Theta}{\sqrt{\cos \Theta + C}} = \sqrt{\frac{2Pl}{J}} t, \quad (10)$$

в якому $|C| < 1$.

Враховуючи (5), замість (10), знаходимо:

$$F(\varphi_*, K_*) = \tau = \sqrt{\frac{Pl}{J}} t.$$

$$\text{Тут } K_* = \sqrt{\frac{1+C}{2}} = \frac{\dot{\Theta}_0}{2} \sqrt{\frac{J}{Pl}}; \varphi_* = \arcsin \sqrt{\frac{1-\cos \Theta}{1+C}}.$$

Тому, для обчислення кутових переміщень маятника отримуємо формулу:

$$\Theta(t) = \arccos \left[1 - \frac{J\dot{\Theta}_0^2}{2Pl} \operatorname{sn}^2(\tau, K_*) \right]. \quad (11)$$

Вона також описує рух маятника на першій чверті циклу коливань.

В околиці кінців зазначеного проміжку:

$$t \rightarrow 0, \tau \rightarrow 0, \operatorname{sn}(\tau, K_*) \rightarrow 0, \Theta \rightarrow 0;$$

$$t \rightarrow T/4, \tau \rightarrow \frac{T}{4} \sqrt{\frac{Pl}{J}}, \operatorname{sn}(\tau, K_*) \rightarrow 1, \Theta \rightarrow \Theta_0 = \arccos \left(1 - \frac{J\dot{\Theta}_0^2}{2Pl} \right).$$

Період коливань залежить від $\dot{\Theta}_0$. Поклавши в (10) $\Theta = \Theta_0$, $t = T/4$, отримуємо формулу періоду:

$$T = 4 \sqrt{\frac{J}{Pl}} K \left(\frac{\dot{\Theta}_0}{2} \sqrt{\frac{J}{Pl}} \right).$$

В рамках лінійної постановки задачі, замість (11), має місце більш проста формула:

$$\Theta(t) = \arccos \left(1 - \frac{J\dot{\Theta}_0^2}{2Pl} \right) \cdot \sin \tau, \quad (12)$$

причому період коливань не залежить від $\dot{\Theta}_0$.

Узагальнимо отримані результати на випадок непружного удару, коли до маятника, що знаходиться в нерухомому вертикальному положенні, миттєво приєднується матеріальна точка масою m , що рухається горизонтально зі швидкістю v_0 . Якщо відстань по вертикалі від точки підвісу маятника до матеріальної точки дорівнює b , то рівняння руху системи після удару має вигляд:

$$(J + mb^2) \ddot{\Theta} + (Pl + mgb) \sin \Theta = 0$$

де g – прискорення вільного падіння.

Початковими умовами до нього будуть вирази б) в (2). При цьому зберігається момент кількості руху, тобто:

$$(J + mb^2) \dot{\Theta}_0 = mv_0 b$$

Тому:

$$\dot{\Theta}_0 = \frac{mv_0 b}{J + mb^2}. \quad (13)$$

У підсумку, для розрахунку руху можна використовувати формулу (11), але в ній слід замінити $\frac{J}{Pl}$ на $\frac{J + mb^2}{Pl + mgb}$, а визначення початкової швидкості $\dot{\Theta}_0$, провести за формулою (13).

Оскільки для обох варіантів початкових умов розрахунок руху маятника пов'язаний з обчисленням значень еліптичного синуса, спростимо цю операцію. З цією метою вводимо наближення [8]:

$$\operatorname{sn}\left(t_*, \sin \frac{\Theta_0}{2}\right) \approx \sin\left[\operatorname{am}\left(t_*, \sin \frac{\Theta_0}{2}\right)\right], \quad (14)$$

в якому:

$$\operatorname{am}\left(t_*, \sin \frac{\Theta_0}{2}\right) = \frac{\pi t_*}{2K} + \frac{2q}{1+q^2} \sin \frac{\pi t_*}{K} + \frac{q^2}{1+q^4} \sin \frac{2\pi t_*}{K},$$

$$q = \exp\left(-\frac{\pi K_*}{K}\right), \quad K = K\left(\sin \frac{\Theta_0}{2}\right), \quad K_* = K \sin\left[\left(90^\circ - \frac{\Theta_0}{2}\right)\right].$$

Значення K і K_* можна наближено визначити за табл. 1.

В областях β° , близьких до 90° , маємо швидке зростання еліптичного інтеграла, і застосування лінійної інтерполяції призводить до істотних похибок. Тому, при $\beta^\circ \geq 85^\circ$, замість табл. 1, краще використовувати асимптотичну формулу:

$$K(\sin \alpha) \approx 1,38629 - \ln \cos \beta. \quad (15)$$

Її похибка менш за 0,15 %.

Таблиця 1 – Значення $K = K(\sin \beta)$

β°	K	β°	K	β°	K
0	1,5708	35	1,7312	70	2,5046
5	1,5738	40	1,7868	75	2,7681
10	1,5828	45	1,8541	80	3,1534
15	1,5981	50	1,9356	83	3,5004
20	1,6200	55	2,0347	86	4,0528
25	1,6490	60	2,1565	88	4,7427
30	1,6858	65	2,3088	90	∞

Більш детальна таблиця $K(\sin \beta)$ є в [7].

Щоб проілюструвати можливість викладеної теорії, розглянемо приклади розрахунків.

Приклад 1. Обчислимо $\Theta(t)$ для заданих t , коли відхилення $\Theta_0 = 2,6180$ (150°). При таких амплітудах коливань по табл. 1 знаходимо, що $K = K(\sin 75^\circ) = 2,7681$, $K_* = K(\sin 15^\circ) = 1,5981$, $q = 1,6305$. Задаючи безрозмірний

параметр часу $\tau = \sqrt{\frac{Pl}{J}}t$, легко обчислити параметр $t_* = 2,7681 - \tau$, а потім

$\operatorname{sn}(t_*, \sin 75^\circ)$ за допомогою таблиць неповного еліптичного інтеграла першого роду [7], або по наближених формулах (14), (15). Остаточне обчислення $\Theta(t)$ зводиться до застосування розв'язку (8). Отримані результати записані в табл. 2.

Таблиця 2 – Розраховані різними способами $\Theta(t)$ при $\Theta_0 = 2,618$ (150°)

τ_*	am	Θ	Θ_{Π}	$\Theta_{\text{ч}}$	$\Theta_{\text{л}}$
2,7681	1,5708	2,6180	2,6180	2,6180	2,6180
2,1339	1,3940	2,5145	2,5121	2,5145	2,1089
1,2837	1,0500	1,9818	1,9867	1,9818	0,2259
0,7575	0,6968	1,3397	1,3375	1,3398	-1,1146
0,3559	0,3460	0,6734	0,6675	0,6734	-1,9519
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-2,4375

Тут Θ значення обчислені із застосуванням таблиць неповного еліптичного інтеграла першого роду; am та Θ_{Π} – с применением із застосуванням формул (14), (15); $\Theta_{\text{ч}}$ – чисельно, інтеграцією рівняння (1) на комп'ютері; $\Theta_{\text{л}}$ – за формулою (9).

Порівняльний аналіз показує, що похибки значень Θ_{Π} не перевищують одного відсотка, а лінійне наближення, тобто формула (9) по суті, не годиться для розрахунку.

Приклад 2. Покажемо, що в разі малих Θ_0 значення $\Theta_{\text{л}}$ близько до значення Θ_{Π} . З цією метою обчислимо кутові переміщення Θ_{Π} за формулами (8), (14), (15) і за формулою (9) при $\Theta_0 = 0,3491$ (20°). Для таких амплітуд коливань маємо: $K = K(\sin 10^\circ) = 1,5828$; $K_* = K(\sin 80^\circ) = 3,1534$; $q = 0,00191$. Отримані результати заносимо в табл. 3.

Тут застосування лінійної теорії істотно спрощує розрахунок коливань, не викликаючи великих похибок.

Таблиця 3 – Кутові переміщення маятника при $\Theta_0 = 0,3491$ (20°)

τ	τ_*	am	Θ_{Π}	$\Theta_{\text{л}}$
0,0000	1,5828	1,5768	0,3491	0,3491
0,1772	1,4056	1,3963	0,3437	0,3436
0,5309	1,0519	1,0472	0,3019	0,3010
0,8831	0,6997	0,6982	0,2237	0,2216
1,2335	0,3493	0,3491	0,1189	0,1155
1,5828	0,0000	0,0000	0,0000	-0,0042

Приклад 3. Обчислимо $\Theta(t)$ для заданих t , коли маятнику дана початкова швидкість $\dot{\Theta}_0$, при якій $J\dot{\Theta}_0^2/2Pl = 1,766$. В цьому випадку $\Theta_0 = 140^\circ$; $K = K(\sin 70^\circ) = 2,5046$; $K_* = K(\sin 20^\circ) = 1,6200$; $q = 0,13107$. Результати обчислення $\Theta(t)$ за формулою (11), з використанням таблиць неповного еліптичного інтеграла першого роду (значення Θ) та з використанням наближених формул (14), (15) (значення Θ_{Π}) записані в табл. 4.

Результати розрахунків за допомогою аналітичних розв'язків добре узгоджуються з результатами чисельного розв'язання задачі Коші на комп'ютері

(значення $\Theta_{\text{ч}}$), а похибки спрощеного способу менше, ніж в попередньому випадку, оскільки точність цього способу підвищується зі зменшенням Θ_0 . Розрахунок по лінійної теорії (формула (12)) призводить до великих відхилень $\Theta_{\text{л}}$ від Θ .

Таблиця 4 – Розрахункові різними способами $\Theta(t)$ при $J\dot{\Theta}_0^2 / 2Pl = 1,766$

τ	am	Θ	$\Theta_{\text{п}}$	$\Theta_{\text{ч}}$	$\Theta_{\text{л}}$
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,1753	0,1735	0,3278	0,3259	0,3278	0,4261
0,5459	0,5222	0,9782	0,9756	0,9782	1,2686
0,9876	0,8736	1,6071	1,6088	1,6071	2,0396
1,5959	1,2220	2,1645	2,1648	2,1645	2,4427
2,0119	1,3949	2,3642	2,3630	2,3643	2,2096
2,5046	1,5708	2,4434	2,4434	2,4435	1,4533

Приклад 4. Порівняємо значення $\Theta_{\text{п}}$ і $\Theta_{\text{л}}$ при малих значеннях початкової швидкості. Для проведення розрахунків застосовуємо $J\dot{\Theta}_0^2 / 2Pl = 0,134$. В цьому випадку $\Theta_0 = 30^\circ$; $K = K(\sin 15^\circ) = 1,5981$; $K_* = K(\sin 75^\circ) = 2,7681$; $q = 0,00433$. Обчислення $\Theta_{\text{п}}$ проводимо за формулами (11), (14), (15), а $\Theta_{\text{л}}$ – за формулою (12). Отримані результати записані в табл. 5. Там же зазначені Θ , обчислені за формулою (11) із застосуванням таблиць неповного еліптичного інтеграла першого роду [7].

Таблиця 5 – Значення $\Theta(t)$ при $J\dot{\Theta}_0^2 / 2Pl = 0,134$ ($\Theta_0 = 30^\circ$)

τ	am	Θ	$\Theta_{\text{п}}$	$\Theta_{\text{л}}$
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
0,1746	0,1745	0,0899	0,0899	0,0909
0,3495	0,3490	0,1773	0,1773	0,1793
0,7016	0,6981	0,3343	0,3343	0,3379
1,0577	1,0472	0,4522	0,4522	0,4562
1,4175	1,3963	0,5155	0,5155	0,5174
1,5981	1,5708	0,5236	0,5236	0,5234

Тут Θ і $\Theta_{\text{п}}$ збігаються, а відмінність $\Theta_{\text{л}}$ від $\Theta_{\text{п}}$ менше одного відсотка, тобто для розрахунку допустимо застосування лінійної теорії.

Висновки.

Викладений спрощений спосіб зручний для розрахунку коливань фізичного маятника з великими амплітудами. При амплітудах менших 150° його похибка менше одного відсотка. Він дає можливість наближено обчислити переміщення маятника, викликані початковими збуреннями, без застосування спеціальних таблиць періодичних еліптичних функцій.

Література: 1. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – Москва : Дрофа, 2006. – Т.2. – 719 с. 2. Горбач Н. И. Теоретическая механика. Динамика / Н. И. Горбач. Минск: Вышэйшая школа, 2010. – 320 с. 3. Библиотека

математических таблиц. Вып. 13. Таблицы эллиптических функций. – Москва : Изд-во ВЦ АН СССР, 1961. – 275 с. 4. Градштейн И. С. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений / И. С. Градштейн, И. М. Рыжик. – Москва : Наука, 1962. – 1100 с. 5. Прудников А. П. Интегралы и ряды. Элементарные функции / А. П. Прудников, А. П. Брычков, О. И. Маричев. – Москва : Наука, 1981.– 800 с. 6. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах. – М. : Машиностроение, 1979. – Т.2. Колебания нелинейных механических систем. – 351 с. 7. Янке Е. Специальные функции / Е. Янке, Ф. Эмде, Ф. Леш. – Москва : Наука, 1977. – 342 с. 8. Ольшанський В. П. Вільні коливання осцилятора з кубічною нелінійною силовою характеристикою / В. П. Ольшанський, С. В. Ольшанський // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ "ХПІ", 2018. – № 3 (1252). – С. 86-92.

Bibliography (transliterated): 1. *Loytsyanskiy L. G. Kurs teoreticheskoy mehaniki / L. G. Loytsyanskiy, A. I. Lure. – Moskva : Drofa, 2006. – T.2. – 719 s. 2. Gorbach N. I. Teoreticheskaya mehanika. Dinamika / N. I. Gorbach. Minsk: Vyisheyshaya shkola, 2010. – 320 s. 3. Biblioteka matematicheskikh tablits. Vyip. 13. Tablitsyi ellipticheskikh funktsiy. – Moskva : Izd-vo VTs AN SSSR, 1961. – 275 s. 4. Gradshteyn I. S. Tablitsyi integralov, summ, ryadov i proizvedeniy / I. S. Gradshteyn, I. M. Ryzhik. – Moskva : Nauka, 1962. – 1100 s. 5. Prudnikov A. P. Integraly i ryady. Elementarnyye funktsii / A. P. Prudnikov, A. P. Bryichkov, O. I. Marichev. – Moskva : Nauka, 1981.– 800 s. 6. Vibratsii v tehnikе: Spravochnik v 6-ti tomah. – M. : Mashinostroenie, 1979. – T.2. Kolebaniya nelineynykh mehanicheskikh sistem. – 351 s. 7. Yanke E. Spetsialnyie funktsii / E. Yanke, F. Emde, F. Lesh. – Moskva : Nauka, 1977. – 342 s. 8. Olshanskiy V. P. Vilni kolivannya ostsilyatora z kubichnoyu neliniynoyu silovoyu harakteristikoyu / V. P. Olshanskiy, S. V. Olshanskiy // Visnik Natsionalnogo tehnicnogo universitetu "HPI". Ser. : Matematichne modelyuvannya v tehniitsi ta tehnologiyah. – HharkIv : NTU "HPI", 2018. – № 3 (1252). – S. 86-92.*

Ольшанський В.П., Спольнік О.І., Бурлака В.В., Сліпченко М.В.

ПРО НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ ФІЗИЧНОГО МАЯТНИКА

Викладено спосіб спрощеного розрахунку вільних коливань з великими амплітудами фізичного маятника, заснований на наближеному обчисленні значень еліптичного синуса, через який виражено точний аналітичний розв'язок нелінійного диференціального рівняння руху. Наближений розрахунок переміщень зведений до замкнутих формул з обчисленням значень елементарних функцій.

Ольшанский В.П., Спольник О.И., Бурлака В.В., Слипченко М.В.

О НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА

Изложен способ упрощенного расчета свободных колебаний с большими амплитудами физического маятника, основанный на приближенном вычислении значений эллиптического синуса, через который выражено точное аналитическое решение нелинейного дифференциального уравнения движения. Приближенный расчет перемещений сведен к замкнутым формулам с вычислением значений элементарных функций.

V. Olshanskiy, O. Spolnik, V. Burlaka, M. Slipchenko

ABOUT NONLINEAR OSCILLATIONS OF A PHYSICAL PENDULUM

A method of simplified calculation of free oscillations with large amplitudes of a physical pendulum is presented, based on an approximate calculation of elliptical sine values, which is used to express the exact analytical solution of a nonlinear differential equation of motion. The approximate calculation of displacements is reduced to closed formulas with the calculation of the values of elementary functions.

Прикладна механіка

УДК 534.1:539.3

Ольшанський В.П., д-р фіз.-мат. наук, Ольшанський С.В., канд. фіз.-мат. наук

РІВНЯННЯ СИЛИ УДАРУ ПРУЖНИХ ТІЛ І ЙОГО РОЗВ'ЯЗОК

Постановка проблеми та огляд публікацій. Короткочасні ударні навантаження елементів конструкцій можуть спричинити їх руйнування або порушити працездатність. Тому розрахункам на міцність при ударі приділена належна увага в курсах опору матеріалів [1, 2]. Там, як правило, удар вважають миттєвим і розглядають лише динаміку післяударного процесу. Це властиво і більшості варіантів відомих теорій механічного удару [3, 4], в яких використовують поняття імпульсу сили, а не самої сили. Із теорій, що висвітлюють розгортку процесу удару в часі вкажемо на теорію Г. Герца надруковану в [5, 6] та теорію М. О. Кільчевського [7, 8]. В монографії [8] виведено універсальне інтегральне рівняння удару пружних тіл, обмежених поверхнями другого порядку та побудовано його наближений аналітичний розв'язок обчисленням суми повільно збіжного ряду методом Шенкса. Тут, на відміну від [8], застосовуємо для моделювання динамічної взаємодії пружних тіл диференціальне рівняння з побудовою його точного аналітичного розв'язку в Атеб-функціях [9, 10]. Наявність таблиць та компактних апроксимацій вказаних спеціальних функцій робить зручним практичне використання одержаного розв'язку.

Метою статті є виведення диференціального рівняння сили динамічного стискання пружних тіл, обмежених поверхнями другого порядку, побудова його аналітичного розв'язку та реалізація можливостей на конкретних прикладах.

Виведення нелінійного диференціального рівняння. Припустимо що пружні тіла в зоні їх взаємодії обмежені поверхнями другого порядку: $z_1 = a_{11}x^2 + a_{22}y^2$ і $z_2 = -(b_{11}x^2 + b_{22}y^2)$, причому: $A = a_{11} + b_{11} \geq B = a_{22} + b_{22}$. Тоді, у відповідності зі статичним розв'язком контактної задачі теорії пружності, стискання тіл x під дією сили P , описується залежністю [11]:

$$x = k P^{2/3}, \quad (1)$$

де:

$$k = \frac{3}{2} K(\varepsilon) \frac{Q_1 + Q_2}{\pi b_1}; \quad b_1 = \sqrt[3]{\frac{3E(\varepsilon)}{2(1-\varepsilon^2)} \frac{Q_1 + Q_2}{\pi(A+B)}};$$

$Q_1 = \frac{1-v_1^2}{E_1}$, $Q_2 = \frac{1-v_2^2}{E_2}$, $K(\varepsilon)$, $E(\varepsilon)$ – повні еліптичні інтеграли першого та другого роду відповідно; E_1, E_2, v_1, v_2 – модулі пружності та коефіцієнти Пуассона матеріалів тіл.

Параметр ε (ексцентриситет еліптичної площадки контакту) є коренем трансцендентного рівняння:

© В.П. Ольшанський, 2019

$$\left(\frac{1}{\varepsilon^2} - 1\right) \left[\frac{K(\varepsilon)}{E(\varepsilon)} - 1 \right] = \frac{B}{A+B}.$$

Взявши послідовно дві похідних за часом t з виразу (1), одержуємо:

$$\dot{x} = \frac{2}{3}k P^{-1/3}, \quad \ddot{x} = \frac{2}{3}k \left(\ddot{P}P^{-1/3} - \frac{1}{3}P^{-4/3}\dot{P}^2 \right).$$

Використовуючи їх, рівнянню відносного руху тіл при ударі:

$$M \ddot{x} = -P$$

надаємо форму:

$$\ddot{P} - \frac{1}{3}\dot{P}^2 P^{-1} + \frac{3}{2Mk} P^{4/3} = 0. \quad (2)$$

Тут $M = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$, m_1, m_2 – маси тіл, задіяних в ударі.

Рівняння (2) відноситься до нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, куди не входить явно незалежна змінна t , що дає можливість одержати його аналітичний розв'язок.

Побудова розв'язку рівняння динамічного стискання. Враховуючи що $\ddot{P} = \dot{P} \frac{d\dot{P}}{dP}$, понижуємо порядок рівняння (2), тобто зводимо до:

$$\frac{d\dot{P}}{dP} - \frac{1}{3} \frac{\dot{P}}{P} + \frac{3}{2Mk} \frac{P^{4/3}}{\dot{P}} = 0. \quad (3)$$

Далі подаємо \dot{P} добутком двох невідомих функцій: $\dot{P} = F \cdot G$, де $F = F(P)$, $G = G(P)$.

Оскільки:

$$\frac{d\dot{P}}{dP} = \frac{dF}{dP} \cdot G + F \frac{dG}{dP},$$

то, замість (3), одержуємо систему рівнянь:

$$\frac{dF}{dP} = \frac{1}{3} \frac{F}{P}; \quad \frac{dG}{dP} = -\frac{3}{2Mk} \frac{P^{4/3}}{F^2 G}.$$

Перше з них має розв'язок:

$$F(P) = P^{1/3}. \quad (4)$$

Інтегрування другого, з урахуванням (4), дає:

$$G^2(P) = C - \frac{9}{5Mk} P^{5/3},$$

де C – довільна стала.

Таким чином,

$$\dot{P} = \sqrt{P^{2/3} \left(C - \frac{9}{5Mk} P^{5/3} \right)}. \quad (5)$$

Позначимо символом P_c максимум сили взаємодії, яка досягається в кінці процесу стискання, коли $\dot{P} = 0$. Тому $C = \frac{9}{5Mk} P_c^{5/3}$ і розв'язок (5) набуває вигляд:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{3}{\sqrt{5Mk}} \sqrt{P^{2/3} (P_c^{5/3} - P^{5/3})}.$$

Подальшим його інтегруванням одержуємо:

$$\int_0^P \frac{dP}{\sqrt{P^{2/3} (P_c^{5/3} - P^{5/3})}} = \frac{3}{\sqrt{5Mk}} t.$$

Перейдемо до нової змінної інтегрування: $P = P_c \cdot u$. Тоді:

$$\int_0^{P/P_c} \frac{du}{\sqrt{u^{2/3} (1 - u^{5/3})}} = 3 \sqrt{\frac{P_c^{1/3}}{5Mk}} t. \quad (6)$$

Черговою заміною: $u^{2/3} = \xi$, $du = \frac{3}{2} \sqrt{\xi} d\xi$, замість (6), отримуємо:

$$\int_0^{(P/P_c)^{2/3}} \frac{d\xi}{\sqrt{1 - \xi^{5/2}}} = \lambda t, \quad (7)$$

де:

$$\lambda = \sqrt{\frac{4}{5} \frac{P_c^{1/3}}{Mk}}. \quad (8)$$

Верхня межа інтегрування в (7) є Атеб-синусом [10-12]. Тому:

$$(P/P_c)^{2/3} = \text{Sa} \left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4} \lambda t \right)$$

або

$$P = P_c \cdot \left[\mathbf{Sa} \left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4} \lambda t \right) \right]^{3/2}. \quad (9)$$

Це розв'язок рівняння (2) з точністю до невідомого множника P_c . Згідно з (9), зусилля P досягає максимуму, коли:

$$\mathbf{Sa} \left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4} \lambda t \right) = 1 \Rightarrow \lambda t = I = \int_0^1 \frac{d\xi}{\sqrt{1 - \xi^{5/2}}}.$$

Останній інтеграл виражається через гама-функції по формулі:

$$I = \frac{2\sqrt{\pi} \Gamma(0,4)}{5 \Gamma(0,9)} \approx 1,4716.$$

Тому тривалість процесу стискання тіл становить:

$$t_c = \frac{I}{\lambda} \approx \frac{1,4716}{\lambda} = 1,4716 \sqrt{\frac{5Mk}{4P_c^{1/3}}}. \quad (10)$$

Щоб знайти невідоме P_c , скористаємося теоремою про зміну кількості руху, за якою, при початковій швидкості стискання ν_0 , виконується рівність:

$$M\nu_0 = \int_0^{t_c} P(t) dt = P_c \int_0^{t_c} \left[\mathbf{Sa} \left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4} \lambda t \right) \right]^{3/2} dt.$$

Перейдемо до нової змінної інтегрування $\lambda t = \eta$. Тоді:

$$M\nu_0 = \frac{P_c}{\lambda} \int_0^I \left[\mathbf{Sa} \left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4} \eta \right) \right]^{3/2} d\eta = \frac{P_c}{\lambda} \cdot \frac{4}{5}.$$

Отже:

$$P_c = \frac{5}{4} \lambda M \nu_0 \quad \text{або} \quad P_c = \nu_0 \sqrt{\frac{5M}{4k}} P_c^{1/3}. \quad (11)$$

Розв'язавши це рівняння відносно P_c , отримуємо:

$$P_c = \left(\frac{5M}{4k} \nu_0^2 \right)^{3/5} \quad (12)$$

Таким чином, формули (8), (9), (10) і (12) повністю визначають силу динамічного стискання тіл, яке починається зі швидкістю v_0 , тобто вони дають можливість обчислити P_c, λ, t_c і $P(t)$ для різних $t \in (0; t_c)$. При цьому можна також розрахувати й інші характеристики процесу. Наприклад, зближення центрів мас тіл на вказаному вище проміжку часу подається формулою:

$$x(t) = k P_c^{2/3} \mathbf{Sa}\left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4} \lambda t\right),$$

що теж потребує значень Ateb-функції. Максимум стискання припадає на $t = t_c$ і становить:

$$x_c = x(t_c) = k P_c^{2/3}. \quad (13)$$

Згідно з (11), (12) і (13):

$$\lambda = \frac{P_c v_0}{\frac{5}{4} M v_0^2}, \quad \frac{5}{4} M v_0^2 = k P_c^{2/3} \Rightarrow \lambda = \frac{v_0}{k P_c^{2/3}} = \frac{v_0}{x_c}.$$

Тому одержаним вище розв'язкам можна надати вигляд:

$$\frac{x(t)}{x_c} = \mathbf{Sa}\left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4} \frac{v_0 t}{x_c}\right), \quad \frac{P(t)}{P_c} = \left[\mathbf{Sa}\left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4} \frac{v_0 t}{x_c}\right) \right]^{3/2},$$

що цілком узгоджується з результатами, одержаними раніше іншим шляхом в роботі [12].

Після стискання розпочинається процес динамічного розстискання тіл. Він відбувається на проміжку $t \in (t_c; t_y)$. Графіки $P(t)$ і $x(t)$ симетричні відносно вертикалі $t = t_c$. Для розрахунку динамічного розстискання можна використати вище побудовані розв'язки, але в них треба замінити

$$\mathbf{Sa}\left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4} \lambda t\right) \text{ на } \mathbf{Sa}\left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4} (2I - \lambda t)\right).$$

Динамічна взаємодія тіл закінчується при:

$$t = t_y = \frac{2I}{\lambda} = \frac{2I x_c}{v_0}.$$

Щоб спростити використання аналітичних розв'язків, далі наводимо таблицю Ateb-сінуса. Його значення з досить високою точністю можна знайти лінійною інтерполяцією табличних даних.

Таблиця 1 – Значення Атеб-синуса, где $\mathbf{Sa}\left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4}\eta\right)$

10η	$10\mathbf{Sa}\left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4}\eta\right)$	10η	$10\mathbf{Sa}\left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4}\eta\right)$	10η	$10\mathbf{Sa}\left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4}\eta\right)$
0,0	0,000	5,0	4,875	10,0	8,657
0,2	0,200	5,2	5,057	10,2	8,765
0,4	0,400	5,4	5,237	10,4	8,869
0,6	0,600	5,6	5,415	10,6	8,968
0,8	0,800	5,8	5,591	10,8	9,064
1,0	1,000	6,0	5,765	11,0	9,155
1,2	1,199	6,2	5,937	11,2	9,242
1,4	1,399	6,4	6,106	11,4	9,324
1,6	1,598	6,6	6,274	11,6	9,402
1,8	1,796	6,8	6,438	11,8	9,475
2,0	1,995	7,0	6,600	12,0	9,544
2,2	2,193	7,2	6,760	12,2	9,608
2,4	2,390	7,4	6,916	12,4	9,667
2,6	2,587	7,6	7,070	12,6	9,722
2,8	2,783	7,8	7,221	12,8	9,772
3,0	2,979	8,0	7,369	13,0	9,817
3,2	3,174	8,2	7,513	13,2	9,857
3,4	3,367	8,4	7,654	13,4	9,892
3,6	3,560	8,6	7,792	13,6	9,922
3,8	3,752	8,8	7,927	13,8	9,948
4,0	3,943	9,0	8,058	14,0	9,968
4,2	4,132	9,2	8,185	14,2	9,983
4,4	4,320	9,4	8,309	14,4	9,994
4,6	4,507	9,6	8,429	14,6	9,999
4,8	4,692	9,8	8,545	$10 \cdot I$	10,000

Крім таблиці, для обчислень можна також використовувати апроксимацію:

$$\mathbf{Sa}\left(\frac{3}{2}, 1, \frac{5}{4}\eta\right) \approx \begin{cases} \eta \\ 0,1995 + 1,0243(\eta - 0,2) - 0,2144(\eta - 0,2)^2 \\ 1 - (4/3)\sin^2[0,6846 \cdot (I - \eta)] \end{cases} \quad \text{при}$$

$$0 \leq \eta < 0,2$$

$$0,2 \leq \eta \leq 0,8$$

$$0,8 < \eta \leq I,$$

відносна похибка якої менша одного відсотка.

Числові результати та їх порівняльний аналіз. З метою перевірки вірогідності побудованих розв'язків проведемо розрахунок удару гумової кулі радіуса $R = 0,015$ м по абсолютно жорсткому нерухомому півпростору, обмеженому плоскою поверхнею. Для проведення розрахунків приймаємо: $M = 21,206 \cdot 10^{-3}$ кг; $E_1 = 4 \cdot 10^6$ Па; $\nu_1 = 0,5$; $\nu_0 = 6$ м/с. Цим вихідним даним відповідає: $a_{11} = a_{22} = 33,3333$ м⁻¹; $b_{11} = b_{22} = 0$; $A = B = 33,3333$ м⁻¹; $Q_2 = 0$; $Q_1 = 1,875 \cdot 10^{-7}$ Па; $\varepsilon = 0$; $K(\varepsilon) = E(\varepsilon) = \pi/2$;

$b_1 = 1,2825 \cdot 10^{-3} \text{ (Па}\cdot\text{м)}^{-1/3}$; $k = 1,0965 \cdot 10^{-4} \text{ м}\cdot\text{Н}^{-2/3}$. Далі за формулами (12) і (13) одержуємо: $P_c = 231,1 \text{ Па}$; $x_c = 4,129 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Розраховані по формулі (9) відношення P/P_c при різних $\eta = v_0 t / x_c$ записано в табл. 2 (чисельники).

Таблиця 2 – Обчислені двома способами відношення P/P_c

η	$10P/P_c$	η	$10P/P_c$	η	$10P/P_c$
0,1	$\frac{0,316}{0,317}$	0,7	$\frac{5,362}{5,363}$	1,2	$\frac{9,324}{9,324}$
0,3	$\frac{1,626}{1,626}$	0,9	$\frac{7,233}{7,233}$	1,3	$\frac{9,727}{9,726}$
0,5	$\frac{3,404}{3,404}$	1,1	$\frac{8,760}{8,760}$	1,4	$\frac{9,952}{9,952}$

У знаменниках в табл. 2 записано відношення, одержані числовим інтегруванням рівняння (2) на комп'ютері. Спостерігається гарна узгодженість результатів обчислень, що підтверджує вірогідність аналітичного розв'язку.

Використовуючи точний розв'язок задачі з'ясуємо похибки наближеного її розв'язку, побудованого в [8]. Там залежність сили взаємодії від часу подається виразом:

$$P = \left(\frac{M v_0^2}{k} \right)^{3/5} f(\tau),$$

де

$$f(\tau) = \frac{10\tau^{3/2}}{13,793 + 0,73\tau^{5/2}} \cdot \frac{0,276 - 0,015\tau^{5/2}}{0,2 + 0,013\tau^{5/2}};$$

$$\tau = \frac{v_0^{1/5}}{M^{2/5} k^{3/5}} t = \left(\frac{5}{4} \right)^{0,4} \eta.$$

Згідно з цим розв'язком:

$$P/P_c = (0,8)^{0,6} f(\tau). \tag{14}$$

Результатом обчислень P/P_c по формулі (14) наведено в табл. 3.

Порівняльний аналіз даних в табл. 2 і табл. 3 показує, що наближена формула (14) не дає великих похибок, які дещо зростають зі збільшенням η .

Таблиця 3 – Наближені значення P/P_c

η	$10P/P_c$	η	$10P/P_c$	η	$10P/P_c$
0,1	0,316	0,7	5,367	1,2	9,425
0,3	1,627	0,9	7,252	1,3	9,884
0,5	3,406	1,1	8,821	1,4	10,186

Висновки. Нелінійне диференціальне рівняння сили ударної взаємодії пружних тіл, обмежених поверхнями другого порядку, має замкнутий аналітичний розв'язок, що виражається степенями Ateb-сінуса. Використання таблиці цієї спеціальної функції суттєво спрощує розрахунки. Результати розрахунків знаходяться у гарній відповідності з тими значеннями сили удару, які дають інші методи, що підтверджує вірогідність побудованих аналітичних розв'язків.

Література: 1. Писаренко Г. С. Опір матеріалів / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський. – Київ : Вища школа, 2004. – 655 с. 2. Гурняк Л. І. Опір матеріалів / Л. І. Гурняк, Ю. В. Гуцуляк, Т. Б. Юзків. – Львів : Новий світ, 2005. – 364 с. 3. Ольшанський В. П. Колебания стержней и пластин при механическом ударе / В. П. Ольшанский, Л. Н. Тищенко, С. В. Ольшанский. – Харьков : Миськдрук, 2012. – 320 с. 4. Ольшанський В. П. Сравнение приборов консольной балки при ударе, вычисленных по теориям Кокса и Сен-Венана / В. П. Ольшанський, С. В. Ольшанський // Вібрації в техніці та технологіях : Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Вінниця, 2012. – № 4 (68). – С. 94-97. 5. Гольдсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел / В. Гольдсмит. – М. : Стройиздат, 1965. – 447 с. 6. Пановко Я. Г. Введение в теорию механического удара / Я. Г. Пановко. – Москва : Наука, 1977. – 223 с. 7. Кильчевский Н. А. Теория соударений твердых тел / Н. А. Кильчевский. – Киев : Наукова думка, 1969. – 247 с. 8. Кильчевский Н. А. Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар / Н. А. Кильчевский. – Киев : Наукова думка, 1976. – 319 с. 9. Грицик В. В. Математичні моделі алгоритмів і реалізація Ateb-функцій / В. В. Грицик, М. А. Назаркевич // Доповіді Національної академії наук України. – Київ, 2007. – № 12. – С. 37-42. 10. Пукач П. Я. Якісні методи дослідження нелінійних коливальних систем / П. Я. Пукач. – Львів : Львівська політехніка, 2014. – 288 с. 11. Штаерман И. Я. Контактная задача теории упругости / И. Я. Штаерман. – М.-Л. : Гостехиздат, 1949. – 272 с. 12. Ольшанський В. П. Ateb-сінус у розв'язку задачі Герца про удар / В. П. Ольшанський, С. В. Ольшанський // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 3 (1279). – С. 98-103. – Серія : Математичне моделювання в техніці та технологіях.

Bibliography (transliterated): 1. Pisarenko G. S. Materials Resistance / G. S. Pisarenko, A. L. Kvitka, E. S. Umansky. – Kyiv : Higher school, 2004. – 655 p. 2. Gurniak L. I. Resistance of materials / L. I. Gurnyak, Yu. V. Gutsulyak, T. B. Yuzkiv. – Lviv : New World, 2005. – 364 s. 3. Olshanskiy V. P. Oscillations of rods and plates during a mechanical shock / V. P. Olshanskiy, S. V. Olshanskiy, L. M. Tishchenko. – Kharkov : Miskdruk, 2012. – 320 s. 4. Olshanskiy V. P. Comparison of cantilever beam devices at impact, calculated according to the theories of Cox and Saint-Venant / V. P. Olshanskiy, S. V. Olshanskiy // Vibrations in technology and technologies : All-Ukrainian scientific and technical journal. – Vinnytsya, 2012. – № 4 (68). – Pp. 94-97. 5. Goldsmith W. Impact. Theory and physical properties of the colliding bodies / V. Goldsmith. – M. : Stroyizdat, 1965. – 447 s. 6. Panovko Y. G. Introduction to the theory of mechanical shock / Y. G. Panovko. – Moscow : Nauka, 1977. – 223 s. 7. Kilchevsky N. A. Theory of solid collisions / N. A. Kilchevsky. – Kiev : Naukova Dumka, 1969. – 247 s. 8. Kilchevsky N. A. Dynamic contact compression of solids. Blow / N. A. Kilchevsky. – Kiev : Naukova Dumka, 1976. – 319 s. 9. Gricik V. V. Matematichni modeli algoritmiv i realizacija Ateb-funkcij / V. V. Gricik, M. A. Nazarkevich // Dopovidi Nacional'noi akademii nauk Ukraini. – Kiiv, 2007. – № 12. – S. 37-42. 10. Pukach P. Ya. Qualitative methods for the investigation of nonlinear oscillation systems / P. Ya. Pukach. – Lviv : Lviv Polytechnic, 2014 – 288 s. 11. Shtaerman I. Ya. Contact problem of the theory of elasticity / I. Ya. Shtaerman. – M.-L. : Gostekhizdat,

1949. – 272 s. 12. Olshanskiy V. P. Ateb-sine in solving the Hertz problem / V. P. Olshanskiy, S. V. Olshanskiy // *Bulletin of NTU «KhPI»*. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2018. – № 3 (1279). – Pp. 98-103. – Series : *Mathematical modeling in engineering and technologies*.

Ольшанський В.П., Ольшанський С.В.

РІВНЯННЯ СИЛИ УДАРУ ПРУЖНИХ ТІЛ І ЙОГО РОЗВ'ЯЗОК

З використанням припущень, які зробив Г. Герц, створюючи власну теорію квазістатичного удару, складено нелінійне диференціальне рівняння зміни у часі сили динамічної взаємодії пружних тіл, обмежених в області їх контакту поверхнями другого порядку. Побудовано його аналітичний розв'язок у вигляді степеня Атеб-сінуса. Цей розв'язок дає розгортку процесу взаємодії тіл у часі, а також вирази максимуму сили і тривалості динамічного контакту. Встановлено узгодженість одержаного розв'язку з відомими результатами. Для спрощення його використання в розрахунках складена спеціальна таблиця Атеб-сінуса та запропонована апроксимація його елементарними функціями. Наведено приклади розрахунків і проведено порівняльний аналіз одержаних результатів.

Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.

УРАВНЕНИЕ СИЛЫ УДАРА УПРУГИХ ТЕЛ И ЕГО РЕШЕНИЕ

С использованием допущений, которые ввел Г. Герц, создавая собственную теорию квазистатического удара, составлено нелинейное дифференциальное уравнение изменения во времени силы динамического взаимодействия упругих тел, ограниченных в области их контакта поверхностями второго порядка. Построено его аналитическое решение в виде степени Атеб-сінуса. Это решение дает развертку процесса взаимодействия тел во времени, а также выражения максимума силы и продолжительности динамического контакта. Установлено согласованность полученного решения с известными результатами. Для упрощения его использования в расчетах составлена специальная таблица Атеб-сінуса и предложена аппроксимация его элементарными функциями. Приведены примеры расчетов и проведен сравнительный анализ полученных результатов.

V. Olshanskiy, S.Olshanskiy

EQUATION OF FORCE OF ELASTIC BODY IMPACT AND ITS SOLUTION

Using the assumptions introduced by H. Hertz, creating his own theory of quasi-static impact, a nonlinear differential equation has been compiled of the change in time of the dynamic interaction force of elastic bodies bounded in the region of their contact by second-order surfaces. Its analytical solution is constructed in the form of the degree of Ateb-sine. This solution provides a scan of the process of interaction of bodies in time, as well as the expression of the maximum force and duration of the dynamic contact. The consistency of the obtained solution with known results was established. To simplify its use in the calculations, a special Ateb-sine table was compiled and its approximation by elementary functions was proposed. Examples of calculations are given and a comparative analysis of the obtained results is carried out.

Динаміка та міцність машин

УДК 539.3

Ткачук М.А., д-р техн. наук; Бондаренко М.О., канд. техн. наук; Шейченко Р.І., Грабовський А.В., канд. техн. наук; Ткачук М.М., канд. техн. наук; Гусев Ю.Б., канд. техн. наук; Набоков А.В.

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ У ХОДІ ПРОЕКТНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ІННОВАЦІЙНИХ ТОНКОСТІННИХ КОНСТРУКЦІЙ

Вступ. У різних галузях промисловості натеper розширюється використання інноваційних виробів, які характеризуються істотно більш високим рівнем технічних і економічних характеристик. Зокрема, значну частину серед них займають тонкостінні машинобудівні конструкції (цистерни, вагони-платформи, крани, перевантажувачі, автомобілі, судна, літаки тощо). Інноваційні конструкції мають низку специфічних вимог за режимами експлуатації, особливі вимоги до міцності та довговічності роботи.

Спонукальними мотивами для розробки інноваційних виробів у багатьох галузях промисловості є вичерпання можливостей екстенсивного зростання, тобто за рахунок розширення кількості виробів із традиційними технічними рішеннями; вичерпання можливостей удосконалення конструкцій на основі роздільного досягнення необхідних рівнів різних компонент технічних характеристик без ув'язки з іншими компонентами; збільшення кількості аварій традиційних виробів у зв'язку з інтенсифікацією експлуатаційних режимів; наявність природних обмежень на деякі характеристики, що ускладнює підвищення навантажувальної здатності виробу; економічні міркування, які в умовах профіциту тих чи інших виробів вимагають не збільшення кількості виробів, що випускаються, а підвищення їхніх функціональних властивостей, тобто створення нових конструкцій на базі удосконалених технічних рішень. Це формує протиріччя між можливостями науки та потребами практики у відповідних моделях та методах, які дають можливість обґрунтувати раціональні технічні рішення сучасних інноваційних машинобудівних конструкцій за критеріями міцності, довговічності та техніко-економічними критеріями.

Аналіз стану питання та постановка задачі. Аналіз літературних джерел, нормативних документів і даних практичної експлуатації тонкостінних машинобудівних конструкцій (ТСМБК) дає основу для наступних висновків.

1. Інтенсивні, різко збільшені рівні експлуатаційних навантажень, диктують жорсткіші вимоги до інноваційних виробів порівняно із чинними нормативними вимогами.

2. При проектуванні нових інноваційних ТСМБК множина критеріїв і обмежень, що задіяні у процесі обґрунтування їхніх технічних рішень, різко зростає порівняно з традиційними конструкціями. Відповідно, існуючі методики розрахунку проектних параметрів, які раніше успішно застосовувалися упродовж десятиліть, стають неефективними. Вони призводять або до неконкурентних варіантів виробів, або – до незадовільних за сучасними вимогами.

3. Обмеження і вимоги, які закладені у норми, що діють для багатьох типів виробів, і стандарти, є обов'язковими для виконання незалежно від їх адекватності.

На теперішній час проектується і виготовляється велика кількість інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій, що перебувають в умовах експлуатації, які сильно змінюються залежно від різних чинників. При цьому важливо, що різні фактори впливають на інтенсивність навантажень, на навантажувальну здатність і довговічність різним чином. Так, при дії зусиль від вітрового навантаження виходить стохастичний розподіл аеродинамічних зусиль. Такий же характер носить і розподіл навантажень, що виникають при русі транспортних засобів автомобільними дорогами та залізничними коліями, хоча їх характеристики і природа виникнення відмінні від вище згаданих. Ті ж аргументи можна віднести і до таких навантажень як технологічні, контактні, сейсмічні тощо.

© М.А. Ткачук, 2019

Існуюча практика розрахунку машинобудівних конструкцій у цьому випадку полягає у визначенні декількох типів характерних навантажень: екстремальних, номінальних, таких, що змінюються в певному діапазоні за деяким законом розподілу тощо. Далі розрахунок проводиться за кожним типом режимів навантаження зі встановленням того чи іншого критерію і обмеження (за міцністю, жорсткістю, масою тощо).

Основним недоліком перерахованих підходів є прив'язка до того чи іншого набору конкретних значень параметрів. Відволікаючись від ступеня обґрунтованості методики, що застосовується для розрахунку фізико-механічних процесів і станів, саме чинник неваріативності параметрів слід прийняти найбільш значною перешкодою для процедури синтезу раціональних параметрів тонкостінних машинобудівних конструкцій, що проектуються. Це пояснюється тим, що варіювання одних і тих же параметрів по-різному позначається на зміні їхніх оптимальних значень за різними критеріями і обмеженнями (залежно від типу розрахунку, режиму, процесу тощо). Враховуючи на додаток також і ті обставини, що результуючі поверхні відгуку в загальному випадку описуються нелінійними функціями параметрів, отримуємо у підсумку дуже складну багаторівневу задачу синтезу. У свою чергу це різко знижує ефективність розв'язання задач обґрунтування раціональних параметрів тонкостінних машинобудівних конструкцій. Цей недолік ще більше посилюється тими обставинами, що самі критерії, обмеження, структура досліджуваної конструкції є змінними вже у ході виконання проектних розробок. У результаті отримані розв'язки задач синтезу втрачають своє значення з практичної точки зору, а, значить, безрезультатно витрачаються обчислювальні, фінансові та часові ресурси.

Також що стосується задач синтезу, то вбудовані у САЕ модулі мають у розпорядженні можливості оперування тільки із параметрами та характеристиками, які фігурують та моделюються саме у них. Спроба залучити до множини критеріїв чи обмежень чинники зовнішнього походження стикається із перепонами. Проте ці чинники (економічні, технологічні, виробничі, екологічні тощо) набувають усе більшого значення. Відтак їх урахування стає не просто бажаним, а обов'язковим, особливо для інноваційних машинобудівних конструкцій. У роботі ставиться за мету розробка підходу, що базується на вказаних принципах, націлений на розв'язання прикладних задач обґрунтування параметрів для інноваційних тонкостінних конструкцій.

Підходи до обґрунтування технічних рішень і параметрів інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій. Для усунення зазначеного протиріччя пропонується кілька шляхів. Найпростіший, але витратний, полягає в попередньому дослідженні якомога більшої кількості можливих варіантів проектних рішень і конструктивних параметрів. Ця задача в силу лавиноподібного зростання масиву інформації часто не під силу навіть за наявності великих обчислювальних ресурсів. Виправданим такий шлях [1–4] є або на перших етапах проектування для вибору концептуальних рішень, або для конструкцій із мінімальною кількістю варійованих параметрів.

Другий із можливих шляхів передбачає застосування для розв'язання поставленої задачі відомих або нових і удосконалених методів оптимізації [5–7]. Алгоритми оптимізації, що їх реалізують, на теперішній час вбудовуються у сучасні пакети скінченно-елементного аналізу [<http://www.mssoftware.com>, <http://www.ansys.com>] і для деяких типів конструкцій дають задовільні результати. Однак, як зазначалося вище, при багаторазовій зміні критеріальних функцій одержані результати можуть різко змінюватися, наприклад, стрибкоподібно при безперервному варіюванні тих чи інших параметрів. Це може бути викликано як видом цільової функції, так і обмежень, а також особливостями реалізованого фізико-механічного процесу або стану. Крім того, додатковою проблемою в цьому випадку є імплементація критеріальних функцій, які відрізняються від традиційно присутніх в інженерних розрахунках (наприклад, економічних, технологічних і тому подібне).

До інноваційних конструкцій пред'являються не лише підвищені вимоги за характеристиками міцності, жорсткості і динамічними характеристиками, але і сама множина таких вимог надзвичайно зростає. У цьому сенсі різко розширюється і множина задач аналізу (причому різнотипних, а також у багатьох випадках зв'язаних між собою), і множина критеріїв, обмежень при розв'язанні задач синтезу. Більш того, у таких умовах побудова традиційних оптимізаційних процедур не результативна. Більш доречні різні компромісні підходи із урахуванням варійованості та мінливості початкових даних, результуючих процесів, станів і характеристик. Це накладає відбиток і на самі ранні етапи проектування: вже початково необхідно закладати такі технічні рішення, які створять стартові переваги з точки зору інноваційності, а також потенційні можливості виконання усіх висунутих обмежень за рахунок відповідного параметричного синтезу. Іншими словами, на етапі проекту спочатку вирішується проблема принципового технічного рішення, тобто обґрунтування структури, а потім – поліпшення характеристик за рахунок зміни параметрів.

Виходячи із цих міркувань, дуже важливим є обґрунтування первинних технічних рішень виробу. Це особливо справедливо для інноваційних конструкцій. Більш того, на відміну від традиційних підходів, орієнтованих на досвід попередніх рішень, у цьому випадку результативним є якраз відступ від них, альтернативи, тобто по-справжньому інноваційні технічні рішення. У багатьох випадках для пошуку рішення можуть бути застосовані евристичні підходи, проте, з урахуванням позитивного накопиченого досвіду аналогів і попередніх рішень, у тому числі – конкретних варіантів.

На сьогодні склалася теоретична база розв'язування задач подібного типу. Так, на відміну від класичних робіт із оптимізації [5, 8, 9], пропонується орієнтуватися на метод узагальненого параметричного моделювання [10]. При його застосуванні як варійовані можуть виступати і традиційні числові параметри, структури і розподіли. Відповідно, цей метод адаптується і до нечіткої множини варійованих параметрів, критеріїв і обмежень. Крім того, він пристосований до розвитку для різноманітних конструкцій. Це було здійснено, зокрема, у роботах [10–13] для тонкостінних конструкцій. У цих роботах продемонстровано, що при варіюванні товщини окремих елементів чутливість до зміни характеристик, зокрема, рівня напружень, можна лінеаризувати. У той же час, запропоновані в цих роботах підходи були в основному поширені на задачі аналізу, а не на задачі синтезу. Такі лінеаризовані залежності справедливі тільки для певного діапазону варіювання товщини, тоді як логіка проектних досліджень вимагає ширших діапазонів. У зв'язку з цим пропонується залучати до розв'язання задачі поверхні відгуку.

Таким чином, ставиться мета розширити запропоновані підходи до задачі обґрунтування проектно-технологічних параметрів ТСМБК. Зокрема, ілюстрація здійснюється на прикладі вантажних вагонів.

Застосування запропонованого підходу до розв'язання прикладних задач.
Обґрунтування раціональних параметрів рами вагона-цистерни для перевезення технічної сірки. У руслі описаного загального підходу процес забезпечення раціональних технічних рішень необхідно провести у два етапи. На першому етапі, спираючись на досвід експертів, здійснюється обґрунтування структури, а на другому – конструктивних параметрів. Як початковий варіант інноваційного проектного виробу обрано вагон-цистерну для перевезення сірки розплавленої.

Цей вагон-цистерна у традиційному варіанті [<http://uralvagonzavod.ru>] має задовільні технічні характеристики. Проте при створенні інноваційних конструкцій було звернено увагу, що у сучасному вагонобудуванні склалася тенденція збільшення навантажувальної здатності, зокрема підвищення навантаження на вісь з 23,5 т до 25,0 т. Перехід на осьове навантаження 25 т/вісь, що є одним з критеріїв інноваційного рухомого складу,

порівняно з осьовим навантаженням 23,5 т дає прибавку до маси бруutto 6 т. З урахуванням коефіцієнта тари вагону очікувана прибавка вантажопідйомності складає 3,5÷4,5 т.

На основі евристичних підходів у інноваційному вагоні-цистерні використані технічні рішення, які дають можливість зменшити трудомісткість, масу тари, складність виготовлення, витрати на експлуатацію, збільшивши при цьому надійність і міцність конструкції [14, 15], а саме: кріплення кожухів напівавтоматичним методом, поліровка зовнішнього кожуха, установка композитних днищ, введено підігрівання зливної труби і арматурного відсіку, дзеркальна внутрішня поверхня кожуха, який підігріває, відбиває довгохвильову частину спектру у бік котла, наявність теплових екранів в системі розігрівання усуває місцеве перегрівання нижньої частини котла, забезпечує рівномірне розігрівання і виключає викривлення обічайки котла і сублимацію продукту. Таким чином, виконавши вимоги щодо перевезення вантажу, було створено передумови до розв'язання основної задачі – обґрунтування раціональних параметрів рами вагону, які б забезпечили необхідний виґраш за масою конструкції.

Поставлена задача обґрунтування параметрів для вагону-цистерни за розрахунковим режимом навантаження при стисканні. На рис 1 наведені задані крайові умови та навантаження, що включають дію вертикальних та поздовжніх сил, внутрішній робочий тиск у котлі та розпірне навантаження від транспортованого вантажу (у розглянутому випадку – це технологічна сірчана кислота), рис.2. Задані закріплення обмежують рух конструкції вздовж осей OY, OZ та обертання навколо осей OZ та OX.

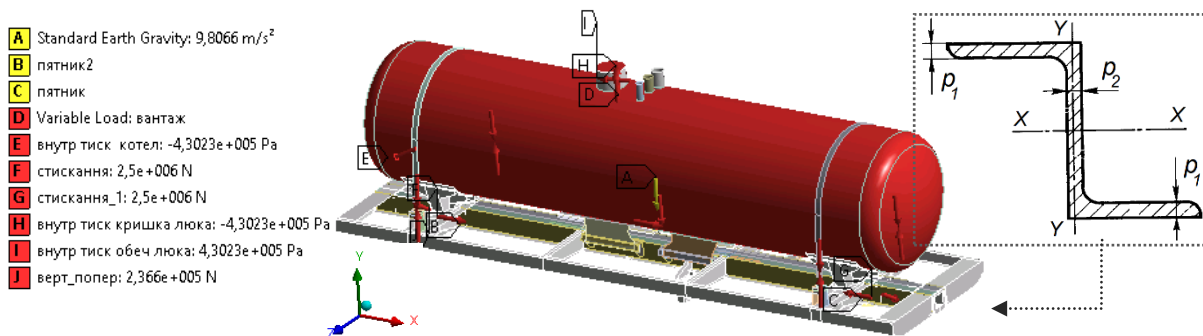


Рисунок 1 – Схема накладання обмежень та навантажень та гідростатичне навантаження від вантажу

Варійовані параметри – товщини полук Z-профілів рами, $p_1=0,011\div0,019$ м та $p_2=0,01\div0,018$ м, рис. 1. Обґрунтування параметрів виконувалося з метою мінімізації максимальних еквівалентних напружень при бажаній масі конструкції 15 т. На рис. 2 поверхня С відображає відповідне обмеження. Рисунок 3 ілюструє пошук проектного рішення на поверхні відгуку максимальних еквівалентних напружень, що задовольняє вимозі мінімізації та виконує обмеження на масу конструкції.

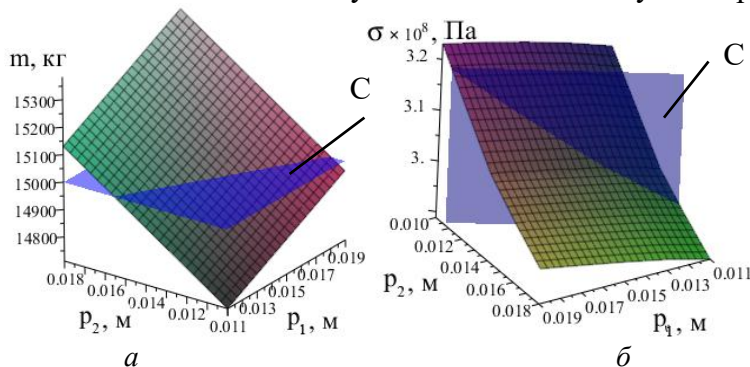


Рисунок 2 – Поверхні відгуку, побудовані для обґрунтування проектних рішень: а – маса конструкції; б – максимальні еквівалентні напруження

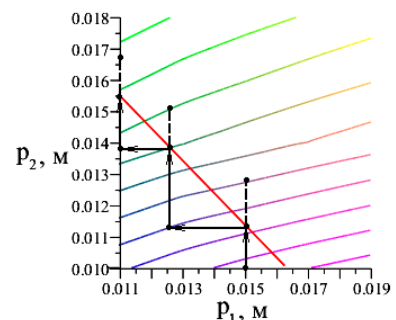


Рисунок 3 – Траєкторія пошуку проектного рішення

Отриманий розв’язок, значення параметрів $p_1 = 0.011$, $p_2 = 0.0155$ коригується згідно існуючих сортamentів. У результаті знаходимо рішення $p_1 = 0.011$, $p_2 = 0.0155$ при значеннях маси $14,5 \cdot 10^3$ кг та напружень 290 МПа, які не перевищують допустиме значення напружень для розглянутого елемента конструкції, рис.4. Таким чином, запропонований підхід дає можливість створити проект інноваційного вагону-цистерни із підвищеними параметрами ефективності теплоізоляції, вантажопідйомності, коефіцієнту тари.

Для додаткового підтвердження ефективності розроблених підходів паралельно було здійснено розв’язання задачі у середовищі ANSYS Workbench із застосуванням методу Screening (розв’язок отримано за 1000 ітерацій). Із наведених на рис. 5–8 ілюстрацій видно, що одержані розв’язки практично співпадають.

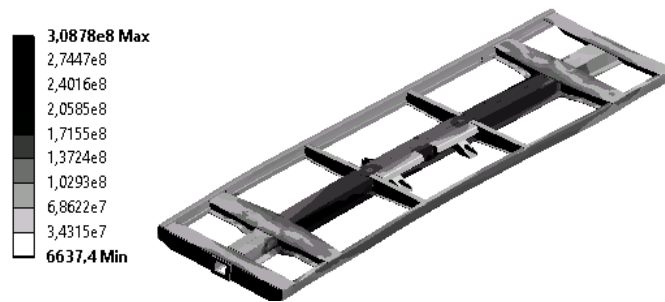


Рисунок 4 – Розподіл напружень у конструкції рами вагону-цистерни із рекомендованими параметрами

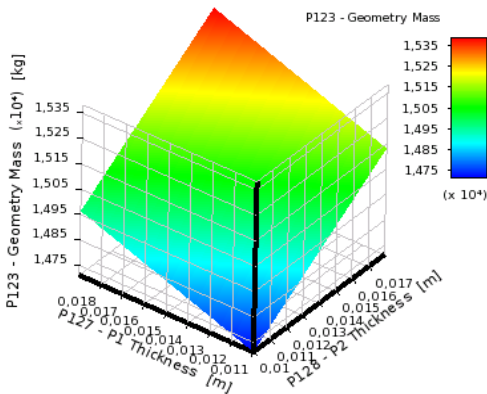


Рисунок 5 – Поверхня відгуку за масою конструкції, побудована в ANSYS Workbench

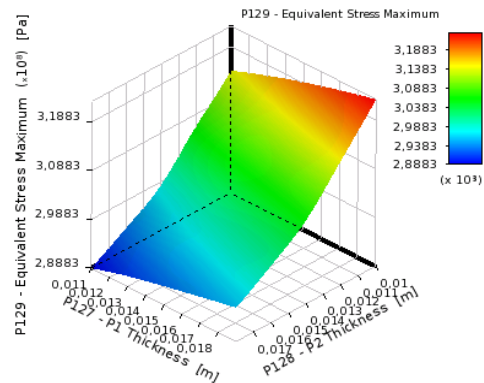


Рисунок 6 – Поверхня відгуку за максимальними еквівалентними напруженнями, побудована в ANSYS Workbench

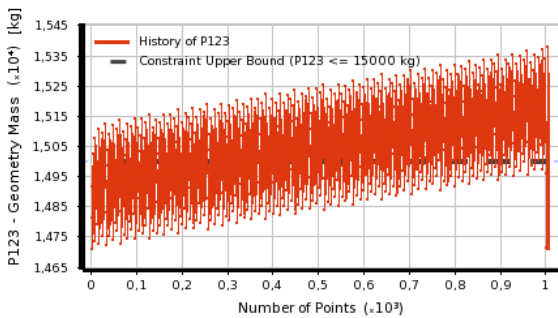


Рисунок 7 – Траекторія пошуку розв’язку у модулі оптимізації ANSYS Workbench

	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
P127 - P1 Thickness (m)	0,011172	0,01114	0,01306
P128 - P2 Thickness (m)	0,015254	0,014254	0,01402
P123 - Geometry Mass (kg)	★ ★ ★ 14992	★ ★ ★ 14939	★ ★ ★ 14987
P129 - Equivalent Stress Maximum (Pa)	★ ★ ★ 2,9504E+08	★ 2,9752E+08	★ 3,0057E+08

Рисунок 8 – Розв’язки, знайдені в ANSYS Workbench

Обґрунтування раціональних параметрів рами вагона-платформи універсальної. Аналогічна задача обґрунтування параметрів рами ставилася для вагона-платформи. Ставилася задача обґрунтування параметрів вагона платформи під дією вертикальних сил від двох 20-ти футових контейнерів, рис. 9. Така схема навантаження уже розглядалася у роботі [14]. Варійовані параметри – товщини елементів хребтової балки, $p_1=0,0065\div 0,0155$ м та $p_2=0,0095\div 0,0245$ м, рис. 9. Розв’язок відшукувався з метою зниження маси конструкції при виконанні умови не перевищити допустимі напруження для складових елементів платформи. На рисунку 10 наведені побудовані поверхні відгуку, аналогічні випадку для вагона-цистерни (точка А – шуканий розв’язок).

Отриманий розв’язок, значення параметрів $p_1=0.011$, $p_2=0.0155$ (при значеннях маси 7,1 т та напружень 147 МПа, які не перевищують допустиме значення напружень для розглянутого елемента конструкції) коригується згідно існуючих сортаментів. На рис. 11 – розподіл еквівалентних напружень у конструкції рами вагона-платформи із рекомендованими параметрами.

Розв’язок задачі параметричної оптимізації, одержаний із використанням програмного комплексу ANSYS Workbench, наведено на рис. 12–15. Бачимо невелике відхилення отриманих результатів, що складає 3,5%.

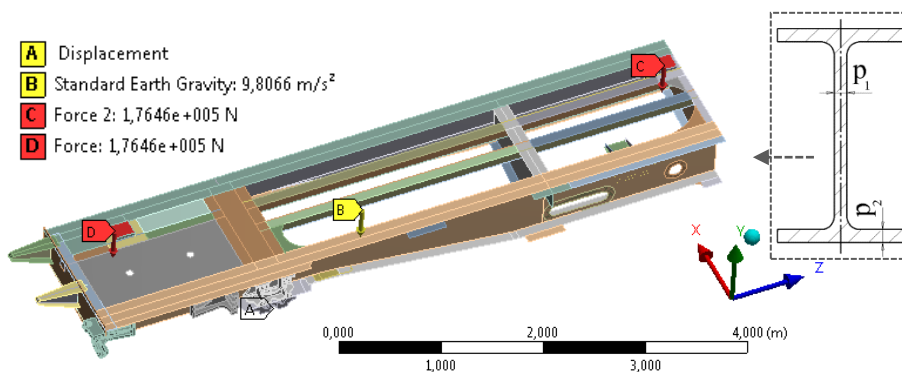


Рисунок 9 – Розрахункова модель (1/4 вагона) та змінювані параметри елемента хребтової балки вагона-платформи

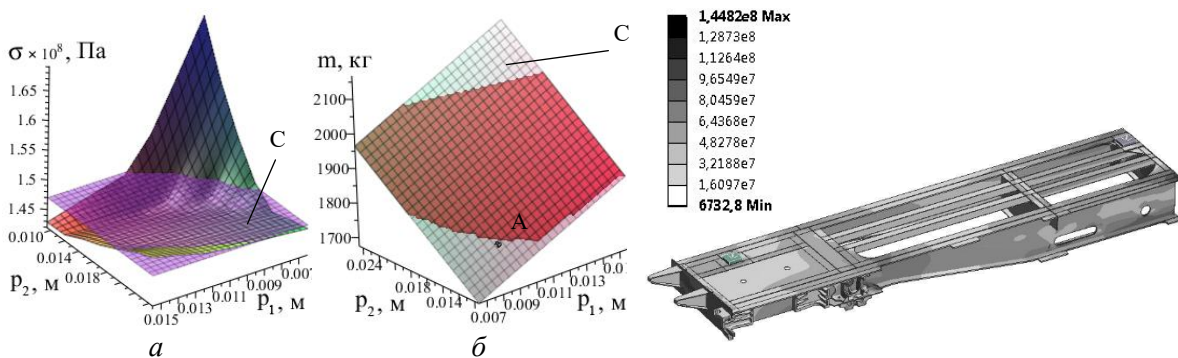


Рисунок 11 – Розподіл максимальних еквівалентних напружень, МПа

Рисунок 10 – Поверхні відгуку на фоні обмежень, побудовані для подальшого обґрунтування проектних рішень: а – маса конструкції; б – максимальні еквівалентні напруження

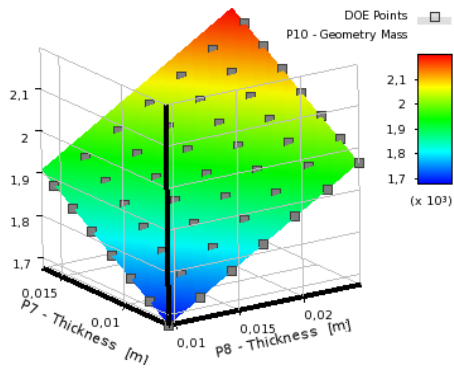


Рисунок 12 – Поверхня відгуку за масою конструкції (кг), побудована в ANSYS Workbench

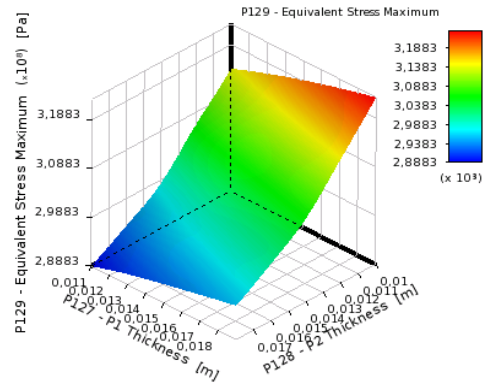


Рисунок 13 – Поверхня відгуку за максимальними еквівалентними напруженнями, побудована в ANSYS Workbench

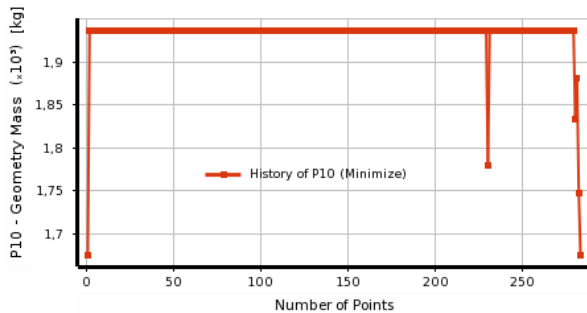


Рисунок 14 – Траекторія пошуку розв'язку у модулі оптимізації в ANSYS Workbench

	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
P7 - Thickness (m)	0,0095147	0,010428	0,0115
P8 - Thickness (m)	0,014022	0,015392	0,017
P9 - Thickness (m)	0,014022	0,015392	0,017
P4 - Equivalent Stress (Pa)	★ ★ ★ 1,4433E+08	★ ★ ★ 1,4384E+08	★ ★ ★ 1,4463E+08
P10 - Geometry Mass (kg)	★ 1832,9	★ 1880,6	— 1936,6

Рисунок 15 – Розв'язки, знайдені в ANSYS Workbench

Таким чином, підтверджена ефективність розроблених методів та алгоритмів. Це дає можливість стверджувати про застосовність розробленого підходу для розв'язання інших задач обґрунтування проектних рішень, залучаючи далі додаткові специфічні для об'єктів досліджень вимоги та чинники.

Обґрунтування раціональних параметрів крана-перевантажувача. Розроблений та розвинений у роботах [14, 15] підхід був застосований для визначення раціональних параметрів великогабаритного крана-перевантажувача.

Традиційне компоновання мостового крану-перевантажувача (рис. 16) припускає наявність масивної основної балки, якою переміщається візок грейфера разом з вантажем, що транспортується. Ця балка є, як правило, тонкостінною коробчастою багатосекційною конструкцією. Для її зміцнення і посилення над балкою створюється шпренгельна система – сукупність стійок і розкосів, що утворюють просторову (також тонкостінну) рамну конструкцію. Основна балка і шпренгельна система спільно утворюють верхню частину конструкції крану-перевантажувача, яка, в основному, визначає міцність, навантажувальну здатність, властивості деформування і довговічність виробу в цілому. Таким чином, при розробці інноваційних кранів-перевантажувачів основну увагу слід зосередити на обґрунтуванні проектних параметрів силових елементів надбудови.

У руслі загального підходу, який описано вище, на першому етапі досліджень, спираючись на роботи [11–13], здійснюється обґрунтування структури, а на другому – конструктивних параметрів силових елементів надбудови крану-перевантажувача. Як початковий варіант інноваційного проектного виробу обрано кран-перевантажувач фірми TAKRAF. Схема силових елементів мостового крану-перевантажувача фірми TAKRAF наведена на рис. 16, а. Він має задовільні технічні характеристики. Проте при створенні інноваційних конструкцій було звернено увагу на певний дисбаланс [15]:

шпренгельна система, по-перше, досить податлива, а по-друге, – недостатньо навантажена.



Рисунок 16 – Варіанти конструктивного виконання надбудови кранів-перевантажувачів:
a – традиційний; *б* – інноваційний

У зв'язку з цим на основі евристичних підходів запропоновано іншу структуру шпренгельної системи [14, 16] (див. рис. 16, *б*). Це призводить до істотного посилення конструкції [16] (рис. 17). Таким чином, було створено передумови до розв'язання основної задачі – обґрунтування раціональних параметрів усієї верхньої надбудови.

На верхню надбудову поширюються жорсткі вимоги із міцності і жорсткості. Так, вимагається, щоб стріла прогину моста крану-перевантажувача не перевищувала $1/700$ його довжини. Крім того, потрібно дотримання міцності елементів верхньої надбудови як за умовою неперевищення (із запасом) границі текучості матеріалу (при дії підвищених навантажень), так і границі витривалості (при дії багаточислових навантажень).

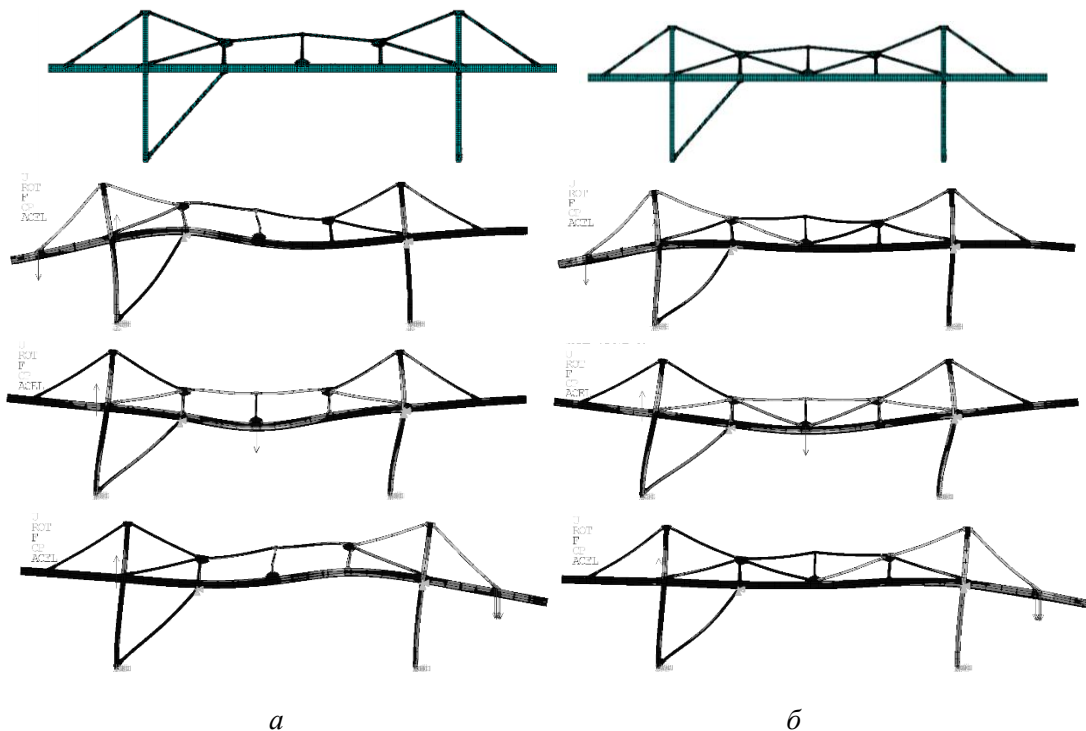


Рисунок 17 – Варіанти конструктивних рішень крану-перевантажувача і деформовані стани, що їм відповідають, під дією навантаження силової структури при різних положеннях грейферного візка:
a – варіант без серединних опорних розкосів (прототип), *б* – посилений варіант

Задачу обґрунтування проектних рішень ефективніше розв'язувати, з одного боку, при спільному аналізі напружено-деформованого стану усієї верхньої надбудови, а, з іншої – при спільному варіюванні усіх його проектних параметрів, тому залучення до розв'язання задачі поверхонь відгуку є особливо доцільним.

Зокрема, такими виступають значення максимального еквівалентного напруження за Мізесом як функції проектних параметрів. Крім того, вводиться параметр

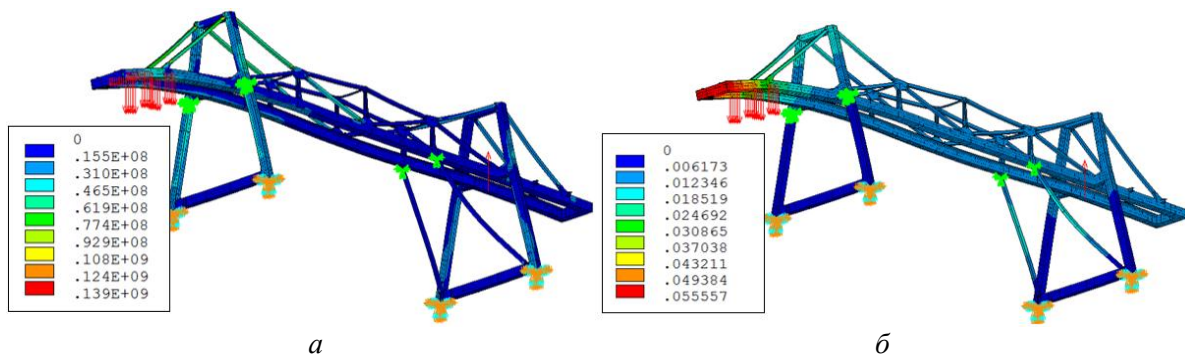
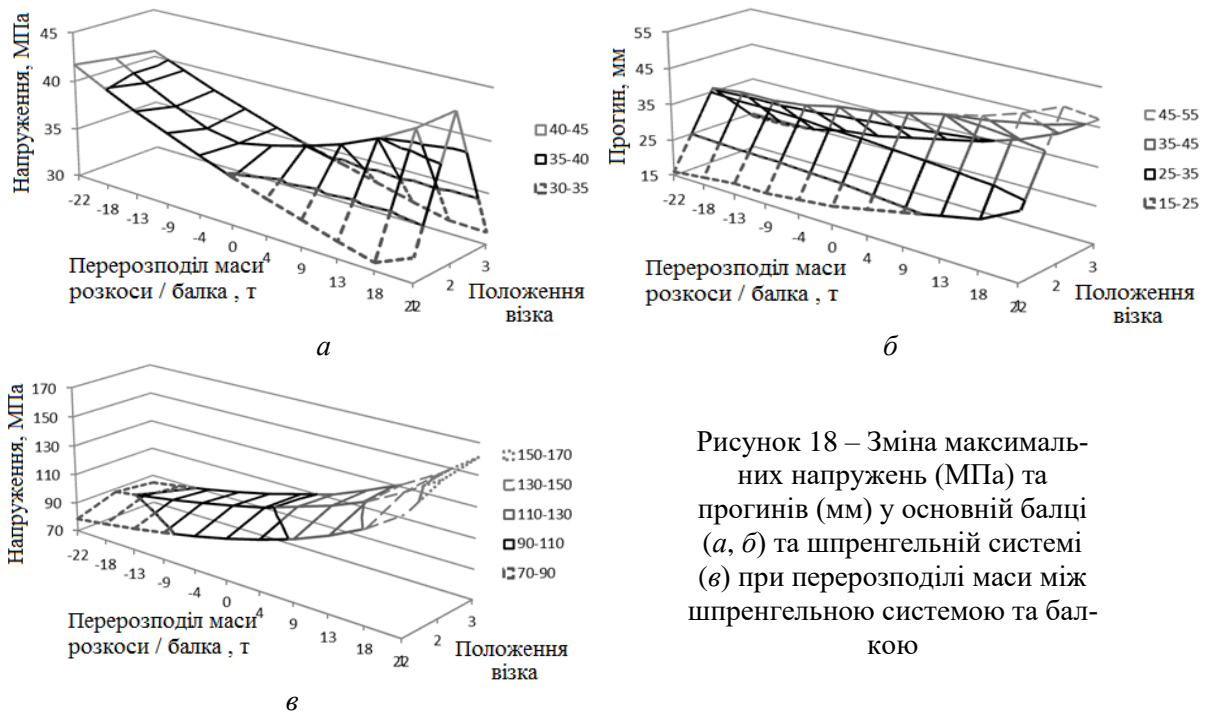
$\gamma \in [-1; 1]$, який визначає положення грейферного візка на мосту («-1» відповідає його розташуванню на ремонтній консолі, «+1» – на робочій консолі, «0» – в центрі прольоту).

Мінімізація отриманого функціоналу у просторі параметрів при обмеженнях, які стосуються міцності і жорсткості надбудови, призводить до визначення таких параметрів, які визначають міцну, довговічну, легку конструкцію верхньої надбудови мостового крану-перевантажувача. Зокрема, на рис. 18 представлено як ілюстрації зрізи функціонала при варіюванні (коефіцієнт для елементів панелей моста) в межах $[-0,5; 0,5]$, $\gamma \in [-1; 1]$.

На рис. 19–21 представлено розподіли компонент напружено-деформованого стану у крані-перевантажувачі з рекомендованим набором параметрів.

Розроблені на основі проведених досліджень результати були передані на ПАО «Азовмаш» і використані при проектуванні і виготовленні інноваційних кранів-перевантажувачів та інших виробів.

Таким чином, на прикладі вагона-цистерни та вагона-платформи, а також крана-перевантажувача, продемонстровано ефективність розроблених підходів. Зокрема, досягнуто вимог за масою та міцністю цих інноваційних виробів.



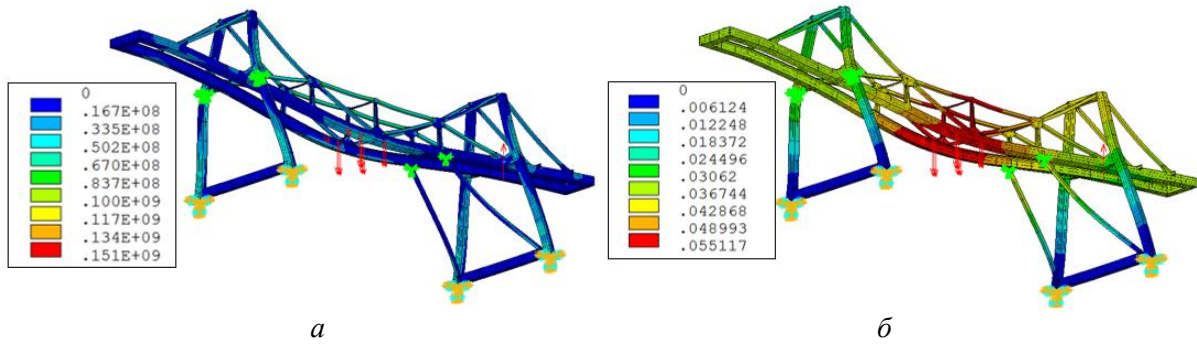


Рисунок 20 – Характеристики НДС в елементах верхньої надбудови кранів-перевантажувачів, (візок в центрі): *a* – еквівалентне напруження за Мізесом, Па; *б* – повні переміщення, м

Висновки. Розроблено новий підхід до проектного забезпечення міцності інноваційних ТСМБК, який, на відміну від традиційних, містить два етапи. На першому етапі на основі евристичних прийомів та із урахуванням досвіду аналогічних проектів розробляється структура та загальнокомпонувальні рішення інноваційних виробів, а на другому – здійснюється досягнення проектних критеріїв і обмежень шляхом цілеспрямованого варіювання проектно-технологічних параметрів. Таке поєднання неформалізованих і формалізованих складових дає можливість порівняно з традиційними методами відшукувати більш досконалі технічні рішення та раціональні параметри ТСМБК.

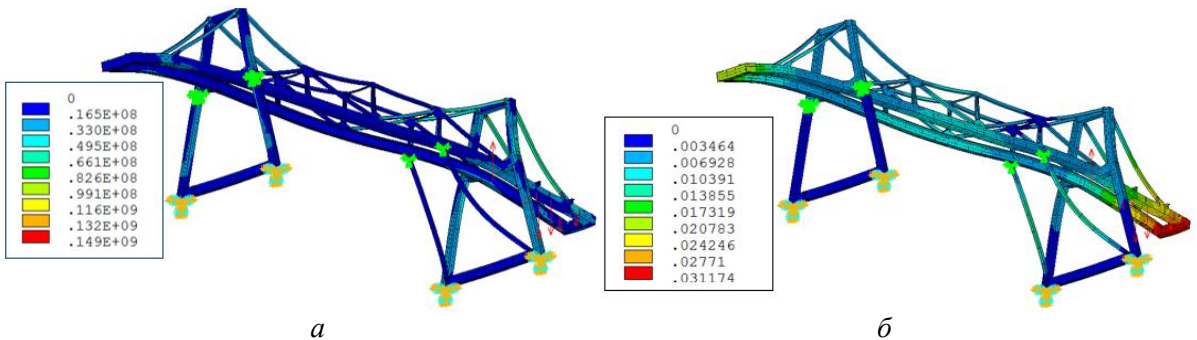


Рисунок 21 – Характеристики НДС в елементах верхньої надбудови кранів-перевантажувачів, (візок на ремонтній консолі): *a* – еквівалентне напруження за Мізесом, Па; *б* – повні переміщення, м

Розроблений підхід застосовано при проектуванні вагона-цистерни та вагона-платформи універсальної, а також крана-перевантажувача, що дало можливість збільшити їх вантажопідйомність на 7–18%.

Література: 1. Пелешко Е.В. Специализированный интегрированный программно-модельный комплекс на основе обобщенного параметрического описания сложных механических систем / Е.В. Пелешко, Н.Н. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Н.А. Ткачук // Вісник Нац. техн. ун-ту «Харк. політехн. ін-т». – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – №3. – С. 101–117. 2. Гриценко Г.Д. Применение специализированных систем автоматизированного анализа и синтеза сложных механических конструкций: определение напряженно-деформированного состояния и обоснование параметров / Г.Д. Гриценко, А.В. Ткачук, Н.А. Ткачук, Е.В. Пелешко, С.Т. Бруль, А.В. Литвиненко // Вісник Нац. техн. ун-ту «Харк. політехн. ін-т». – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – №14. – С. 17–25. 3. Пелешко Є.В. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / Є.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль, О.В. Литвиненко, І.М. Карапейчик // Вісник Нац. техн. ун-ту «Харк. політехн. ін-т». Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – № 39. – С. 116–131. 4. Карапейчик І.М. Підвищення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин шляхом забезпечення міцності бронекорпусів / І.М. Карапейчик, С.Т. Бруль, М.А. Ткачук, Є.В. Пелешко, О.В. Кохановська // Академія сухопутних військ. Військово-технічний збірник. – Львів: АСВ, 2012. – № 2(7). – С. 33–43. 5. Сеа Ж. Оптимізація. Тео-

рия и алгоритмы / Ж. Сеа – Москва: Мир, 1973. – 244 с. **6.** Кіндрацький Б. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) / Б. Кіндрацький, Г. Сулим // *Машинознавство*, 2002. – № 10. – С. 26–40. **7.** Кіндрацький Б.І. Концепція і алгоритм ієрархічного багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій / Б.І. Кіндрацький // *Zagadnienia dydaktyczne w środowisku systemówtechnologicznych*. – Lublin: Lubelskie Towarzystwo Naukowe, 2003. – С. 113–116. **8.** Полак Э. Численные методы оптимизации / Полак Э. – Москва: Мир, 1974. – 147 с. **9.** Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Д. Химмельблау. – Москва: Мир, 1975. – 534 с. **10.** Ткачук Н.А. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной, Е.А. Орлов, Н.Н. Ткачук // *Механіка та машинобудування*, 2006. – № 1. – С. 57–79. **11.** Гусев Ю.Б. Общій подход к обеспечению долговечности, работоспособности и нагрузочной способности мостовых перегружателей / Ю.Б. Гусев // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*, 2008. – № 3/1 (33). – С. 39–45. **12.** Грабовский А.В. Влияние варьируемых инерционно-жесткостных параметров на характеристики динамических многомассовых систем / А.В. Грабовский // *Вісник Нац. техн. ун-ту «Харк. політехн. ін-т»*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – №12 (1184). – С. 17–22. **13.** Грабовський А.В. Забезпечення тактико-технічних характеристик військових гусеничних і колісних машин на етапі проектних досліджень / А.В. Грабовський та ін. // *Вісник Нац. техн. ун-ту «Харк. політехн. ін-т»*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – №18 (1190). – С. 22–29. **14.** Tkachuk M. Thin-walled structures: analysis of the stressed-strained state and parameter validation / Tkachuk M., et al. // *Східно-Європейський журнал передових технологій*. – Харків: УДАЗТ, 2018. – 1/7 (91). – С. 18–29. **15.** Бондаренко М. А. Инновационные тонкостенные конструкции: обоснование проектно-технологических параметров / М. А. Бондаренко., А. В. Литвиненко, Ю. Б. Гусев, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, А. Д. Чепурной // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXV міжнародної науково-практичної конференції, Ч. I*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – С. 166. **16.** Ткачук Н. А. Линеаризация функции отклика прочностных и динамических характеристик тонкостенных конструкции на изменение толщины / Н. А. Ткачук, А. В. Литвиненко, Ю. В. Костенко, А. Ю. Танченко, А. В. Грабовский // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків: НТУ «ХПІ». 2014. – № 14(1057). – С. 138–154.

Bibliography (transliterated): **1.** Peleshko E.V. Specializirovannyj integrirovannyj programmno-modelnyj kompleks na osnove obobshennogo parametriceskogo opisaniya slozhnyh mehanicheskikh sistem / E.V. Peleshko, N.N. Tkachuk, G.D. Gricenko, N.A. Tkachuk // *Visnik Nac. tehn. un-tu «Khark. politehn. in-t»*. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2007. – №3. – S. 101–117. **2.** Gricenko G.D. Primenenie specializirovannyh sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza slozhnyh mehanicheskikh konstrukcij: opredelenie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya i obosnovanie parametrov / G.D. Gricenko, A.V. Tkachuk, N.A. Tkachuk, E.V. Peleshko, S.T. Brul, A.V. Litvinenko // *Visnik Nac. tehn. un-tu «Khark. politehn. in-t»*. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2008. – №14. – S. 17–25. **3.** Peleshko Ye.V. Kompleksne doslidzhennya micnosti ta zhorstkosti korpusiv transportnih zasobiv specialnogo pryznachennya / Ye.V. Peleshko, M.A. Tkachuk, S.T. Brul, O.V. Litvinenko, I.M. Karapejchik // *Visnik Nac. tehn. un-tu «Khark. politehn. in-t»*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2010. – № 39. – S. 116–131. **4.** Karapejchik I.M. Pidvishennya taktiko-tehnichnih harakteristik legkobronovanih mashin shlyahom zabezpechennya micnosti brone-korpusiv / I.M. Karapejchik, S.T. Brul, M.A. Tkachuk, Ye.V. Peleshko, O.V. Kohanovska // *Akademiya suhoputnih vijsk. Vijskovo-tehnichnij zbirnik*. – Lviv: ASV, 2012. – № 2(7). – S. 33–43. **5.** Sea Zh. Optimizaciya. Teoriya i algoritmy / Zh. Sea – Moskva: Mir, 1973. – 244 s. **6.** Kindrackij B. Suchasnij stan i problemi bagatokriterialnogo sintezu mashi-nobudivnih konstrukcij (oglyad) / B. Kindrackij, G. Sulim // *Mashinoznavstvo*, 2002. – № 10. – S. 26–40. **7.** Kindrackij B.I. Koncepciya i algoritm iyerarhichnogo bagatokriterialnogo strukturno-parametrichnogo sintezu mashinobudivnih konstrukcij / B.I. Kindrac-kij // *Zagadnienia dydaktyczne w srodowisku systemowtechnologicznych*. – Lublin: Lubelskie Towarzystwo Naukowe, 2003. – S. 113–116. **8.** Polak E. Chislennye metody optimizacii / Polak E. – Moskva: Mir, 1974. – 147 s. **9.** Himmelblau D. Prikladnoe nelinejnoe pro-grammirovanie / D. Himmelblau. – Moskva: Mir, 1975. – 534 s. **10.** Tkachuk N.A. Konechno-elementnye modeli elementov slozhnyh mehanicheskikh sistem: tehnologiya avtomati-zirovannoj generacii i parametrizovannogo opisaniya / N.A. Tkachuk, G.D.

Gricenko, A.D. Chepurnoj, E.A.Orlov, N.N. Tkachuk // *Mehanika ta mashinobuduvannya*, 2006. – № 1. – S.57–79. **11.** Gusev Yu.B. *Obshij podhod k obespecheniyu dolgovechnosti, rabotosposobnosti i nagruzochnoj sposobnosti mostovyh peregruzhatelej* / Yu.B. Gusev // *Vostochno-evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij*, 2008. – № 3/1 (33). – S. 39–45. **12.** Grabovskij A.V. *Vliyanie variruemih inercionno-zhestkostnyh parametrov na harakteristiki dinamicheskikh mnogomassovyh sistem* / A.V. Grabovskij // *Visnik Nac. tehn. un-tu «Khark. politehn. in-t»*. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2016. – №12 (1184). – S. 17–22. **13.** Grabovskij A.V. *Zabezpechennya taktiko-tehnichnih harakteristik vijskovih gusenichnih i kolisnih mashin na etapi proektnih doslidzhen* / A.V. Grabovskij ta in. // *Visnik Nac. tehn. un-tu «Khark. politehn. in-t»*. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2016. – №18 (1190). – S. 22–29. **14.** Tkachuk M. *Thin-walled structures: analysis of the stressed-strained state and parameter validation* / Tkachuk M., et al. // *Shidno-Yevropejskij zhurnal peredovyh tehnologij*. – Kharkiv: UDAZT, 2018. – 1/7 (91). – S. 18–29. **15.** Bondarenko M.A. *Innovacionnye tonkosten-nye konstrukcii: obosnovanie proektno-tehnologicheskikh parametrov* / M. A Bondarenko, A. V. Litvinenko, Yu. B. Gusev, R. I. Shejchenko, R. V. Graborov, A. D. Chepurnoj // *Informacijni tehnologiyi: nauka, tehnika, tehnologiya, osvita, zdorov'ya: Tezi dopovidej XXV mizhnarodnoyi naukovo-praktichnoyi konferenciyi, Ch. I*. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2017. – S. 166. **16.** Tkachuk N. A. *Linearizaciya funkcii otklika prochnostnyh i dinamicheskikh harakteristik tonkostennyh konstrukcii na izmenenie tolshiny* / N. A. Tkachuk, A. V. Litvinenko, Yu. V. Kostenko, A. Yu. Tanchenko, A. V. Grabovskij // *Visnik Nacionalnogo tehnichnogo universitetu «Kharkivskij politehnichnij institut»*. – Kharkiv: NTU «KhPI». 2014. – № 14(1057). – S. 138–154.

Ткачук М.А., Бондаренко М.О., Шейченко Р.І., Грабовський А.В., Ткачук М.М., Гусєв Ю.Б., Набоков А.В.

ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ У ХОДІ ПРОЕКТНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ІННОВАЦІЙНИХ ТОНКОСТІННИХ КОНСТРУКЦІЙ

У роботі описано новий підхід до визначення технічних рішень інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій та їхніх проектних параметрів. Цей підхід полягає у поєднанні двох етапів. На першому етапі визначається раціональна структура, а на другому – проектні параметри. За рахунок такого поєднання вдається, з одного боку, досягнути високих технічних характеристик виробів, а також задовольнити вимогам забезпечення міцності та зниження маси. Наведені ілюстративні матеріали.

Ткачук Н.А., Бондаренко М.А., Шейченко Р.И., Грабовский А.В., Ткачук Н.Н., Гусев Ю.Б., Набоков А.В.

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ В ХОДЕ ПРОЕКТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ИННОВАЦИОННЫХ ТОНКОСТЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В работе описан новый подход к определению технических решений инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций и их проектных параметров. Этот подход заключается в сочетании двух этапов. На первом этапе определяется рациональная структура, а на втором – проектные параметры. За счет такого сочетания удается, с одной стороны, достичь высоких технических характеристик изделий, а также удовлетворить требованиям обеспечения прочности и снижения массы. Приведены иллюстративные материалы.

M. Tkachuk, M. Bondarenko, R. Sheychenko, A. Grabovskyi, M. Tkachuk, Yu. Gusev, A. Nabokov

SUBSTANTIATION OF RATIONAL TECHNICAL SOLUTIONS DURING THE PROJECT RESEARCH OF INNOVATIVE THIN-WALLED STRUCTURES

The paper describes a new approach to technical solutions and design parameters substantiation for innovative thin-walled machine-building structures. This approach consists of a combination of two stages. At the first stage, rational structure is determined, and at the second stage, the design parameters are determined. Due to this combination it is possible, on the one hand, to achieve high technical characteristics of the products, as well as to meet the requirements of ensuring strength and reducing weight. Illustrative materials are provided.

УДК 539.3

*Ткачук М.М., канд. техн. наук; Грабовський А.В., канд. техн. наук;
Ткачук М.А., д-р техн. наук; Саверська М.С.*

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОФІЛЮ І ЖОРСТКОСТІ ПРОМІЖНОГО ШАРУ НА РОЗПОДІЛ КОНТАКТНОГО ТИСКУ МІЖ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИМИ ТІЛАМИ

Вступ. Контактна взаємодія тіл складної та одночасно близької форми є предметом особливого інтересу. Це викликане тим, що розв'язки таких задач дуже чутливі до гіпотез та припущень, які використані для побудови відповідних розрахункових моделей. Крім того, на ці розв'язки здійснює сильний вплив варіювання геометричної форми контактних поверхонь. І, нарешті, на розв'язок впливає вибір методу дискретизації, який за визначених особливостей привносить у дискретизовані умови контактної взаємодії певні корективи. Ці корективи стосуються, зокрема, умов непроникнення. У дискретизованому варіанті умови непроникнення можуть відчутно спотворюватися, оскільки у випадку тіл близької форми похибки апроксимації геометричної форми, які є невідворотними при застосуванні чисельних методів, співмірні із зазором між тілами у вихідному стані. Відповідно, особливої уваги заслуговують розрахунково-експериментальні дослідження впливу такого чинника як пружні деформації одного із тіл внаслідок дії додаткової системи тіл, на їх контактну взаємодію. Це становить зміст цієї роботи.

Мета роботи – розрахунково-експериментальне дослідження контактної взаємодії складнопрофільних тіл (СПТ) за умови попереднього деформування поверхні одного із тіл спеціальною додатковою системою сил або наявності проміжного шару.

Аналіз методів дослідження контактної взаємодії. Значна частина машинобудівних конструкцій містить елементи, які знаходяться в умовах контактного силового та кінематичного сполучення. Як зазначається у роботах [1–6], з метою зменшення контактного тиску в цих зонах проектувальники прагнуть використовувати як спряжені поверхні близької, а також частково, фрагментарно або майже співпадаючої (конгруентної) форми. Це, наприклад, «бочкування» робочих поверхонь зубів різних зубчастих передач, модифікація поверхонь роликотітників, профілювання форми бігових доріжок гідрооб'ємних передач (ГОП) і поршнів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) за висотою та в окружному напрямку тощо. Традиційні методи моделювання контактної взаємодії призводять у таких випадках або до значних похибок в одержуваних результатах, або до надмірно громіздких чисельних моделей. Ще одним суттєвим чинником є недостатньо адекватне моделювання умов контактної сполучення на границях тіл. Найчастіше для цього записується, наприклад, умова непроникнення для гладких тіл у лінеаризованому вигляді. Як один із найбільш адекватних варіантів – урахування шорсткості, що моделюється, наприклад, вінклеровим шаром, що дає дещо уточнені, але також лінеаризовані умови контактної взаємодії, які є умовами сумісності переміщень відповідних точок сполучених поверхонь.

У той же час сам поверхневий шар шорсткості володіє в загальному випадку нелінійними властивостями у залежності «тиск – переміщення», і, крім того, в зоні контактної взаємодії може реалізовуватися контакт із мастильними матеріалами або через гідродинамічний шар, сама поверхня деталей може бути піддана хімічній, механічній або температурній обробці, а також здійснене розміщення між тілами пружних прокладок, прошарків, напилень, плівок, ущільнень, що істотно позначається сукупно на фізико-механічних

© М.А. Ткачук, 2019

характеристиках контактуючих поверхневих шарів (або проміжних шарів між гладкими тілами). У результаті отримувані залежності «локальної» контактної жорсткості (податливості) від тиску, швидкостей, температури, режимів і технологій зміцнення тощо, що базуються на мікромеханічних моделях, стають істотно нелінійними. До теперішнього часу для формування цих залежностей залучаються або дані експериментальних досліджень, або різні спрощені моделі контактної взаємодії мікронерівностей у вигляді стрижнів, напівсфер тощо. У цьому випадку на основі одержуваних даних встановлюються різні моделі локальної податливості, які народжуються мікронерівностями поверхні (або іншими джерелами).

До теперішнього часу відсутня єдина завершена теорія мікромеханіки контактної взаємодії, що зумовлено складною формою мікронерівностей, стохастичним розподілом їх на площі контакту, неоднорідністю та анізотропією властивості матеріалу поверхневих шарів деталей тощо. Однак відразу можна відмітити, що вже запропоновані до теперішнього часу нові моделі, які описують зв'язок «нормальні переміщення – контактний тиск», є істотно нелінійними, тобто такими, що не лінеаризуються без втрати фізичної адекватності, математичної коректності та чисельної точності.

Таким чином, у записі умов контактної взаємодії (непроникнення) з'являються нелінійні доданки, зумовлені нелінійністю фізико-механічних характеристик матеріалів шарів шорсткості, що принципово відрізняє їх від традиційних лінеаризованих. У результаті структурна нелінійність задачі доповнюється фізичною, причому друга присутня у співвідношеннях, які відображають суть першої. Для розв'язання таких задач, що містять нелінійні доданки в умовах контактної взаємодії, необхідне розроблення нових методів і підходів. Більш того, потрібен пошук нових шляхів розв'язання обернених задач, тобто геометричного синтезу таких профілів поверхонь взаємодіючих тіл і фізико-механічних властивостей проміжних або поверхневих шарів, які дають можливість управляти (наприклад, мінімізувати) контактним тиском, напруженнями або іншими характеристиками, що впливають на конструкційну міцність деталей машин. Ці обставини формують актуальну наукову проблему розробки нових методів аналізу контактної взаємодії елементів машинобудівних конструкцій з урахуванням не тільки структурної, а й додаткової фізичної нелінійності, а також обґрунтування геометричної форми поверхонь і властивостей поверхневих шарів матеріалів контактуючих тіл за критеріями міцності.

Аналіз впливу закону розподілу зазору на контактну взаємодію складнопрофільних тіл. Традиційні підходи контактної механіки полягають у розгляді контакту гладких тіл, поверхні яких або частково співпадають (так званий «узгоджений» контакт [7]), або зазор між ними описується функцією другого порядку в координатах точок площини, дотичної до точки початкового контакту (або «неузгоджений» контакт). У багатьох випадках такі підходи допустимі для первинного аналізу напружено-деформованого стану (НДС). Проте, з одного боку, прагнення реалізувати складні взаємні рухи призводить до формування складних поверхонь контактуючих тіл, які не можуть бути описані навіть локально поверхнями другого порядку. Це, зокрема, поверхні двопараметричних, еволютних та інших зубчастих передач [8], фасонні кулачки в механізмах двигунів внутрішнього згоряння, модифіковані поверхні підшипників та профільовані бічні поверхні їхніх поршнів.

Перші спроби побудувати модель контакту шорстких тіл пов'язані із застосуванням теорії Герца до окремих вершин нерівностей. Однак, отримані таким чином теоретичні оцінки не узгоджувалися із експериментально встановленим законом пропорційності між величиною притискового зусилля P і площею плями контакту A . Протиріччя, на яке вказав Дж. Арчард [9], полягало в тому, що з ростом навантаження не тільки збільшується площа

існуючих контактних майданчиків, а й виникають нові. Ним було запропоновано наближення, згідно з яким на нерівностях розташовуються мікронерівності, на яких у свою чергу присутні ще менші мікронерівності. Така модель зі зростанням числа ступенів збільшення у граничному значенні давала шукану пропорційність.

Наступні уточнення теорії шорсткого контакту мали на меті отримання не тільки якісно вірних, а й кількісно точних оцінок поведінки. Для цього були задіяні методи статистичного осереднення. Вичерпна теорія, що описує статистичні властивості випадкових поверхонь, запропонована в роботі [10]. Однак ще до її появи Грінвуд і Вільямсон розробили модель контакту, засновану на спрощуючих припущеннях щодо розподілу характеристик нерівностей [11]. Отримані співвідношення містили в собі наступні параметри: щільність вершин, середню кривизну шорсткостей та середньоквадратичне відхилення передбачуваного гаусового розподілу висот нерівностей.

Теорія Грінвуда-Вільямсона допускає великі можливості для уточнення, зокрема, щодо геометричних властивостей випадкових поверхонь. Так, на розвиток цієї моделі, що запропонований у роботі [12], враховується випадковий розподіл кривизн вершин нерівностей. У подальшому окремі положення моделі були переглянуті як самим Грінвудом [13], так і багатьма іншими авторами. Так, Маккул [14] запропонував використовувати двопараметричний розподіл Вейбулла для опису висот нерівностей. В оригінальній теорії Грінвуда-Вільямсона контакт окремих нерівностей враховувався незалежно. У роботах М. Чіаварелла [15, 16] було враховано взаємний вплив від деформацій, викликаних прикладанням контактних зусиль у сусідніх вершинах. Окремі моделі [17] містять режим пластичних деформацій. Їх наявність зазвичай заперечується тим, що нерівності не збільшують значення максимального контактного тиску відносно середнього значення настільки сильно, щоб це призводило до істотних пластичних деформацій. Крім того, навіть у разі їх виникнення, є всі підстави вважати, що всі наступні навантаження після декількох циклів зминання найбільш навантажених ділянок поверхні відбуватимуться пружно.

Надалі розвиток теорії шорсткого контакту пов'язано з фрактальною природою геометрії тіл. Результати теоретичних досліджень [18, 19] показали значимість впливу масштабового ефекту топографії поверхонь на прогнозовану контактна поведінку. Чим більше деталей фрактальної поверхні враховуються на все більш дрібному масштабі, тим більше контактна пляма дробиться на кластери мікроконтактів. При цьому у граничному значенні для самоподібної поверхні їх кількість прямує до нескінченності, при цьому повна площа контакту зменшується до нуля. Однак реальні системи характеризуються скінченними нижньою і верхньою границею масштабів нерівностей, і, відповідно, вони є ключовими характеристиками випадкової топографії. Ці висновки підтверджуються численними дослідженнями, у тому числі здійсненими за допомогою чисельного моделювання.

Перссон розробив детальну модель, у якій обґрунтував обернено-потенціальну залежність значення контактного тиску від величини середнього зазору між притискуваними поверхнями [15]. Така поведінка очікується при помірному притисненні поверхонь, коли зближення призводить до розвитку контакту на великому числі вершин нерівностей, але далеко від встановлення повного контакту. Для перевірки основних положень цієї теорії були здійснено чисельне моделювання, яке підтвердило якісно і в загальному також кількісно основні оцінки [20]. Ще однією величиною, що відображає властивості шорсткого контакту, є контактна жорсткість. Відповідно до теорії Грінвуда-Вільямсона, так само як і теорії Перссона, контактна жорсткість прямо пропорційна притисковому зусиллю. Однак у низці інших досліджень вказується ступенева залежність з показником від 0.5 до одиниці [21–23]. Ключовим параметром, що впливає на точне його значення, є фрактальна розмір-

ність поверхні, що знайшло вираження в аналітичній оцінці, запропонованої Портом і Поповим [24, 25]. У роботі [26] відзначається, що ця залежність, що прогнозує показник, менший одиниці, справедлива лише за малих розмірів систем, де значущим є лише найвища нерівність з фрактальним профілем. В інших же випадках, коли у контакт вступає статистично значимий ансамбль нерівностей на великій площі, виконується лінійний закон, що передбачається класичними теоріями. Отже, можна зазначити, що існує значна кількість теоретично, чисельно та експериментально визначених моделей для опису властивостей поверхневих шарів контактуючих тіл. Застосування тих чи інших залежностей визначається конкретними умовами.

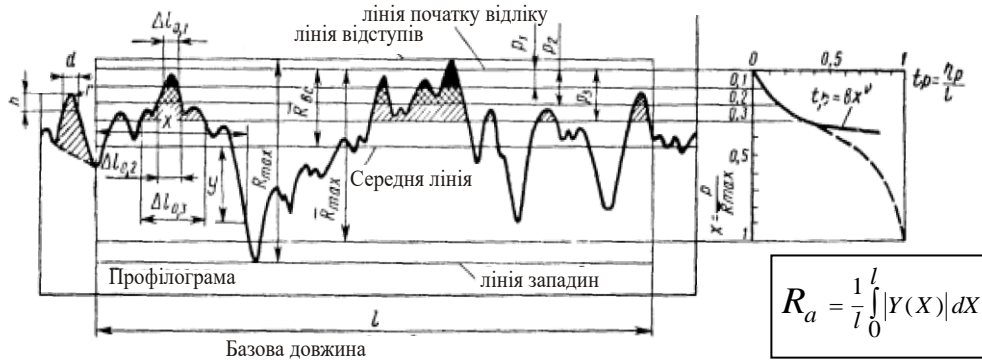
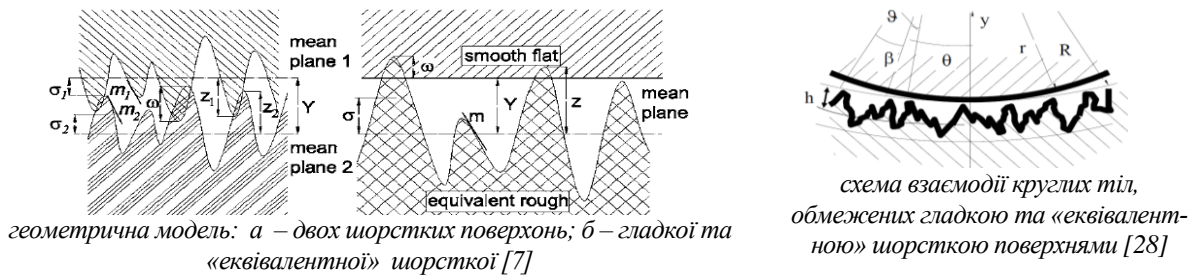
Дійсно, як уже визначалося, поверхні деталей механізмів і машин не є абсолютно гладкими. Їхній мікрорельєф (рис. 1) дає декілька складових. По-перше, на цій мікрорельєф чинить вплив структура зерен та міжзеренного простору (для кристалічних матеріалів) або міжкомпонентні (аж до масштабу міжмакромолекулярних) зв'язки (для аморфних, композиційних матеріалів). По-друге, суттєвим є вплив інструменту та режимів обробки поверхонь при виготовленні деталей, у т.ч. – механічної, тиском або литтям. При цьому важливим є способи модифікації поверхневих шарів матеріалів (термообробка, хіміко-термічна обробка, напилення, пластичне деформування поверхневих шарів, нанесення тонких плівок тощо). По-третє, важливу роль відіграють залишкові напруження, що також впливають на властивості приповерхневих шарів деталей машинобудівних конструкцій. Ці напруження виникають внаслідок дій технологічних чинників, які на шаровуються у процесі виготовлення деталей.

Таким чином, у підсумку приповерхневі шари деталей машинобудівних конструкцій набувають форми і фізико-механічних властивостей, відмінних від основного матеріалу. Це чітко прослідковується, наприклад, на прикладі мікрорельєфу (див. рис. 1). Він має стохастичний характер розподілу висоти мікронерівностей. Для опису цього розподілу вводяться осереднені характеристики, наприклад, – середнє відхилення від умовного номінального рівня [27, 28]. Крок мікронерівностей (у координатах поверхні деталі) – від 10^{-6} до $8 \cdot 10^{-3}$ м, їхня висота – від $3 \cdot 10^{-8}$ до $3 \cdot 10^{-4}$ м [27, 28]. Базова довжина, тобто та довжина, на якій визначаються статистичні показники мікрорельєфу, складає $8 \div 22 \cdot 10^{-3}$ м залежно від класу чистоти обробки деталей. Якщо крок періодичних нерівностей перевищує цей розмір, то їх відносять до хвилястостей. Одиначні ж відхилення від номінальної форми є макровідхиленнями. На рис. 2 умовно показані співвідношення мікронерівностей, які характеризують шорсткість, хвилястості та макровідхилення.

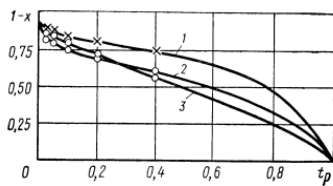
Крім особливостей геометричної форми, приповерхневі шари матеріалу тієї чи іншої деталі мають також фізико-механічні властивості, відмінні від властивостей матеріалу у глибині деталі. Це викликано не тільки мікроструктурою цих шарів, але й сукупною дією чинників, які впливають на ці приповерхневі шари при виготовленні (див. вище), а також в умовах реальної експлуатації. Крім того, із функціональних вимог між контактуючими тілами часто розміщують прокладки, плівки, шари – тобто тонкі деталі із відповідними характеристиками. Таким чином, з точки зору контактної механіки маємо взаємодію не гладких тіл, а тіл із нанесеними або привнесеними проміжними шарами. Фізично це призводить до того, що замість номінальної площі контакту (як для гладких тіл), до розгляду вводиться фактична площа контакту (тобто сукупність контактних зон мікронерівностей). Крім того, хвилястість формує кластери фактичних площадок контакту, сукупність яких є контурною площею контакту [28].

Для моделювання контактної взаємодії шорстких (шорсткуватих) тіл прямий опис усіх перелічених чинників не застосований, оскільки це призводить до занадто громіздких та неефективних із точки зору, наприклад, чисельного дослідження, моделей. З іншого

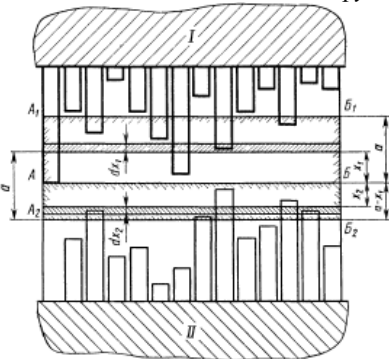
боку, з огляду на слабкий взаємний вплив деформування окремих мікронерівностей їх можна подати у вигляді псевдошару, віднісши усі характеристики мікрорельєфу до фізико-механічних властивостей матеріалу цього шару. При цьому, як правило, такі моделі описують місцеві деформації такого псевдошару, тобто силовий розподілений вплив викликає у цьому шарі тільки місцеві (локальні) його деформації. Така модель вперше до розгляду була запропонована І.Я. Штасерманом [31]. Особливостями такого шару, на відміну від основи Вінклера [32] є: нормальний тиск, що чиниться на зовнішню його поверхню, спричиняє не тільки «локальну» деформацію шару, але й передається на глибинні шари тіла, спричиняючи «глобальну» деформацію усього тіла; у загальному випадку залежність прогинів (локальних переміщень точок зовнішньої поверхні шару, умовно зафіксованих на внутрішній його поверхні) має нелінійний характер відносно нормального тиску p :



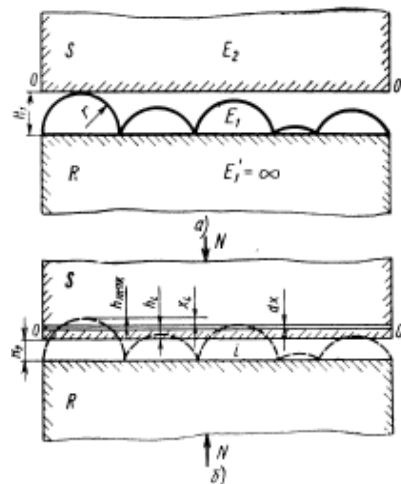
ділянка профілограми [30]



Опорні криві профілів поверхонь, отриманих [30]:
1 – поліванням; 2 – точенням; 3 – шліфуванням



Контакт двох шорсткуватих тіл (стержнева модель) [30]



Основна розрахункова схема контакту ідеально гладкої та шорсткуватої поверхоні із сферичними нерівностями [30]:
а – вихідне положення; б – після прикладання притискової сили

Рисунок 1 – Приклади мікрорельєфу та моделі шорсткості
Механіка та машинобудування, 2019, № 1

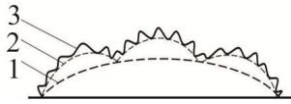


Рисунок 2 – Профіль поверхні деталі:
1 – макровідхилення; 2 – хвилястість;
3 – шорсткість

$$w = w(p), \quad (1)$$

яка у багатьох випадках [33] замінюється лінійною залежністю

$$w = \lambda \cdot p, \quad p = c \cdot w, \quad (2)$$

де λ, c – так звана контактна податливість та жорсткість відповідно [34].

У підсумку слід визнати, що подальші дослідження контактної взаємодії шорсткуватих тіл залежать від типу моделі, яка пов'язує мікроструктурні властивості приповерхневих шарів матеріалів деталей, із одного боку, та моделей місцевої (локальної) деформації (1), (2), – з іншого. На цьому рубежі здійснюється перехід від мікро- до макромеханіки контактної взаємодії. Серед емпіричних можна виділити модель, яка описана у [33]. Запропонована ступенева залежність

$$w = cp^m, \quad (3)$$

де c, m – параметри, що залежать від матеріалу деталі, мікрорельєфу його поверхні та технологічної операції обробки.

Слід зазначити також, що нормальний контакт, як правило, не можна відділити від процесів тертя і зношування, які супроводжують експлуатацію деталей машин. Таким чином, формується взаємозв'язок та взаємовплив наступних чинників: розподіл контактного навантаження; мікрорельєф та властивості приповерхневих шарів деталей; розподіл контактного тиску та взаємних зміщень точок поверхонь спряжених СПТ; тертя на контактуючих поверхнях; зношування поверхневих шарів контактуючих деталей. Усі ці чинники знаходяться, так-би мовити, у постійному «динамічному» взаємозв'язку та взаємовпливі. Дійсно, контактне навантаження розподіляється між тілами під впливом властивостей поверхневих шарів, викликаючи певний розподіл тиску. У свою чергу, тиск впливає на сили тертя, а ті – на зношування, яке, тепер уже у свою чергу, – на величину та розподіл навантаження, а також на мікроструктуру і властивості поверхневих шарів матеріалу.

Підводячи підсумки, можна на основі аналізу описаного матеріалу обґрунтувати наступні висновки: натепер відсутні універсальні моделі для урахування властивостей приповерхневих шарів деталей машинобудівних конструкцій, які би коректно врахували усі значущі чинники; існує велика кількість моделей, що пов'язують мікро- та макромеханічні властивості поверхневих шарів матеріалів; у загальному випадку вони, як правило, пов'язують місцеві (локальні) деформації проміжних шарів із контактним тиском; основною перешкодою до моделювання реальних процесів і станів при контактній взаємодії СПТ є відсутність достатньо універсальної математичної моделі, яка б пов'язувала «локальні» та «глобальні» деформативні властивості поверхневих шарів контактуючих тіл, причому із урахуванням варіативності цих властивостей; відсутні математичні моделі, які би пов'язували властивості мікроструктури поверхневих шарів, із одного боку, та форми деталей, – із іншого; отже, так-би мовити, не збудовані зв'язки мікро- та макрогеометричних параметрів контактуючих деталей, а, відповідно, складно дослідити їх взаємний вплив; натепер відсутні математичні моделі, які би пов'язували усі значущі чинники у єдиній розв'язувальній системі співвідношень для розв'язання задач синтезу геометричної форми контактуючих поверхонь СПТта властивостей проміжних шарів (шорсткості, плівок, напилень тощо) за критеріями міцності, довговічності, працездатності деталей машинобудівних конструкцій.

У той же час для частинних випадків вдається побудувати достатньо адекватні моделі, що описують фізико-механічні властивості приповерхневих шарів контактуючих тіл (ти-

пу (1)–(3)). Отже, принциповою проблемою є якраз моделі та методи побудови співвідношень, які поєднують мікро- та макромеханічні властивості поверхневих шарів та усього об'єму контактуючих тіл. Ця обставина формує одну із задач досліджень, тобто створення такої системи співвідношень, яка відповідає природним потребам досліджень. Ці співвідношення та методи їх розв'язання містяться, зокрема, у роботах [1–6].

Таким чином, проаналізовані методи та моделі для дослідження контактної взаємодії елементів конструкцій. При цьому визначені наступні обставини.

1. На теперішній час відсутнє повне розв'язання проблеми аналізу контактної взаємодії СПТ із урахуванням впливу фізично нелінійного проміжного шару, яке би поєднувало, з одного боку, фізичну адекватність, а з іншого, – високу точність та оперативність.

2. Традиційні процедури синтезу геометричної форми СПТ передбачають багатократне розв'язання задач аналізу контактної взаємодії, а, отже (див. п. 1), занадто ускладнюють розв'язання актуальних і важливих прикладних задач.

3. Найбільш придатними для аналізу НДС системи складнопрофільних тіл із проміжними фізично нелінійними шарами, як видно із аналізу літературних джерел, видається комбінація варіаційної постановки типу принципу Калькера, метода граничних інтегральних рівнянь та дискретна апроксимація шуканих функцій із поданням їх у вигляді частинної суми ряду за базисними функціями із локальним носієм на поверхні можливого контакту.

Задля вирішення проблемних аспектів у роботі поставлено наступну задачу – розрахунково-експериментальні дослідження контактної взаємодії складнопрофільних тіл.

Результати розрахунково-експериментальних досліджень. У багатьох випадках між контактуючими СПТ цілеспрямовано або випадково виявляється проміжний пружний шар із нерівномірно розподіленою податливістю і/або товщиною. Окремий випадок подібного типу – на рис. 3. У цьому випадку на стенді ця ситуація була промодельована розміщенням сталевієї смуги шириною $a = 5$ мм і товщиною 1 мм поверх двох шарів гуми. На рис. 4 наведені робочі моменти випробувань взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою з вузьким жорстким проміжним шаром, а на рис. 5–7 – результати вимірювання.

Видно, що наявність жорсткої смуги різко змінює характер розподілу контактного тиску: вони різко зростають на області, займаній цією смугою, порівняно із іншою частиною області контакту, де розміщений тільки податливий шар. Таким чином, можна зробити висновок, що шляхом впливу та товщину і податливість проміжного шару можна відчутно впливати на розподіл контактного тиску у сполученні складнопрофільних тіл.

Також додатково здійснено чисельне та експериментальне дослідження розподілів контактного тиску при створенні попередньо деформованого стану СПТ.

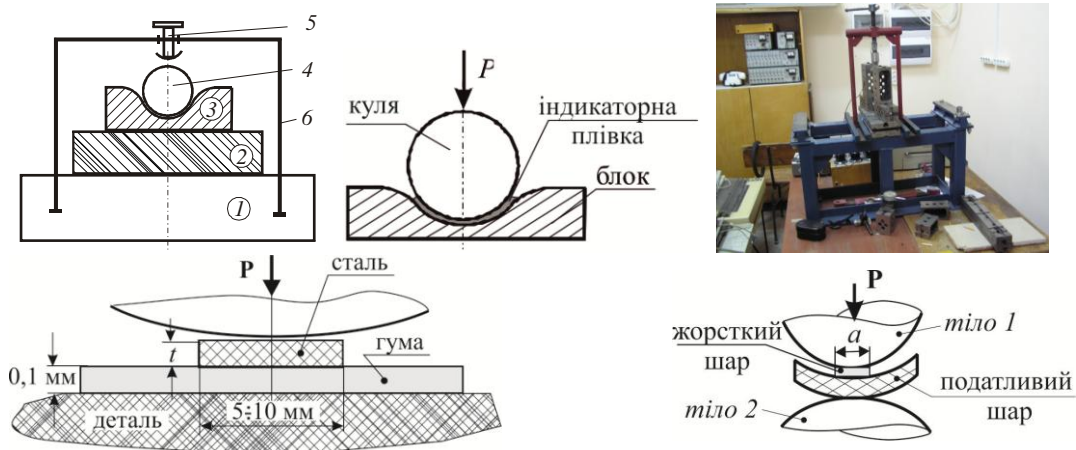


Рисунок 3 – Експериментальний стенд і схема розміщення жорсткішого і податливого проміжних шарів між складнопрофільними тілами 1 і 2

Зокрема, здійснено чисельний аналіз НДС макета системи «кульковий поршень – бігова доріжка» при кінематичному навантаженні (рис. 8, 9). На рис. 10–12 наведені порівняльні розподіли контактного тиску для випадків без та із попереднім деформуванням (вигин блока). Видно, що додаткове навантаження призводить до деформування тіл, що контактують. При цьому різко знижується рівень контактного тиску, оскільки у актуальному стані відбувається розкриття лунки у макеті бігової доріжки. Тим самим штучно збільшується «радіус» цієї лунки, а, відповідно, настають більш сприятливі умови контактування із шаром.

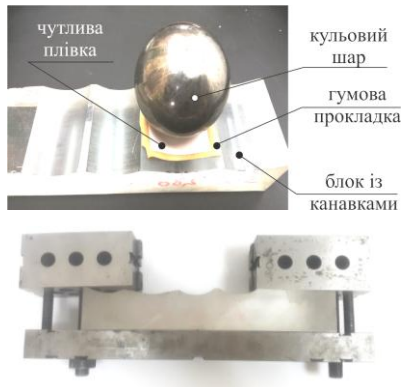


Рисунок 4 – Робочі моменти випробувань взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою з вузьким жорстким проміжним шаром

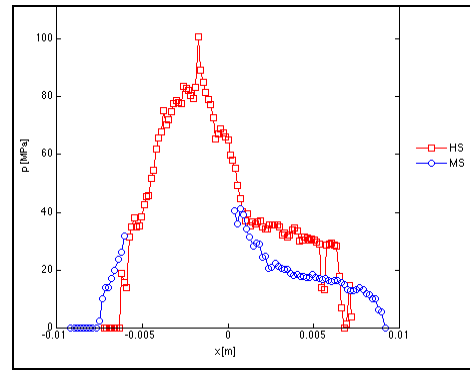
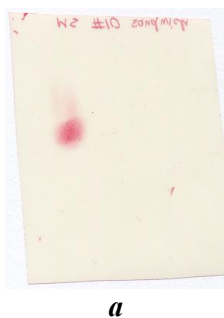
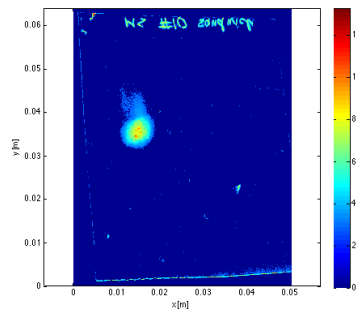


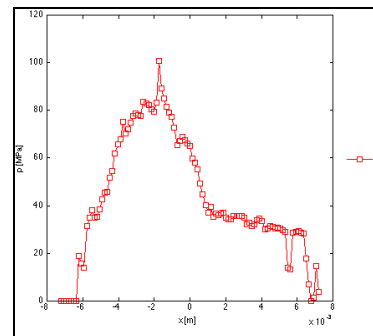
Рисунок 5 – Розподіл контактних майданчиків і тиску для випадку подвійного гумового шару і жорсткої сталевій смуги (плівка «НМ»): суміщена картина розподілів контактного тиску



a

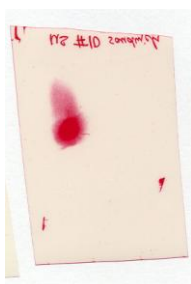


б

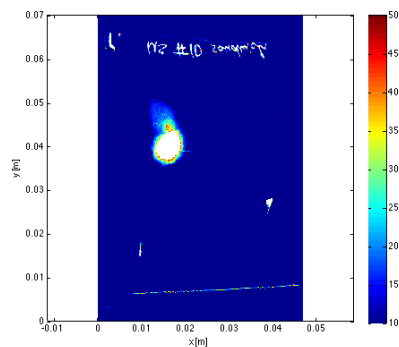


в

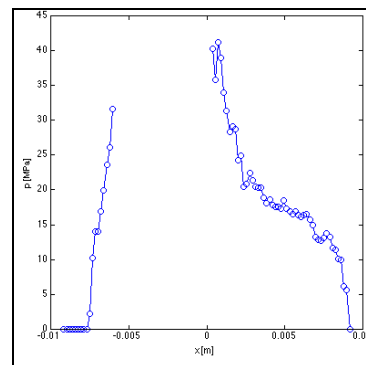
Рисунок 6 – Розподіл контактних майданчиків і тиску для випадку подвійного гумового шару і жорсткої сталевій смуги (плівка «Н»): *a* – контактний відбиток; *б-в* – розподіл контактного тиску, МПа



a



б



в

Рисунок 7 – Розподіл контактних майданчиків і тиску для випадку подвійного гумового шару і жорсткої сталевій смуги (плівка «М»): *a* – контактний відбиток; *б-в* – розподіл контактного тиску, МПа

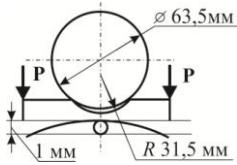


Рисунок 8 – Схема навантаження системи «поршень – бігова доріжка»

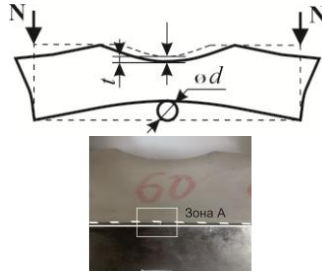


Рисунок 9 – Схема деформування одного із контактуючих тіл

Оскільки на розподіл контактного тиску впливає форма та розміри початкового зазору, то паралельно розрахункам можна поставити задачу про експериментальне дослідження впливу на них попереднього деформування одного з тіл. На стенді, використовуваному раніше, було створено зміну зазору між тілами за рахунок попереднього деформування одного з них: між цим тілом і основою розміщується

в середній частині тонкий циліндр $\varnothing 1,5 \text{ мм}$, а край притиснутий силами P . У результаті початковий зазор (діаметр виїмки – $\varnothing 60 \text{ мм}$, діаметр кулі – $\varnothing 63,5 \text{ мм}$) змінився: розподіл величини t викликаний дією попередніх керуючих зусиль (див. рис. 9). На рис. 10–12 представлені результати вимірювань. Як випливає з їх аналізу, для випадку близьких профілів (тобто таких, що мало змінюються на області контакту) додаткове попереднє деформування може досить сильно вплинути на розподіл контактного тиску. Зокрема (див. рис. 9), зникає область нульового контактного тиску у центральній частині, а із двозв'язної області контакту перетворюється в однозв'язну. Таким чином, отриманий ефект може бути використаний для управління контактною взаємодією СПТ.

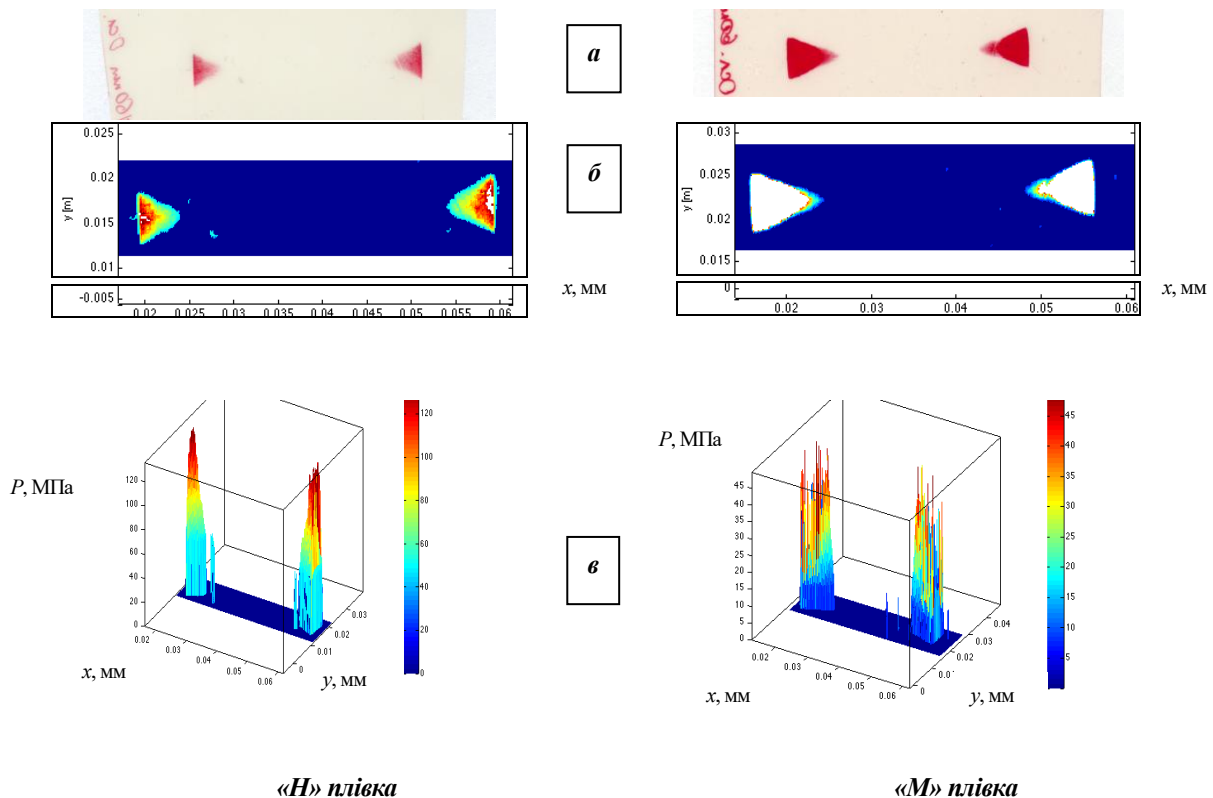


Рисунок 10 – Розподіл контактної тиску для виїмки $\varnothing 60 \text{ мм}$ без дії попередніх зусиль деформування: *а* – відбиток; *б* – *в* – розподіл контактної тиску

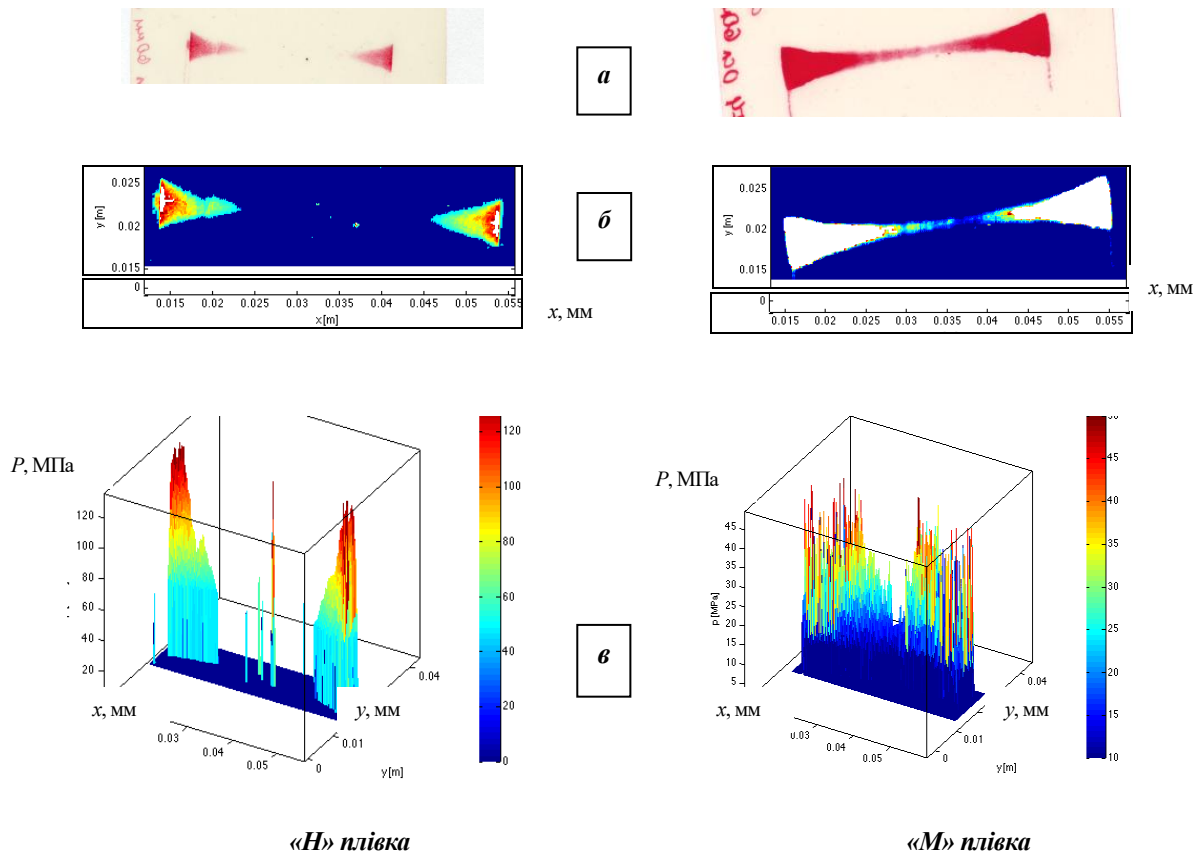


Рисунок 11 – Розподіл контактної тиску для виїмки $\varnothing 60$ мм за умов дії попередніх зусиль деформування та із ними: *a* – відбиток; *б-в* – розподіл контактної тиску

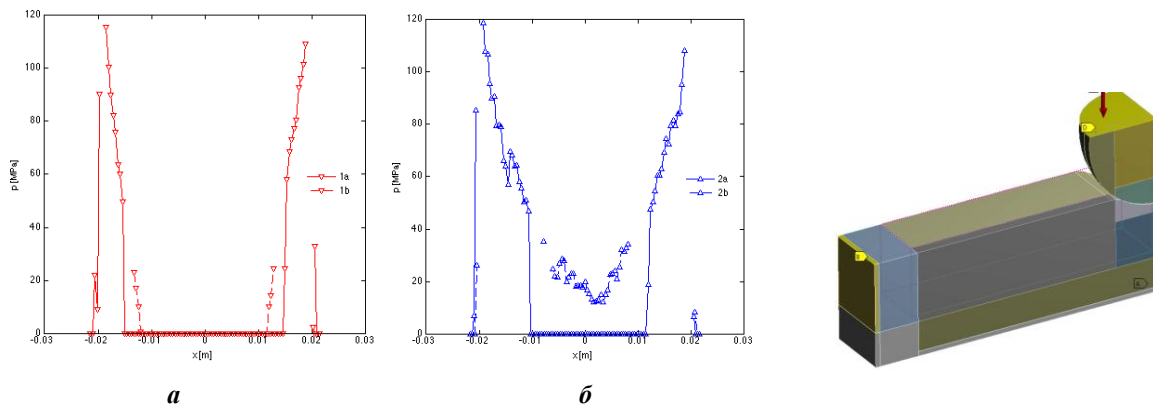
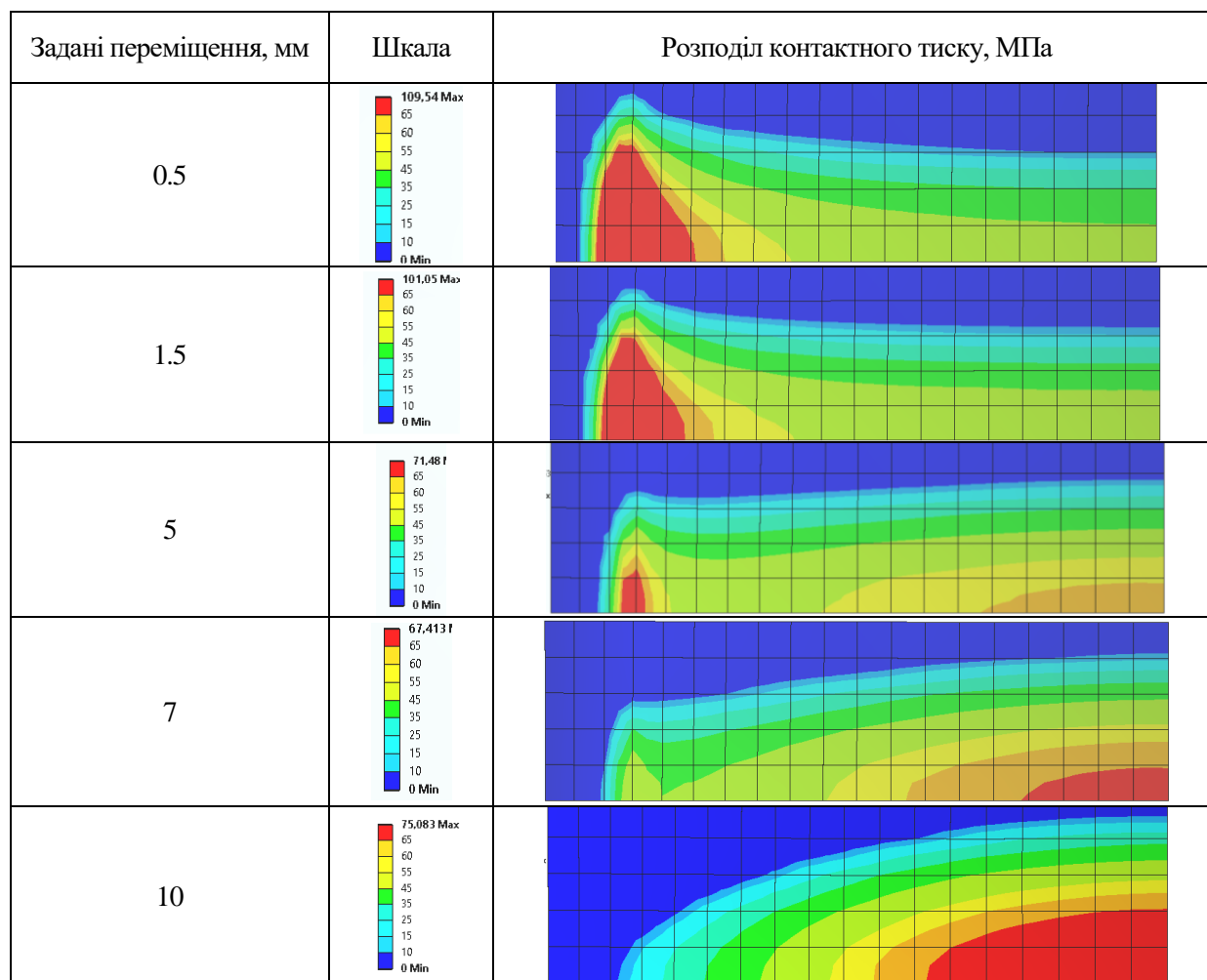


Рисунок 12 – Картина розподілу контактної тиску без (а) і з (б) попередньою деформацією одного із контактуючих тіл: *a* – без попереднього деформування; *б* – з попереднім деформуванням

Рисунок 13 – Схема навантаження виділеної площадки

На рис. 13 та у табл. 1 наведені результати чисельного моделювання контактної взаємодії СПТ за схемою, описаною вище.

Таблиця 1 – Схема кінематичного навантаження та розподіли контактного тиску у спряженні кулькового поршня із біговою доріжкою ГОП



Видно, що характер розподілу контактного тиску видозмінюється із зростанням навантаження, максимум контактний тиск переміщається із периферії у центральну частину. Це за загальною тенденцією співпадає із експериментально зафіксованою закономірністю.

Висновки. Розрахунково-експериментальні дослідження напружено-деформованого стану і контактної взаємодії складнопрофільних тіл із проміжним пружним шаром, проведені та описані у роботі, дають значний обсяг матеріалу для співставлення відповідних результатів та формування наступних висновків.

1. Комплексне експериментальне дослідження контактної взаємодії кулькового поршня радіальної гідрооб'ємної передачі із її статорним кільцем (із біговою доріжкою складного поперечного профілю) однозначно свідчить про справедливість чисельно визначених тенденцій зміни картини розподілу контактний тиску при варіюванні форми бігової доріжки та властивостей проміжного шару. При цьому прослідковується збіжність як форми областей контакту та розподілів контактний тиску, так і характеру їх збурення при зміні тих чи інших чинників. Так, при зміні радіуса поперечного перерізу бігової доріжки від значення, меншого за радіус поршня, до – більшого, відбувається поступовий перехід від двох краплевидних

контактних плям до однієї гантелевидної, а надалі – до еліпсоїдної. Контактний тиск при цьому змінює свій розподіл, знижуючи максимум на периферії та поступово змінюючи розташування максимуму на центральне. При цьому у геометричному центрі можливого контакту спочатку (зі зростанням критичної сили) контактний тиск – нульовий, потім – зростає, набуваючи локального мінімуму, а врешті – глобального максимуму (за певних параметрів геометричної форми та рівня навантаження).

2. У процесі експериментального дослідження контактної взаємодії кулькового поршня радіальної гідروоб'ємної передачі із її статорним кільцем варіювалася податливість проміжного шару у різних зонах контактної плями, а також керуюче навантаження, яке призводить до зміни геометричної форми поверхні бігової доріжки. Обидва чинники продемонстрували значний вплив на розподіл контактного тиску та форму контактних плям, що корелює із результатами здійснених паралельно чисельних досліджень. Зокрема, спостерігається видозміна контактних зон при варіюванні розподілу податливості проміжного пружного шару на області контакту: у зонах із меншою податливістю контактний тиск більший, ніж був би у випадку номінального його рівня.

3. Крім того, додаткове керуюче навантаження може призводити за рахунок пружних деформацій контактуючих тіл до зміни початкового розподілу зазору (за відсутності експлуатаційних попередніх навантажень). У свою чергу, це може тягнути за собою різку зміну конфігурації контактної площадки та розподілу контактного тиску. Отже, шляхом зміни розподілу податливості проміжного пружного шару (або розподілу його товщини) на області контакту, а також прикладанням спеціально підібраного додаткового керуючого навантаження можна впливати на контактну область (змінюється форма і розміри), і на величину та розподіл контактного тиску.

Усі зазначені вище особливості та закономірності свідчать про узгодженість результатів здійснених та описаних чисельних та експериментальних досліджень.

Таким чином, підтверджується адекватність математичних мікромакроемеханічних моделей деформування мережевих матеріалів та контактної взаємодії СПТ фізичної реальності; коректність чисельних моделей та збіжність розроблених методів розв'язання систем розв'язувальних співвідношень; точність отриманих результатів чисельного моделювання та обґрунтованість розроблених на їх основі результатів.

Література. 1. Контактное взаимодействие элементов машин с нелинейно упругим промежуточным слоем / Н.Н. Ткачук, Г.И. Львов, А.В. Грабовский, Н.Б. Скрипченко // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків, НТУ «ХПІ». – 2018. – № 33 (1309). – С. 43–63. 2. Ткачук Н.Н. Контакт сложнопрофильных тел: связанная задача анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза / Н.Н. Ткачук, Н.А. Ткачук // *Механіка та машинобудування*. – Харків, НТУ «ХПІ». – 2011. – № 2. – С. 75–86. 3. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов / Н.Б. Скрипченко, Н.Н. Ткачук, Н.А. Ткачук, Д.С. Мухин // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків, НТУ «ХПІ». – 2013. – № 41. – С. 133–142. 4. Ткачук Н.Н. Решение задач о контактом взаимодействии шероховатых тел с применением модели нелинейного винклеровского слоя / Н. Н. Ткачук, Н. Б. Скрипченко, Н. А. Ткачук // *Механіка та машинобудування*. – Харків, НТУ «ХПІ». – 2016. – № 1. – С. 3–14. 5. Ткачук Н. Н. Контактное взаимодействие сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями : монографія. 2-е изд., перераб. и доп. Харьков : ФОП Панов А.Н., 2019. 188 с. 6. Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.А., Грабовский А.В. Контактное взаимодействие сложнопрофильных деталей машиностроительных конструкций с учетом локальной податли-

вості поверхностного слоя : монографія. 2-е изд., перераб. и доп. Харьков: ФОП Панов А.Н., 2019. 148 с. 7. Johnson, K. L. *Contact Mechanics* / K.L. Johnson. – Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1987. – 464 p. 8. Устиненко А.В. Математическое моделирование процессов усталостного разрушения зубьев / А.В. Устиненко // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 22. – С. 170-175. 9. Archard JF. *Elastic deformation and the laws of friction* / Archard JF. // *In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. – The Royal Society, 1957. – Vol. 243. – P. 190–205.* 10. Nayak P.R. *Random Process Model of Rough Surfaces* / P.R. Nayak // *Journal of Lubrication Technology.* – 1971. – Vol. 93(3). – P.398–407. 11. Greenwood JA *Contact of nominally flat surfaces.* In *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical/ JA Greenwood, JB Pl Williamson // Physical and Engineering Sciences. – The Royal Society. – 1966. – Vol. 295. – P. 300–319.* 12. Bush AW *The elastic contact of a rough surface.* / AW Bush, RD Gibson, TR Thomas // *Wear.* – 1975. – Vol. 35(1). – P. 87–111. 13. Greenwood JA. *A simplified elliptic model of rough surface contact.* / JA Greenwood // *Wear.* – 2006. – Vol. 261(2). – P. 191–200. 14. McCool John I. *Non-gaussian effects in microcontact.* / John I McCool // *International Journal of Machine Tools and Manufacture.* – 1992. – Vol. 32(1–2). – P. 115–123. 15. Ciavarella M. *Inclusion of «interaction» in the greenwood and williamson contact theory* / M. Ciavarella, JA Greenwood, M. Paggi // *Wear.* – 2008. – Vol. 265(5). – P. 729–734. 16. Paggi M. *The coefficient of proportionality κ between real contact area and load, with new asperity models* / M. Paggi, M. Ciavarella // *Wear.* – 2010. – Vol. 268(7). – P. 1020–1029. 17. Mikić BB. *Thermal contact conductance; theoretical considerations* / BB Mikić // *International Journal of Heat and Mass Transfer.* – 1974. – Vol. 17(2). – P. 205–214. 18. Ciavarella M. *Linear elastic contact of the weierstrass profile* / M Ciavarella, G Demelio, JR Barber, Yong Hoon Jang / *In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. – The Royal Society, 2000. – Vol. 456, P. 387–405.* 19. Persson BNJ *Theory of rubber friction and contact mechanics* / BNJ Persson // *The Journal of Chemical Physics.* – 2001. – Vol. 115(8). – P. 3840–3861. 20. Yang C. *Contact mechanics: contact area and interfacial separation from small contact to full contact* / C. Yang, BNJ Persson // *Journal of Physics: Condensed Matter.* – 2008. – Vol. 20(21). – P. 215214. 21. *Elastic contact stiffness and contact resistance for the weierstrass profile* / M Ciavarella, G. Murolo, G. Demelio, JR Barber // *Journal of the Mechanics and Physics of Solids.* – 2004. – Vol. 52(6). – P. 1247–1265. 22. Ciavarella M. *Conductance of rough random profiles* / M. Ciavarella, S. Dibello, G. Demelio // *International Journal of Solids and Structures.* – 2008. – Vol. 45(3). – P. 879–893. 23. Paggi M. *Contact conductance of rough surfaces composed of modified rnd patches* / M. Paggi, JR Barber // *International Journal of Heat and Mass Transfer.* – 2011. – Vol. 54(21). – P. 4664–4672. 24. Pohrt R. *Contact mechanics of rough spheres: Crossover from fractal to hertzian behavior* / R. Pohrt, V. L. Popov // *Advances in Tribology, 2013.* 25. Pastewka L. *Finite-size scaling in the interfacial stiffness of rough elastic contacts* / L. Pastewka, M. O Robbins, Bo NJ Persson. // *Physical Review E Staff.* – 2013. – Vol. 87(6). – P. 062809. 26. *Finite-size scaling in the interfacial stiffness of rough elastic contacts* / L. Pastewka, N. Prodanov, B. Lorenz, M. H Müser, M. O Robbins, BNJ Persson. // *Physical Review E.* – 2013. – Vol. 87(6). – P. 062809. 27. Комбалов В.С. *Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ* / В.С. Комбалов. – Москва: Наука, 1974. – 112 с. 28. Дёмкин Н.Б. *Контактирование шероховатых поверхностей* / Н.Б. Дёмкин. – Москва: Наука, 1970. – 227 с. 29. Кравчук А.С. *Метод вариационных неравенств в контактных задачах* / А.С. Кравчук // *Механика контактных взаимодействий.* – 2001. – С. 93–115. 30. Крагельский И.В. *Основы расчета на трение и износ* / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с. 31. Штаерман И.Я. *Контактная задача теории упругости* / И.Я. Штаерман. – Москва; Ленинград: Гостехиздат, 1949. – 272 с. 32. Тимошенко С. *История науки о сопротивлении материалов* / С.Тимошенко. – Москва: Гос. изд-во техн.-теорет. лит., 1957. – 536 с. 33. Решетов Д.Н. *Точность металлорежущих станков* / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – Москва: Машиностроение, 1986. – 336 с. 34. Аргатов И.И. *Основы теории упругого дискретного контакта* / И.И. Аргатов, Н.Н. Дмитриев. – Санкт-Петербург: Политехника, 2003. – 233 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Kontaktное vzaimodejstvie elementov mashin s nelinejno uprugim promezhutochnym sloem* / N.N. Tkachuk, G.I. L'vov, A.V. Grabovskij, N.B. Skripchenko // *Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «Harkivs'kij politekhnichnij institut».* – Harkiv, NTU «HPI». – 2018. – № 33 (1309). – S. 43–63. 2. *Tkachuk N.N. Kontakt slozhnoprofil'nyh tel: svyazannaya zadacha analiza napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya i geometricheskogo sinteza* / N.N. Tkachuk, N.A. Tkachuk // *Mekhanika ta mashinobuduvannya.* – Harkiv, NTU «HPI». –

2011. – № 2. – S. 75–86. **3.** Tkachuk N.N. *Analiz kontaktного vzaimodejstviya gladkih i sherohovatyh tel metodom granichnyh elementov* / N.B. Skripchenko, N.N. Tkachuk, N.A. Tkachuk, D.S. Muhin // *Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «Harkivs'kij politekhnichnij institut»*. – Harkiv, NTU «HPI». – 2013. – № 41. – S. 133–142. **4.** Tkachuk N.N. *Reshenie zadach o kontaktnom vzaimodejstvii sherohovatyh tel s primeneniem mo-deli nelinejnogo vinklerovskogo sloya* / N. N. Tkachuk, N. B. Skripchenko, N. A. Tkachuk // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – Harkiv, NTU «HPI». – 2016. – № 1. – S. 3–14. **5.** Tkachuk N. N. *Kontaktное vzaimodejstvie slozhnoprofil'nyh elementov mashinostroitel'nyh konstrukcij s kinematicheski sopryazhennymi poverhnostyami : monografiya. 2-e izd., pererab. i dop.* Har'kov : FOP Panov A.N., 2019. 188 s. **6.** Tkachuk N.N., Skripchenko N.B., Tkachuk N.A., Grabovskij A.V. *Kontaktное vzaimodejstvie slozhnoprofil'nyh detalej mashinostroitel'nyh konstrukcij s uchedom lokal'noj podatlivosti poverhnostnogo sloya : monografiya. 2-e izd., pererab. i dop.* Har'kov: FOP Panov A.N., 2019. 148 s. **7.** Johnson, K. L. *Contact Mechanics* / K.L. Johnson. – Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1987. – 464 r. **8.** Ustinenko A.V. *Matematicheskoe modelirovanie processov ustalostnogo razrusheniya zub'ev* / A.V. Ustinenko // *Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «Harkivs'kij politekhnichnij institut»*. – Harkiv: NTU «HPI». – 2012. – № 22. – S. 170-175. **9.** Archard JF. *Elastic deformation and the laws of friction* / Archard JF. // *In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. – The Royal Society, 1957. – Vol. 243. – P. 190–205. **10.** Nayak P.R. *Random Process Model of Rough Surfaces* / P.R. Nayak // *Journal of Lubrication Technology*. – 1971. – Vol. 93(3). – P.398–407. **11.** Greenwood JA *Contact of nominally flat surfaces*. In *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical/* JA Greenwood, JB Pl Williamson // *Physical and Engineering Sciences*. – The Royal Society. – 1966. – Vol. 295. – P. 300–319. **12.** Bush AW *The elastic contact of a rough surface*. / AW Bush, RD Gibson, TR Thomas // *Wear*. – 1975. – Vol. 35(1). – P. 87–111. **13.** Greenwood JA. *A simplified elliptic model of rough surface contact*. / JA Greenwood // *Wear*. – 2006. – Vol. 261(2). – P. 191–200. **14.** McCool John I. *Non-gaussian effects in microcontact*. / John I McCool // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. – 1992. – Vol. 32(1–2). – P. 115–123. **15.** Ciavarella M. *Inclusion of «interaction» in the greenwood and williamson contact theory* / M. Ciavarella, JA Greenwood, M. Paggi // *Wear*. – 2008. – Vol. 265(5). – P. 729–734. **16.** Paggi M. *The coefficient of proportionality κ between real contact area and load, with new asperity models* / M. Paggi, M. Ciavarella // *Wear*. – 2010. – Vol. 268(7). – P. 1020–1029. **17.** Mikić BB. *Thermal contact conductance; theoretical considerations* / BB Mikić // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1974. – Vol. 17(2). – P. 205–214. **18.** Ciavarella M. *Linear elastic contact of the weierstrass profile* / M Ciavarella, G Demelio, JR Barber, Yong Hoon Jang / *In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. – The Royal Society, 2000. – Vol. 456, P. 387–405. **19.** Persson BNJ *Theory of rubber friction and contact mechanics* / BNJ Persson // *The Journal of Chemical Physics*. – 2001. – Vol. 115(8). – P. 3840–3861. **20.** Yang C. *Contact mechanics: contact area and interfacial separation from small contact to full contact* / C. Yang, BNJ Persson // *Journal of Physics: Condensed Matter*. – 2008. – Vol. 20(21). – P. 215214. **21.** *Elastic contact stiffness and contact resistance for the weierstrass profile* / M Ciavarella, G. Murolo, G. Demelio, JR Barber // *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. – 2004. – Vol. 52(6). – P. 1247–1265. **22.** Ciavarella M. *Conductance of rough random profiles* / M. Ciavarella, S. Dibello, G. Demelio // *International Journal of Solids and Structures*. – 2008. – Vol. 45(3). – P. 879–893. **23.** Paggi M. *Contact conductance of rough surfaces composed of modified rnd patches* / M. Paggi, JR Barber // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2011. – Vol. 54(21). – P. 4664–4672. **24.** Pohrt R. *Contact mechanics of rough spheres: Crossover from fractal to hertzian behavior* / R. Pohrt, V. L. Popov // *Advances in Tribology*, 2013. **25.** Pastewka L. *Finite-size scaling in the interfacial stiffness of rough elastic contacts* / L. Pastewka, M. O Robbins, Bo NJ Persson. // *Physical Review E Staff*. – 2013. – Vol. 87(6). – P. 062809. **26.** *Finite-size scaling in the interfacial stiffness of rough elastic contacts* / L. Pastewka, N. Prodanov, B. Lorenz, M. H Müser, M. O Robbins, BNJ Persson. // *Physical Review E*. – 2013. – Vol. 87(6). – P. 062809. **27.** Kombalov B.C. *Vliyanie sherohovatosti tverdyh tel na trenie i iznos* / V.S. Kombalov. – Moskva: Nauka, 1974. – 112 s. **28.** Dyomkin N.B. *Kontaktirovanie sherohovatyh poverhnostej* / N.B. Dyomkin. – Moskva: Nauka, 1970. – 227 s. **29.** Kravchuk A.S. *Metod variacionnyh neravenstv v kontaknyh zadachah* / A.S. Kravchuk // *Mekhanika kontaknyh vzaemodejstvij*. – 2001. – S. 93–115. **30.** Kragel'skij I.V. *Osnovy rascheta na trenie i iznos* / I.V. Kragel'skij, M.N. Dobychin, V.S. Kombalov. – M. : Mashinostroenie,

1977. – 526 s. **31.** *SHtaerman I.YA. Kontaktnaya zadacha teorii uprugosti / I.YA. SHtaerman. – Moskva; Leningrad: Gostekh-izdat, 1949. – 272 s.* **32.** *Timoshenko S. Istoriya nauki o soprotivlenii materialov / S.Timoshenko. – Moskva: Gos. izd-vo tekhn.-teoret. lit., 1957. – 536 s.* **33.** *Reshetov D.N. Tochnost' metallovezhushchih stankov / D.N. Reshetov, V.T. Portman. – Moskva: Mashinostroenie, 1986. – 336 s.* **34.** *Argatov I.I. Osnovy teorii uprugogo diskretnogo kontakta / I.I. Argatov, N.N. Dmitriev. – Sankt-Peterburg: Politekhnik, 2003. – 233 s*

Ткачук М.М., Грабовський А.В., Ткачук М.А., Саверська М.С.

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОФІЛЮ І ЖОРСТКОСТІ ПРОМІЖНОГО ШАРУ НА РОЗПОДІЛ КОНТАКТНОГО ТИСКУ МІЖ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИМИ ТІЛАМИ

У роботі описано метод коригування профіля поверхонь контактуючих тіл у актуальному стані шляхом створення пружного деформування одного із тіл. На прикладі контактної взаємодії кулькового поршня із складнопрофільним тілом досліджено вплив деформування одного із тіл на розміри і форму області контактної взаємодії, а також на розподіл контактного тиску між тілами. Установлено, що за рахунок деформування одного із тіл різко змінюється характер контактної взаємодії. Двов'язна область контакту перетворюється у одноз'язну. Рівень контактного тиску знижується. Це сприяє підвищенню міцності контактуючих тіл.

Ткачук Н.Н., Грабовский А.В., Ткачук Н.А., Саверская М.С.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОФИЛЯ И ЖЕСТКОСТИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО СЛОЯ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ МЕЖДУ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫМИ ТЕЛАМИ

В работе описан метод корректировки профиля поверхностей контактирующих тел в актуальном состоянии путем создания упругого деформирования одного из тел. На примере контактного взаимодействия шарикового поршня со сложнопольным телом исследовано влияние деформации одного из тел на размеры и форму области контактного взаимодействия, а также на распределение контактного давления между телами. Установлено, что за счет деформирования одного из тел резко меняется характер контактного взаимодействия. Двусвязная область контакта превращается в односвязную. Уровень контактного давления снижается. Это способствует повышению прочности контактирующих тел.

Tkachuk M.M., Grabovskiy A.V., Tkachuk M.A., Saverska M.S.

CALCULATING AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE EFFECT OF PROFILE AND RIGIDITY OF INTERMEDIATE LAYER ON DISTRIBUTION OF CONTACT PRESSURE BETWEEN COMPLEX SHAPED BODIES

The paper describes a method for adjusting the surface profile of contacting bodies in the current state by creating an elastic deformation of one of the bodies. The effect of deformation of one of the bodies on the size and shape of the contact interaction region, as well as on the distribution of the contact pressure between the bodies was investigated on the example of the contact interaction of the ball piston with the compound polar body. It is established that due to the deformation of one of the bodies, the nature of the contact interaction changes sharply. The biconnected contact area turns into a simply connected one. The level of contact pressure is reduced. This contributes to increasing the strength of contacting bodies.

Транспортне машинобудування

УДК 629.1.032.1

Бобер А.В., Герасименко В.И., Жадан В.А., Зарянов В.А., Крот С.Г.

КРИТЕРИИ ВЫБОРА ТИПА ГЛУШИТЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМ ВЫПУСКА НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Актуальность проблемы. Современные двигатели внутреннего сгорания – основа силовой установки любого транспортного средства, как гражданского, так и военного назначения – являются источниками интенсивного шума, который негативно отражается на здоровье и работоспособности личного состава.

Под влиянием интенсивного шума ухудшается зрение, снижается слух, изменяются ритмы дыхания и сердечной деятельности, повышается внутричерепное и кровяное давление, возникают заболевания желудочно-кишечного тракта и других внутренних органов. Воздействуя на кору головного мозга, шум оказывает негативное влияние на организм человека в целом, ускоряет процесс утомления, ослабляет внимание и замедляет реакции. Специальными исследованиями в войсках было установлено, что более 30% отказов и аварий боевой техники происходит из-за случайных или ошибочных действий личного состава. Кроме того, для военной техники интенсивный шум является серьезным демаскирующим фактором, затрудняющим выполнение боевой задачи.

В то же время рост массы боевых машин, улучшение параметров подвижности и проходимости, повышение их мобильности требует дальнейшего увеличения мощности двигателей, что ведет к повышению уровня шума, излучаемого этими двигателями. При проектировании силовых установок конструкторы, наряду с выполнением ряда основных требований, обязаны также обеспечивать выполнение стандартов шумности.

Так, по состоянию на 2017 год, международные автомобильные стандарты требуют ограничить шум от работающего автомобиля не более 75 дБА; в ближайшее время требования будут пересмотрены в сторону ужесточения. Чтобы добиться требуемого уровня шума, в автомобилях применяются несколько хорошо отработанных схем систем впуска и выпуска, в которых реализуются различные принципы шумоподавления.

В настоящее время специалисты ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» ведут работы по проектированию новых объектов легкобронированной техники и модернизируют уже существующие, принимая тем самым непосредственное участие в решении задач, связанных с проблемами снижения шума военных машин.

Целью настоящей статьи является выработка критериев по выбору типа глушителей шума выхлопа ДВС для военных машин, а также отражение теоретических и экспериментальных исследований, позволяющих на стадии проектирования определять конструкцию и параметры глушителя с требуемыми акустическими характеристиками.

Основная часть. Для снижения шума силовых установок, попадающего в окружающую среду по газо-воздушному тракту, в качестве основного средства применяются глушители шума. Глушители обычно подразделяются на активные (абсорбционного типа), реактивные и комбинированные.

Выбор типа глушителя зависит от нескольких факторов [1, 2], главными из которых являются:

– спектр шума источника;

© А.В. Бобер, 2019

- величина требуемого снижения шума;
- конструкция заглушаемой установки и условия ее работы;
- допустимое аэродинамическое сопротивление;
- стоимость глушителя.

В активных глушителях звуковая энергия превращается в тепло в звукопоглощающем материале, которым покрыты внутренние полости глушителя, трубопроводы и места вблизи их выходов в атмосферу. Реактивные глушители такого материала не содержат; в них шум снижается за счет отражения звуковой энергии обратно к источнику шума. Как правило, подобные глушители устанавливаются в трубопроводах небольших размеров, когда длина волны заглушаемого шума намного больше диаметра трубопровода [1], [3].

Для глушителей активного типа разработано множество различных конструкций. Наиболее простым из них является трубчатый глушитель, в котором в корпусе 4 расположен канал 1 круглого (рис.1а), квадратного или прямоугольного сечения (рис.1б), выполненный из перфорированного листового материала. Канал облицован звукопоглощающим материалом 2, защищенным слоем перфорированной стеклоткани или фольги, металлической сеткой либо другим аналогичным покрытием для предотвращения его выдувания потоком отработавших газов либо воздуха (для различного рода воздухопроводов).

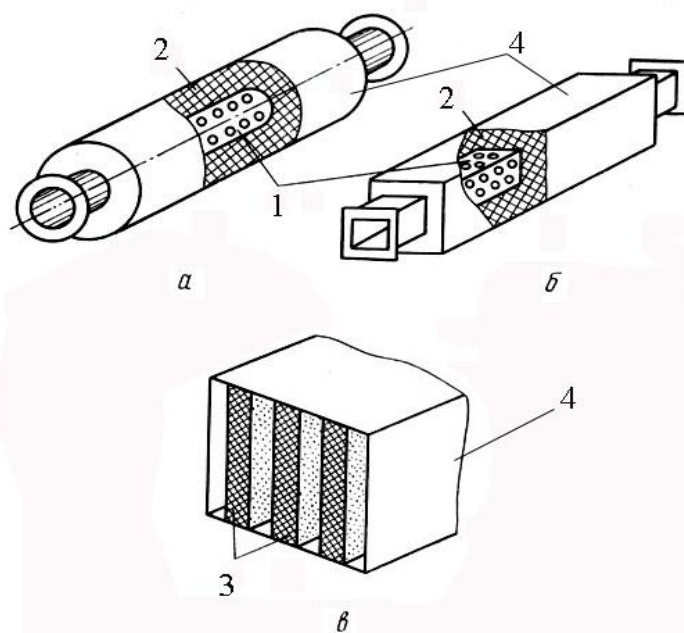


Рисунок 1 – Схема активного глушителя а и б - трубчатого типа, в - пластинчатого типа
1 - канал; 2- звукопоглощающий материал; 3 - щиты; 4 - корпус

Затухание в трубчатом глушителе приближенно может оцениваться по формуле Белова [1]:

$$f(\alpha) = \frac{Pl}{S} \text{ дБ}, \quad (1)$$

где P – периметр проходного сечения, м; l – длина глушителя, м; S – площадь проходного сечения, м²; $f(\alpha)$ – эквивалентный коэффициент поглощения облицовки.

Опытным путем установлено, что эквивалентный коэффициент поглощения облицовки зависит от действительного коэффициента поглощения материала α следующим образом:

Таблица 1 – Зависимость эквивалентного коэффициента поглощения облицовки от действительного коэффициента поглощения материала α

α	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$f(\alpha)$	0,1	0,2	0,4	0,5	0,6	0,9	1,2	1,6	2,0	4,0

Для трубчатых глушителей с внутренним диаметром $d_{вн}$ выражение (1) принимает вид:

$$\Delta L = 4,4f(\alpha) \frac{l}{d_{вн}}, \quad (2)$$

где величину $\frac{l}{d_{вн}} = K_{зл}$ принято называть калибром глушителя

Выражение (1) получено, исходя из равномерного распределения плотности звуковой энергии по поперечному сечению глушителя. Однако на частотах выше граничной частоты, на которой внутренний поперечный размер глушителя равен половине длины волны, звуковое поле становится уже не равномерным по сечению, особенно при высоком коэффициенте звукопоглощения облицовки. При этом возникает «лучевой эффект» – появляется осевой пучок звуковой энергии, на который облицовка глушителя оказывает сравнительно слабое воздействие, и величина затухания снижается.

Затухание звука не постоянно и по длине глушителя. Наибольшее затухание имеет место на начальном участке глушителя из-за влияния волновых мод высоких номеров. Наибольшее затухание для трубчатых глушителей, осуществляется на первых трех калибрах, а затем затухание уменьшается.

Обобщенная характеристика затухания в трубчатых глушителях длиной три калибра в зависимости от безразмерной частоты - отношения $\frac{f}{f_m}$ - имеет вид, показанный на рисунке 2. Характеристическая частота определяется эмпирической формулой:

$$f_m = \frac{112}{d\sqrt{D}}, \quad (3)$$

где D – гидравлический диаметр проходного сечения глушителя, м; d – толщина звукопоглощающей облицовки, м.

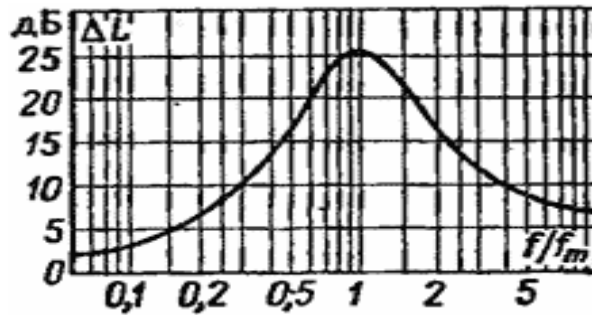


Рисунок 2 – Характеристика затухания шума в трубчатом глушителе

Как видно, кривая имеет подъем от низких частот до характеристической частоты f_m , и плавный спад, который вызывается наличием «лучевого эффекта».

Для практических расчетов [5], [6] в справочниках часто приводятся данные по затуханию шума на 1 м длины активного глушителя. В качестве примера, в таблице 2 приведены экспериментальные данные для трубчатого глушителя, в дБ/м, при толщине звукопоглощающей облицовки $d = 100$ мм и скорости газового потока не более 15 м/с.

В этом случае эффективность всего глушителя определяется по формуле

$$\Delta L_{2л} = \Delta L_1 l + \delta, \tag{4}$$

где ΔL_1 – затухание шума на 1 м длины глушителя, дБ/м; l – длина глушителя, м; δ – поправка, учитывающая более интенсивное затухание шума в начальной части глушителя.

При анализе представленных в таблице 2 данных видно, что использование глушителей трубчатого типа эффективно для глушения звука в трубопроводах относительно небольшого диаметра. Для трубопроводов больших размеров применение трубчатых глушителей нецелесообразно.

Таблица 2 – Затухание шума для трубчатого глушителя

Звукопоглощающая конструкция	Проходной размер глушителя, м	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Волокно супертонкое стеклянное или базальтовое, $\rho_{ср} = 25$ кг/м ³ , в оболочке из стеклоткани марки Э - 0,1 и перфорированного металлического листа	Ø 0,115	5	8,5	22	26	28	32	32	20
	Ø 0,194	3,5	6,5	20	18	24	25	19	13
	Ø 0,285	2,5	5,5	13	11	14	16	8	3,5
	Ø 0,375	1,5	4,2	12	9,7	13	12,7	6,6	3
	Ø 0,44	1	3,5	10,5	7	10,5	10	2,5	0,5
	0,3x0,3	2,5	6,5	11,5	17	17	13	8	0
	0,5x0,5	1,5	4	7	10	9	6	1	0
	0,8x0,8	1,3	3,5	6	6,5	5	3	0,5	0
	1,0x1,0	1	3	5	1,5	3,5	1	0	0
	1,2x1,2	1	3	4	4	2,5	0,5	0	0
	От 1,6x1,6 до 1,8x1,8	1	2	2,5	2	1	0,5	0	0
	2,0x2,0	0,8	2	2	1	0,5	0	0	0
2,5x2,5	0,6	1,7	1,8	0,8	0	0	0	0	
Полужесткие минераловатные плиты, $\rho_{ср} = 100$ кг/м ³ , в оболочке из стеклоткани марки Э - 0,1 и перфорированного металлического листа	Ø 0,6	2	4	7	9	6	4	3	2
	Ø 0,8	1	3,2	4,5	7,5	4,5	2,5	1,2	0,5
	Ø 1,4	0,5	2	3	3	1,5	0	0	0
	Ø 2,5	0,1	1,5	1,5	1	0	0	0	0

Величина δ определяется по графикам (рис. 3) в зависимости от отношения $\frac{\sqrt{F}}{\lambda}$, где F - площадь поперечного сечения канала в трубчатом глушителе, а в пластинчатом – площадь канала, образованного двумя соседними пластинами, м^2 ; $\lambda = \frac{c}{f}$ – длина звуковой волны, м, (здесь c – скорость звука, м/с, которая зависит от температуры, $c = 20,1\sqrt{T}$, где T – температура воздуха или газовой смеси, К; f – частота звука, Гц).

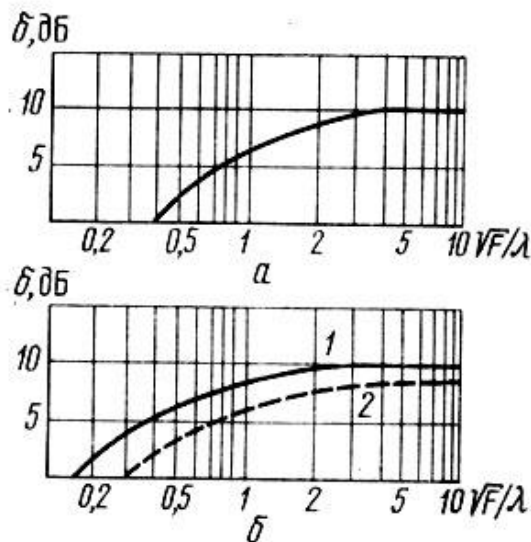


Рисунок 3 – Графики для определения поправки δ для: а – трубчатых глушителей; б – пластинчатых глушителей; 1 – для пластин толщиной 100-200 мм; 2 – 400 - 600 мм

Для увеличения затухания в трубопроводах больших размеров, как правило, применяют равномерное распределение звукопоглощающего материала по проходному сечению. Этот принцип использован в пластинчатом глушителе (рис. 1в).

Пластинчатый глушитель (рис. 4) представляет собой ряд щитов со звукопоглощающим материалом, разделяющих объем трубопровода на ряд параллельных каналов. Боковые стенки щитов выполняются из материала, прозрачного для звуковых волн. Толщина щитов $2d_1$ и расстояние между ними $2d_0$ одинаковы по всему сечению канала. Расстояние между крайними щитами и корпусом глушителя равно d_0 – половине расстояния между другими щитами.

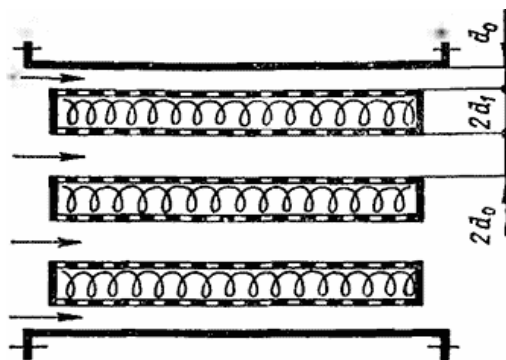


Рисунок 4 – Схема пластинчатого глушителя

Такие геометрические размеры пластинчатого глушителя принимают, исходя из требования обеспечения равенства затухания звука в каждом канале глушителя. При этом формула Белова для оценки затухания звука в пластинчатом глушителе принимает вид:

$$\Delta L = 2,2f(\alpha) \frac{l}{2d_0}, \quad (5)$$

где $f(\alpha)$ – эквивалентный коэффициент поглощения облицовки; $2d_0$ – расстояние между звукопоглощающими щитами, м; l – длина звукопоглощающих щитов, м.

Затухание звука (дБ/м) в пластинчатых глушителях приведено в таблице 3.

Таблица 3 – Затухание звука (дБ/м) в пластинчатых глушителях

Звукопоглощающая конструкция	Толщина пластины $2d_1$, мм	Расстояние между пластинами $2d_0$, мм	Проходное сечение, %	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Волокно супертонкое стеклянное или базальтовое, $\rho_{ср} = 25 \text{ кг/м}^3$ в оболочке из стеклоткани Э-0,1 и перфорированного металлического листа	100	50	23	4	10	20	30	36	42	40	30
		100	50	1,7	5,2	11,3	17,6	19,2	21,2	16,3	10,3
	150	75	33	4,4	9,4	14,8	19,4	26,1	25	16,4	8,4
		150	50	1,9	5	10,3	12,2	14	16,4	11	5,4
	200	200	50	2,4	5,6	8,2	10,5	12,5	11	5,6	2,3
		300	67	1,4	3	4,5	6,1	6,8	4	1,8	0,8
	400	160	25	8,5	14	12	17	19	23	16	7,2
		200	33	5,8	9,7	8,8	11,8	14,8	14,7	7,4	4,1
		400	50	4	5,5	4	7	8	6	3	1,5
		800	67	2,3	2,9	2,2	2,3	2,1	1,5	0,7	0,6
Полужесткие минераловатные плиты, $\rho_{ср} = 100 \text{ кг/м}^3$, в оболочке из стеклоткани Э-0,1 и перфорированного металлического листа	100	50	33	2	6	16	30	42	40	30	16
		100	50	1,5	4	10	15	20	17	12	7
	200	100	33	3	7	10	20	28	29	25	8
		200	50	1	4	7,8	12	15	13	6	1,5
	400	400	67	1	2	5	7	7	4	1	0
		200	33	4	8	12	15	15	13	10	2
	600	200	25	6,5	9	14	16	11	7,5	0	0
		300	33	5,5	7	10	10	8	3,5	1	0

Как видно из таблицы 3, при неизменном расстоянии между щитами $2d_0$ при увеличении толщины щита $2d_1$, область максимального затухания смещается в сторону более низких частот. Для эффективного глушения шума в области высоких частот при сохранении постоянного проходного сечения необходимо применять тонкие щиты, расположенные более часто.

Необходимая площадь проходного сечения абсорбционного глушителя $F_{св}$ определяется в зависимости от допустимой скорости $V_{дон}$ газовой смеси в глушителе из соотношения

$$F_{св} \geq \frac{Q_v}{V_{дон}}, \quad (6)$$

где Q_v – объемный расход воздуха или газовой смеси, проходящей через глушитель, $\text{м}^3/\text{с}$; $V_{дон}$ – допустимая скорость газовой смеси, $\text{м}/\text{с}$.

Следует отметить, что обычно значения $V_{дон}$ принимаются в пределах 5-10 $\text{м}/\text{с}$. Для глушителей на впуске компрессорных, газотурбинных установок, испытательных

боксов ТРД $V_{дон}$ – порядка 10-15 м/с. В системах выпуска отработавших газов силовых установок, значения скорости $V_{дон}$ принимаются еще больше – до 20-40 м/с.

В любом случае скорость $V_{дон}$ должна быть такой, чтобы аэродинамическое сопротивление глушителя не оказывало значительного влияния на работу заглушаемой установки. Выбор конструкции глушителя с необходимой эффективностью ΔL_{2n} производится по экспериментальным значениям, приведенным в нормативно-справочной литературе.

Ориентировочная толщина слоя звукопоглощающего материала (при размещении слоя на жесткой стенке) может быть определена по формуле

$$d = \frac{c_n}{bf}, \quad (7)$$

где c_n – скорость распространения звука в звукопоглощающем материале, м/с; b – коэффициент, который учитывает форму канала (принимается $b=4$ при облицовке канала с 4-х сторон и $b=2$ при облицовке канала с 2-х сторон); f – частота заглушаемого звука, Гц.

На практике, толщина звукопоглощающего материала выбирается в пределах 25...40 мм, для большего подавления шума в области низких частот толщина слоя может быть увеличена до 80...100 мм.

В то же время, на эффективность снижения шума влияют геометрические параметры перфорации облицовки или внутренней трубы звукопоглощающего слоя, такие как относительный шаг расположения отверстий, диаметр отверстий, их взаимное расположение и др. Как правило, в глушителях используется шаг перфорации $a = 2d$, где d – диаметр перфорации (обычно диаметр принимается 4...8 мм); при этом коэффициент перфорации равен 0,2. Уменьшение этого значения коэффициента перфорации нежелательно, т.к. приводит к снижению эффективности глушения на высоких частотах.

По результатам расчетов [7] и проведенных натурных испытаний, построены графики зависимостей уровня снижения шума от геометрических параметров перфорации.

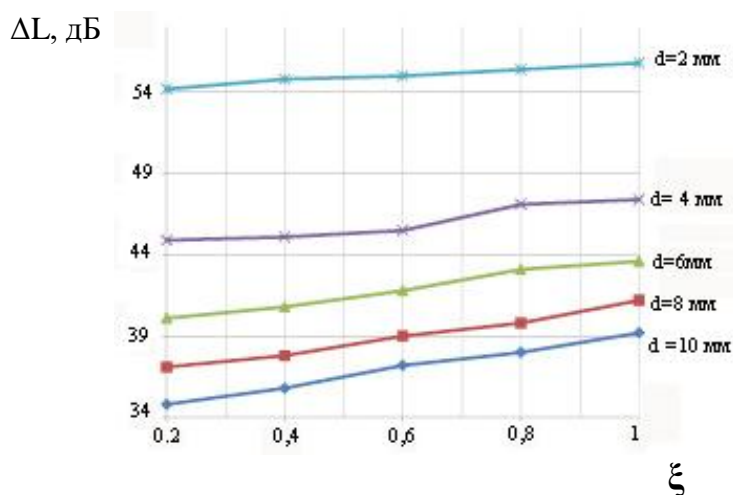


Рисунок 5 – Зависимость уровня снижения шума от геометрических параметров перфорации

На рисунке 5 видно, что по мере уменьшения диаметра отверстий d при фиксированном относительном шаге ξ эффективность глушителя шума повышается. Данный эффект объясняется тем, что на одной площади размещается большее количество отверстий по мере уменьшения их диаметра, а с увеличением числа отверстий возрастает их акустическая проницаемость.

Заключение. Из рассмотренных типов активных глушителей, приведенных в [1], [2] и [4], наиболее подходящими для снижения шума в газо- и воздухопроводных трактах силовой установки являются трубчатые активные глушители при относительно небольших размерах газопроводов и пластинчатые активные глушители при больших проходных сечениях. Данные конструкции сочетают акустическую эффективность с приемлемыми аэродинамическими качествами, технологичностью в производстве, достаточной простотой монтажа, а также с относительно невысокой стоимостью.

Однако существует ряд негативных моментов, которые ограничивают применение активных глушителей в системах выпуска, из которых наиболее существенными являются следующие:

- эффективная работа активных глушителей обеспечивается при толщинах слоев звукопоглощающего покрытия порядка $1/4$ длины волны заглушаемого звука;
- забивание поверхности звукопоглощающего покрытия продуктами неполного сгорания топлива (сажа, мазут, различные смолы), содержащимися в отработавших газах, что снижает его акустическую эффективность;
- разрушение звукопоглощающего покрытия пульсирующим потоком отработавших газов и высокой его температурой;
- звукопоглощающее покрытие впитывает и накапливает химически активный (смесь паров воды, кислот и различных солей) конденсат, содержащийся в выхлопных газах, что вызывает интенсивную коррозию корпуса глушителя изнутри. Для увеличения срока службы глушителя проектировщики вынуждены применять нержавеющие стали и использовать устройства принудительного удаления конденсата, что усложняет конструкцию глушителя и приводит к увеличению его стоимости;
- большие геометрические размеры трубопроводов и самого глушителя.

Кроме того, к звукопоглощающим материалам, используемым в абсорбционных глушителях, предъявляются следующие, достаточно противоречивые требования, одновременная реализация которых практически невозможна:

- высокий коэффициент поглощения в нужном диапазоне частот;
- безвредность для человека;
- негорючесть;
- стабильность характеристик при воздействии рабочих факторов;
- устойчивость к износу;
- невысокая стоимость и доступность.

Таким образом, с учетом вышеизложенного, можно определенно утверждать, что глушители активного типа широко применяются в вентиляционных, компрессорных, газотурбинных установках, на стендах испытания двигателей, аэродинамических трубах и пр., а также в транспортном машиностроении в системах питания воздухом. Для систем выпуска отработавших газов двигателя транспортных машин более эффективным оказывается применение реактивных и комбинированных глушителей – глушители такого типа успешно используются на изделиях БТР-4Е, БТР-4В, ТБКМ «Дозор-Б» и др.

Литература: 1. Белов С.В., Барбинов Ф.А., Козьяков А.Ф., Павлихин Г.П. Охрана окружающей среды – М. : «Высшая школа», 1983. – 264 с. 2. Борьба с шумом на производстве / Под общ. ред. Е.Я. Юдина. – М. : Машиностроение, 1985. – 400 с. 3. Колесников А.Е. Шум и вибрация. – Л. : Судостроение, 1988. – 248 с. 4. Техническая акустика транспортных машин / Под ред. Н.И. Иванова.- Спб. : Политехника, 1992. –365 с. 5. Иванов Н.И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах. – М. : Транспорт, 1978. –272 с. 6. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М. : Машиностроение, 1975. —559 с. 7. Бердников Л.А., Шишкин Д.А., Пачурин Г.В. Расчетные исследования влияния геометрических параметров резонансного (перфорированного) глушителя шума на эффективность снижения уровня шума // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 2-4. – С. 701-703.

Bibliography (transliterated): 1. Belov S.V., Barbinov F.A., Koz'yakov A.F., Pavlihin G.P. Ohrana okruzhayushchej sredy – M. : «Vysshaya shkola», 1983. – 264 s. 2. Bor'ba s shumom na proizvodstve / Pod obshch. red. E.YA. YUdina. – M. : Mashinostroenie, 1985. – 400 s. 3. Kolesnikov A.E. SHum i vibraciya. – L. : Sudostroenie, 1988. – 248 s. 4. Tekhnicheskaya akustika transportnyh mashin / Pod red. N.I. Ivanova.- Spb. : Politekhnika, 1992. –365 s. 5. Ivanov N.I. Bor'ba s shumom i vibrაციями na putevyh i stroitel'nyh mashinah. – M. : Transport, 1978. –272 s. 6. Idel'chik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam. — M. : Mashinostroenie, 1975. —559 s. 7. Berdnikov L.A., SHishkin D.A., Pachurin G.V. Raschetnye issledovaniya vliyaniya geometricheskikh parametrov rezonansnogo (perforirovannogo) glushitelya shuma na effektivnost' snizheniya urovnya shuma // Fundamental'nye issledovaniya. – 2015. – № 2-4. – S. 701-703.

Бобер А.В., Герасименко В.И., Жадан В.А., Зарянов В.А., Крот С.Г.

КРИТЕРИИ ВЫБОРА ТИПА ГЛУШИТЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМ ВЫПУСКА НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Целью настоящей статьи является выработка критериев по выбору типа глушителей шума выхлопа ДВС для военных машин, а также отражение теоретических и экспериментальных исследований, позволяющих на стадии проектирования определять конструкцию и параметры глушителя с требуемыми акустическими характеристиками.

Бобер А.В., Герасіменко В. І., Жадан В.А., Зарянов В.А., Крот С.Г.

КРИТЕРІЇ ВИБОРУ ТИПУ ГЛУШНИКІВ ДЛЯ СИСТЕМ ВИПУСКУ НА СТАДІЇ ПРОЄКТУВАННЯ

Метою даної статті є визначення критеріїв по вибору глушників шуму вихлопу ДВЗ для військових машин, а також відображення теоретичних і експериментальних досліджень, що дозволяють на стадії проектування визначати конструкцію і параметри глушника з необхідними акустичними характеристиками.

A. Bober, V. Gerasimenko, V. Zhadan, V. Zaryanov, S. Krot

CRITERIA FOR CHOICE OF EXHAUST SYSTEM MUFFLER TYPE AT THE DESIGN STAGE

The purpose of this article is to work out the criteria for choosing the internal combustion engine exhaust noise mufflers for military vehicles as well as to represent the theoretical and experimental researches, which make it possible to determine the design and parameters of muffler with required acoustic properties at the design stage.

Бобер А.В.; Герасименко В.И.; Жадан В.А.; Зарянов В.А.; Крот С.Г.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДЛЯ ОБЪЕКТОВ БТТ

Актуальность проблемы. Шумовое загрязнение окружающей среды является одной из главных экологических проблем нашего времени. Длительное действие шума на человека приводит, в первую очередь, к заболеваниям органов слуха, а также воздействует на центральную нервную систему и негативно влияет на внутренние органы. Шум приводит к различным патологиям в функциональном состоянии организма, таким как: заболевания органов пищеварения, сердечно-сосудистая недостаточность, неврологические расстройства, снижение остроты зрения, ухудшение памяти.

Шумовое воздействие негативно влияет и на психическое состояние человека: снижает его работоспособность, затрудняет прием, восприятие и обработку информации, уменьшает скорость реагирования и усложняет принятие оптимального решения в условиях быстро меняющейся ситуации.

Одним из основных источников шума в современном мире является автомобильный, железнодорожный и авиационный транспорт, а также сельскохозяйственная, промышленная и дорожно-строительная техника. Основным вклад в создание шума вносят их силовые установки, базой для которых, в подавляющем большинстве случаев, является двигатель внутреннего сгорания. Главным источником шума двигателя внутреннего сгорания является процесс выпуска отработавших газов, а основным средством борьбы с таким шумом – использование различных по конструкции глушителей, которые устанавливаются в систему выпуска.

С учетом важности проблемы, нормированием шума двигателей внутреннего сгорания занимаются как национальные, так и международные организации, которые разрабатывают нормативные показатели характеристик шума и методы их оценки. Уровень шума, производимого двигателями внутреннего сгорания, в большинстве стран является одним из основных показателей уровня их технического совершенства. С другой стороны, повышенный шум создает неблагоприятные условия эксплуатации транспортного средства, что приводит к снижению его конкурентоспособности и уменьшению объемов реализации на рынках сбыта.

Военной технике свойственны те же проблемы, что и гражданской, хоть нормирование шума не стоит столь жестко. Дополнительно, шум военной техники является серьезным демаскирующим фактором, затрудняющим выполнение боевых задач. В то же время, рост массы боевых машин, улучшение параметров подвижности и проходимости, повышение их мобильности, требует дальнейшего увеличения мощности двигателей, а это, в свою очередь, ведет к повышению уровня шума, излучаемого этими двигателями.

© А.В. Бобер, 2019

В настоящее время специалисты ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова», как основного разработчика БТТ в Украине, ведут работы по проектированию новых объектов легкобронированной техники, танков, изделий на их базе и модернизируют уже существующие образцы, принимая тем самым непосредственное участие в решении задач, связанных с проблемами снижения шума военных машин.

Целью настоящей статьи является классификация систем выпуска отработавших газов, а также выработка рекомендаций по проектированию систем выпуска отработавших газов для военных машин, позволяющих конструировать глушитель с заданными характеристиками.

Основная часть. Современный двигатель является источником мощного шума. Этот шум формируется в результате сложения акустического излучения нескольких источников. Такими источниками являются узлы и агрегаты двигателя, создающие шумы механического происхождения, а также газодинамические процессы – источники аэродинамического шума.

Вклад в общий шум двигателя и характер акустического излучения каждого из этих источников различен. Он определяется следующими техническими и эксплуатационными факторами:

- типом двигателя;
- частотой вращения коленчатого вала двигателя;
- числом цилиндров;
- типом системы охлаждения;
- наличием агрегатов турбонаддува;
- типом системы выпуска отработавших газов;
- мощностными показателями двигателя и степенью его форсирования;
- особенностями конструкции двигателя (как в целом, так его отдельных узлов и деталей).
- уровнем технологичности.

Среди нескольких источников шума, как правило, выделяются доминирующие. На основании многочисленных исследований акустических характеристик двигателей различных типов и производителей, приведенных в литературе, основные источники шума двигателя можно расположить в следующем порядке по мере убывания их интенсивности:

- процесс сгорания;
- системы впуска и выпуска;
- цилиндро-поршневая группа;
- топливоподающая аппаратура;
- клапанно-распределительный механизм;
- зубчатые передачи, водяной насос и пр.

Эффективное подавление шума двигателя достигается при частичном снижении шума именно от этих доминирующих источников. Так, система выпуска отработавших

газов является неотъемлемой частью любой силовой установки с двигателем внутреннего сгорания (см. таблицу 1) и выполняет ряд основных задач:

- отвод отработавших газов от цилиндров двигателя в атмосферу;
- предотвращение попадания отработавших газов в обитаемые отделения;
- снижение уровня шума отработавших газов;
- уменьшение токсичности отработавших газов;
- охлаждение отработавших газов.

Одним из основных способов снижения шума двигателя является применение глушителей, выбор которых зависит, в первую очередь, от условий эксплуатации силовой установки, спектра ее шума и требуемой величины заглушения. Впрочем, наличие глушителя в системе выпуска отработавших газов не обязательно. Подобные конструкции систем выпуска используются для силовых установок изделий, которые будут эксплуатироваться в условиях, при которых уровень шума не имеет особого значения, например, для спортивной техники. Как известно, глушитель создает определенное противодействие выпуску и отбирает часть мощности двигателя, поэтому в системах выпуска спортивных автомобилей и мотоциклов глушители, как правило, не предусмотрены. А для некоторых образцов военной техники, например, для танков и машин на их базе, где применяется эжекционная система охлаждения, конструкция силовой установки принципиально не позволяет устанавливать глушитель в систему выпуска.

Анализ современных, успешно эксплуатирующихся систем выпуска отработавших газов автомобилей как гражданского, так и военного назначения показывает наличие большого количества конструктивных решений в зависимости от характеристик применяемых двигателей и конструкции транспортного средства.

Системы выпуска отработавших газов можно классифицировать по ряду различных признаков (см. таблицу 2), однако, в общем случае, в состав системы выпуска отработавших газов входят следующие элементы:

- выпускной коллектор двигателя либо фланец турбины;
- приемная труба глушителя;
- компенсатор угловых и линейных колебаний, а также температурных расширений;
- дополнительный глушитель (резонатор или пламегаситель);
- основной глушитель;
- соединительные трубы;
- элементы подвески.

Для большинства современных автомобилей, особенно импортного производства, с целью выполнения экологических норм ЕВРО 4, в конструкцию систем выпуска включают каталитический нейтрализатор и кислородный датчик (т.н. лямбда-зонд) – уже как обязательные части системы выпуска. В отдельных случаях в конструкцию системы выпуска может быть включен искрогаситель, уловитель сажевых частиц, моторный тормоз либо другое дополнительное устройство, предназначенное для повышения эксплуатационных или потребительских качеств изделия.

При создании силовых установок для легкобронированной техники, специалисты ГП «ХКБМ» используют хорошо зарекомендовавшие себя в эксплуатации современные автомобильные дизельные двигатели, что соответствует мировой практике. Применение автомобильных двигателей требует соответствующего подхода при конструировании систем, обслуживающих двигатель, например, при разработке системы выпуска с глушителем в качестве основного средства снижения уровня шума.

Как правило, производитель двигателей предоставляет информацию по характеристикам рекомендуемых глушителей. Однако применение таких глушителей не всегда возможно, поэтому возникает необходимость в их самостоятельной разработке. Для ускорения проектирования и снижения стоимости систем выпуска отработавших газов изделий, разработка которых осуществляется ГП «ХКБМ», при выборе схем глушителя предпочтение отдается известным, хорошо отработанным конструкциям.

Все глушители можно условно разделить по принципу действия на: активные или диссипативные (рисунок 1), реактивные (рисунок 2) и комбинированные (рисунок 3), а по направлению потока отработавших газов – на прямоточные (рисунок 1) и лабиринтные (рисунок 2 и 3), в которых подавление шумов происходит за счет изменения направления движения газового потока.

На рисунке 1 буквами обозначены следующие составные части глушителя: А – перфорированная труба, В – предохранительный негорючий материал, С – звукопоглощающее покрытие, D и E – корпусные детали и патрубок.

Анализ современных автомобильных систем выпуска показал, что в настоящее время для снижения шума выхлопа ДВС наиболее распространены многокамерные реактивно-расширительные и комбинированные резонансно-расширительные глушители. Такие глушители представляют собой системы расширительных и резонансных камер, соединенных с помощью сплошных и перфорированных труб.

Несмотря на то, что вопросам разработки эффективных глушителей посвящено большое количество работ, задача выбора оптимальной конструктивной схемы и характеристик основных элементов системы выпуска отработавших газов в настоящее время полностью не решена.

Общие принципы конструирования глушителей заключаются в том, что на начальных этапах проектирования определяются схема и конструкция глушителя, а в результате ряда вычислений – размеры его основных частей. Выбор схемы глушителя зависит от ряда факторов [1], [2] и [7], главными из которых являются:

- спектр заглушаемого шума;
- величина требуемого глушения;
- допустимое аэродинамическое сопротивление;
- условия работы силовой установки;
- простота конструкции;
- технологичность;
- стоимость.

Окончательная конструкция глушителя для конкретного двигателя или образца техники определяется в результате длительной экспериментальной доводки, поэтому в отдельных случаях стоимость системы выпуска может достигать 10-12% стоимости всего изделия.

При расчете резонансного глушителя уровень глушения, дБА, определяется по формуле [4]

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{\frac{KV}{4F_0^2}}{\left(\frac{f}{f_0} - \frac{f_0}{f} \right)^2} \right], \quad (1)$$

где ΔL – величина заглушения, дБ, K – проводимость отверстий, м, V – объем резонансной камеры, м³, F_0 – площадь поперечного сечения внутренней трубы, м², f – резонансная частота, Гц, f_0 – частота, на которой определяется заглушение, Гц.

Проводимость отверстий K определяется по формуле [4]

$$K = \frac{\frac{\pi}{4} d^2 n}{l_c + \frac{\pi d}{4\varphi(\xi)}} \quad (2)$$

где d – диаметр отверстий, м, n – число отверстий; шт, l_c – толщина стенки внутренней трубы, м, $\varphi(\xi)$ – функция Фока, которая характеризует присоединенную массу воздуха в районе отверстия. Здесь d – диаметр отверстия, м, a – относительный шаг, м.

$$\xi = \frac{d}{a} \quad (3)$$

Функция Фока определяется по формуле [1]

$$\varphi(\xi) = \left(1 - 1,41\xi + 0,38\xi^3 + 0,068\xi^5 \right)^{-1} \quad (4)$$

Таблица 1 - Допустимые уровни шума для силовых установок различного назначения

Виды техники	Образцы техники	Уровень допустимого шума, дБА
Мотоциклетная техника	– мотоциклы – мотороллеры – скутеры – мопеды – снегоходы – прочая мототехника	80-87
Автомобильная техника	– легковые автомобили – грузовые автомобили – автобусы – прочая автомобильная техника	75-83
Сельско-хозяйственная техника	– тракторы – комбайны – самоходные шасси – прочая техника	84-87
Дорожно-строительная техника	– бульдозеры – скреперы – грейдеры – асфальтоукладчики – катки – прочая техника	84-103
Строительная техника	– автокраны – бетономешалки – погрузчики – экскаваторы – прочая техника	87-102
Судовые энергетические установки	– речные и морские суда – катера, лодки, яхты – плавучие краны, доки – вспомогательное оборудование и пр.	86-98
Стационарные энергоустановки	– генераторные – компрессорные – вентиляционные – газотурбинные – прочие станции	95-118
Железнодорожный транспорт	– локомотивы – дрезины, мотрисы – мотор-вагоны – путевая и мосто-строительная техника – прочая техника	87-96
Авиационные силовые установки	– самолеты – вертолеты	110-125
Бытовой инструмент	– мотокосилки – мотоблоки – бензопилы – снегоуборочные машинки – бытовые генераторы – прочая техника	98-103

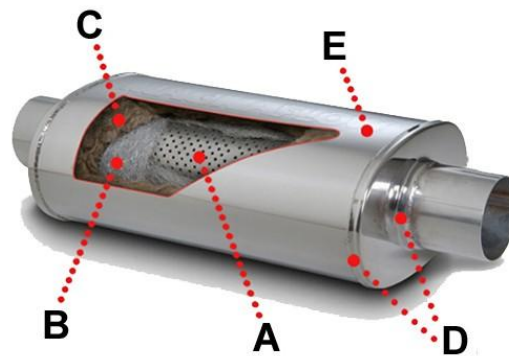


Рисунок 1 – Глушитель активного типа

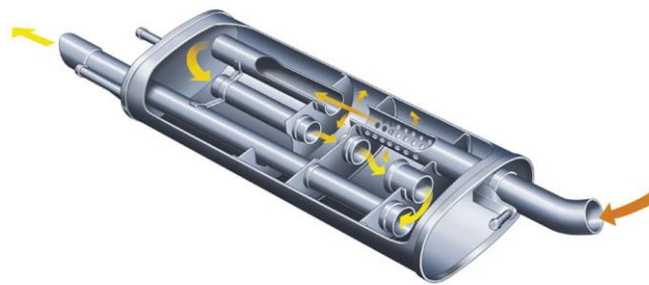


Рисунок 2 – Глушитель реактивного типа

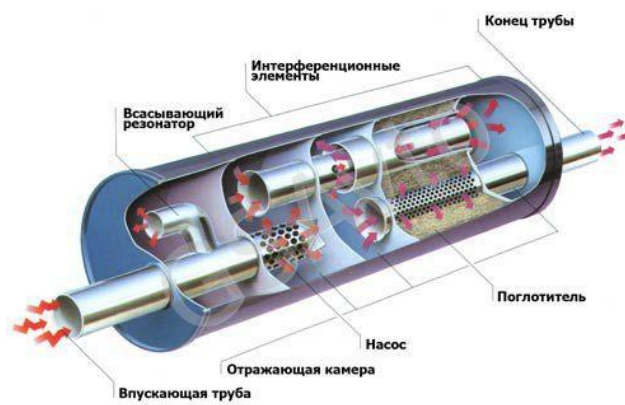


Рисунок 3 – Глушитель комбинированного типа

Таблица 2 - Классификация систем выпуска отработавших газов

По типу ДВС	– двухтактный – четырехтактный
По типу используемого топлива	– бензин – дизельное топливо – прочие виды топлива
По наличию устройства подавления шума	– без глушителя – с глушителем
По способу глушения шума	– активный – реактивный – комбинированный
По конструкции глушителя	– прямоточный – лабиринтный
По способу нейтрализации отработавших газов	– без каталитического нейтрализатора – с каталитическим нейтрализатором
По способу компенсации вибраций и тепловых расширений	– без компенсатора – с компенсатором – с жестким креплением элементов – с подвижным креплением элементов
По типу соединения элементов	- фланцевые -«труба в трубе»
По используемому материалу	– сталь конструкционная – нержавеющая сталь – алюминизированная сталь
По наличию дополнительных устройств	– моторный тормоз – дополнительный глушитель (резонатор) – пламегаситель – устройства для впрыска смеси AdBlue – уловитель сажевых частиц и пр.

Частота настройки резонансного глушителя рассчитывается по формуле [6]

$$f_0 = \frac{c_0 \sqrt{\frac{T}{273}}}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{V}}, \quad (5)$$

где c_0 – скорость распространения звука в воздухе или газе при нормальных условиях, м/с, T – температура воздуха или газа, $^{\circ}\text{K}$

Расчет резонансного глушителя ведется в следующем порядке:

- по частоте настройки f_0 и температуре T воздуха или газа в глушителе и принятому объему V по формуле (5) определяется проводимость отверстий K ;
- по найденной проводимости отверстий K , объему V , площади поперечного сечения внутренней трубы F_0 по формуле (1) определяется заглушение ΔL в выбранном диапазоне частот;
- задаваясь толщиной стенки внутренней трубы l_c , диаметром d и шагом a , по найденной проводимости K определяется необходимое число отверстий n по формуле (2).

Акустический расчет расширительной камеры ведется по формуле [1]

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 \frac{2\pi l}{c_0 \sqrt{\frac{T}{273}}} \right], \quad (6)$$

где ΔL – величина заглушения, дБ, m – степень расширения.

$$m = \frac{F_k}{F_{mp}}, \quad (7)$$

где F_k – площадь сечения камеры расширения, м^2 , F_{mp} – площадь сечения трубопровода, м^2 , l – длина расширительной камеры, м.

При выборе схем глушителей и определении их основных размеров целесообразно руководствоваться следующими рекомендациями, которые получены в результате испытаний глушителей, спроектированных по методикам, изложенным в ряде источников [1-3,5]:

- увеличение объема глушителя повышает эффективность глушения на низких частотах; при этом увеличение диаметра глушителя предпочтительнее увеличения его длины. Как правило, используют глушители с объемом в 20-30 раз большим, чем объем двигателя;
- оптимальное число расширительных и резонансных камер в глушителе – не более трех, при этом длины камер глушителя должны быть различными и не должны быть кратными длине первой камеры. Лучше всего подходит ряд значений длин, подчиняющийся последовательности нечётных дробей, например $7/9$, $5/7$, $3/5$ от длины первой камеры;
- применение резонансной камеры, как правило, увеличивает эффективность рассматриваемого глушителя в узком диапазоне частот;
- использование перфорации в конструкции глушителя увеличивает эффективность глушителя на средних и высоких частотах. Перфорация выполняется в соединительных трубах и в перегородках. Более целесообразно использовать перфорацию с диаметром отверстий от 4 до 8 мм.
- изменение направления потока газов также повышает эффективность глушителя на средних и высоких частотах. Многократный поворот потока газов приводит к возрастанию гидравлического сопротивления, поэтому осуществлять поворот потока газов в глушителе необходимо в пределах 90° - 360° , при этом особенно эффективен поворот на 90° непосредственно на выходе из глушителя.
- звукопоглощающий материал в глушителях используется ограниченно. В качестве звукопоглощающей набивки обычно используют волокнистые или пористые те-

плостойкие материалы, с перфорированным предохранительным слоем, при этом коэффициент перфорации должен быть не менее 0,2-0,25;

– форма корпуса глушителя не оказывает значительного влияния на его акустическую эффективность, но предпочтительнее использование глушителей с корпусом округлой или эллипсоидной форм, которые не способствуют формированию поперечных и продольных собственных мод колебаний объема газа;

– боковой подвод потока отработавших газов к глушителю, при котором происходит направление потока отработавших газов на противоположающую криволинейную стенку корпуса, снижает нежелательный структурный шум, излучаемый непосредственно стенками корпуса.

Заключение. Таким образом, глушители шума выпуска отработавших газов являются неотъемлемой частью выхлопных систем двигателей внутреннего сгорания, а их конструкции оказывают серьезное влияние на эксплуатационные характеристики силовых установок. По различным оценкам, ежегодно в мире выпускается только новых глушителей около 60 млн. единиц, а финансовый оборот этого сегмента промышленности составляет от 10 до 12 млрд. долларов.

Анализ современных тенденций проектирования систем выпуска в автомобилестроении показывает наличие большого числа технических решений в зависимости от характеристик выпускаемых двигателей и конструктивных особенностей изделия в целом. Следует отметить, что выхлопная система современного транспортного средства – это точно рассчитанная сложная система, подобранная именно к данному двигателю. Ее параметры напрямую зависят от таких характеристик двигателя как рабочий объем, мощность, степень сжатия и частота вращения. При выборе схемы системы выпуска необходим комплексный подход, т.к. каждому типу глушителя свойственны как преимущества, так и недостатки.

Так, при конструировании глушителя проектировщику необходимо обеспечить ряд основных требований, сформулированных во многих источниках [1-3,6,7], хотя на практике обычно удается реализовать только несколько из них:

- высокая акустическая эффективность;
- минимальные габариты и масса;
- малое гидравлическое сопротивление;
- конструктивная и технологическая простота;
- стабильность характеристик в процессе эксплуатации;
- несложность эксплуатации;
- невысокая стоимость.

При детальном рассмотрении автомобильных систем выпуска отработавших газов, можно сделать вывод, что за последнее десятилетие конструкция глушителей не претерпела революционных изменений. Несмотря на заинтересованность производителей автомобильной техники в компактных эффективных глушителях, качественного улучшения их характеристик не достигнуто. По-прежнему, для снижения шума выхлопа ДВС наиболее распространены многокамерные комбинированные реактивно-расширительные и резонансно-расширительные глушители, т.к. имеют приемлемые габаритные размеры и гидравлическое сопротивление.

Подобные глушители представляют собой системы расширительных и резонансных камер, соединенных между собой с помощью сплошных и перфорированных труб и/или перфорированных перегородок, в которых снижение шума происходит за счет изменения направления движения и линеаризации потока газов во внутренних полостях глушителя. В некоторых конструкциях используются звукопоглощающие материалы.

Глушители, разработанные специалистами ГП «ХКБМ им. А.А.Морозова», спроектированы по хорошо известным схемам и успешно применяются в системах вы-

пуска отработавших газов на изделиях БТР-4Е, БТР-4В, БТР-4А, ТБКМ «Дозор-Б» и др.

Литература: 1. Бердников Л.А., Шишкин Д.А., Пачурин Г.В. Расчетные исследования влияния геометрических параметров резонансного (перфорированного) глушителя шума на эффективность снижения уровня шума // *Фундаментальные исследования*. – 2015. – № 2-4. – С. 701-703. 2. Борьба с шумом на производстве / Под общ. ред. Е.Я. Юдина. – М. : Машиностроение, 1985. – 400 с. 3. Колесников А.Е. Шум и вибрация. – Л. : Судостроение, 1988. – 248 с. 4. Техническая акустика транспортных машин / Под ред. Н.И. Иванова. – Спб. : Политехника, 1992. – 365 с. 5. Иванов Н.И. Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах. – М. : Транспорт, 1978. – 272 с. 6. Григорьян Ф.Е., Перцовский Е.А. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок. – Л. : Энергия, 1980. – 120 с. 7. Иванов Н.И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом. – М. : Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с.

Bibliography (transliterated): 1. Berdnikov L.A., SHishkin D.A., Pachurin G.V. Raschetnye issledovaniya vliyaniya geometricheskih parametrov rezonansnogo (perforirovannogo) glushitelya shuma na effektivnost' snizheniya urovnya shuma // *Fundamental'nye issledovaniya*. – 2015. – № 2-4. – S. 701-703. 2. Bor'ba s shumom na proizvodstve / Pod obshch. red. E.YA. YUdina. – M. : Mashinostroenie, 1985. – 400 s. 3. Kolesnikov A.E. SHum i vibraciya. – L. : Sudostroenie, 1988. – 248 s. 4. Tekhnicheskaya akustika transportnyh mashin / Pod red. N.I. Ivanova. – Spb. : Politekhnika, 1992. – 365 s. 5. Ivanov N.I. Bor'ba s shumom i vibraciyami na putevyh i stroitel'nyh mashinah. – M. : Transport, 1978. – 272 s. 6. Grigor'yan F.E., Percovskij E.A. Raschet i proektirovanie glushitelej shuma energoustanovok. – L. : Energiya, 1980. – 120 s. 7. Ivanov N.I. Inzhenernaya akustika. Teoriya i praktika bor'by s shumom. – M. : Universitetskaya kniga, Logos, 2008. – 424 s.

Бобер А.В., Герасименко В.И., Жадан В.А., Зарянов В.А., Крот С.Г.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВЫПУСКА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДЛЯ ОБЪЕКТОВ БТТ.

Целью настоящей статьи является классификация систем выпуска отработавших газов, а также выработка рекомендаций по проектированию систем выпуска отработавших газов для военных машин, позволяющих конструировать глушитель с заданными характеристиками.

Бобер А.В., Герасименко В. И., Жадан В.А., Зарянов В.А., Крот С.Г.

ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМИ ВИПУСКУ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДЛЯ ОБ'ЄКТІВ БТТ.

Метою даної статті є класифікація систем випуску відпрацьованих газів, а також розробка рекомендацій щодо проектування систем випуску відпрацьованих газів для військових машин, що дозволяють конструювати глушник із завданими характеристиками.

A. Bober , V. Gerasimenko, V. Zhadan, V. Zaryanov, S. Krot

DESIGN OF EXHAUST GASES SYSTEM FOR ARMoured VEHICLES.

THE PURPOSE of this article is to classify exhaust systems and develop recommendations for the design of exhaust systems for military vehicles that allow to design a silencer with specified characteristics.

УДК 621.436.001: 621.314.12

Борисенко А.Н., д-р техн. наук; Кубрик Б.И., канд. техн. наук; Лавриненко О.В., Ревуцкий В.И.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА ДВС НА БАЗЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ АНАЛОГИЙ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЦЕПИ

Постановка проблемы.

Показатели работы двигателей внутреннего сгорания (ДВС) зависят от технического состояния его деталей и узлов таких, как топливная аппаратура, газоздушный тракт, газораспределительный механизм, агрегаты наддува и т.д. [1]. Поэтому весьма важно поддерживать на должном уровне техническое состояние перечисленных узлов, что невозможно без средств диагностирования.

Анализ литературы [2–5] показывает, что при решении задач диагностирования ДВС преобладает детерминистический подход, который, как известно, не позволяет получить удовлетворительной достоверности технического состояния двигателя.

Цель статьи - определить основные диагностические признаки (информативные параметры) для оценки технического состояния клапанов газораспределительного механизма (ГРМ) с применением математического моделирования его вибраций на базе электромеханических аналогий в электрической цепи.

Основная часть.

В работе [6] были проанализированы виброакустические сигналы, сопровождающие работу впускных и выпускных клапанов ГРМ ДВС. Временные диаграммы этих сигналов схожи с кривыми изменения тока в активно-индуктивно-емкостной (*RLC*) цепи при колебательном переходном процессе. Поскольку клапанов в ГРМ может быть множество, то этот механизм в общем случае может рассматриваться как многовходовая колебательная система второго порядка, характеризующаяся определенным вектором импульсных переходных функций с составляющими:

$$\varphi_i(\tau) = \frac{\omega_i^2}{\psi_i} e^{-\beta_i \tau} \sin(\psi_i \tau) U(\tau), i = \overline{1, n}, \quad (1)$$

где $\psi_i = \sqrt{\omega_i^2 - \beta_i^2}$; $\beta_i = \frac{R_i}{2L_i} > 0$; $\omega_i = \frac{1}{\sqrt{L_i C_i}}$; $\omega_i > \beta_i$.

Отметим, что величина активного сопротивления R_i в электрической цепи соответствует силе трения в клапанном механизме, величина индуктивности L_i соответствует массе подвижных частей механизма, величина емкости C_i – размерам деталей механизма, величина тока в цепи соответствует $\varphi_i(\tau)$, а напряжение питания цепи $U(\tau)$.

Выбор функции вида (1) обусловлен тем, что *RLC*– контур в колебательном режиме имеет такую же характеристику, а также обладает удовлетворительным совпадением теоретических выводов с экспериментальными результатами моделирования. Для сохранения универсальности подхода остановимся на втором случае, так как он включает в качестве предельного и аperiodический случай, потому

© А.Н. Борисенко, 2019

что при этом импульсную переходную функцию можно получить как предел (1) при $\omega_i = \beta_i$ в виде

$$\lim_{\omega_i \rightarrow \beta_i} \varphi_i(\tau) = \lim_{\psi_i \rightarrow 0} \omega_i^2 \tau e^{-\beta_i \tau} \frac{\sin \psi_i \tau}{\psi_i \tau} U(\tau) = \beta_i^2 \tau e^{-\beta_i \tau} U(\tau); \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \varphi_i(\tau) &= \frac{\omega_i^2}{i \tilde{\psi}_i} e^{-\beta_i \tau} \sin(i \tilde{\psi}_i \tau) U(\tau) = \frac{\omega_i}{\tilde{\psi}_i} e^{-\beta_i \tau} \operatorname{sh}(\tilde{\psi}_i \tau) U(\tau) = \\ &= \frac{\omega_i^2}{2 \tilde{\psi}_i} \left[e^{-(\beta_i - \tilde{\psi}_i) \tau} - e^{-(\beta_i + \tilde{\psi}_i) \tau} \right] U(\tau). \end{aligned} \quad (3)$$

Вероятностный анализ предложенной математической модели выполнен в предположении, что на каждый из входов многовходовой системы, представленной вектором импульсных переходных функций (1) воздействует процесс, который можно рассматривать как аддитивное наложение большого числа независимых импульсов, возникающих в случайный момент времени. Такой воздействующий физический процесс в рамках сформулированных предположений можно описать моделями типа «белый шум». В общем случае компоненты (1) могут быть стационарно стохастически связанными. При этом каждая компонента–отклик, связанная с определенным каналом распространения, представляется в установившемся режиме в виде линейного процесса.

$$\xi_i(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi_i(t - \tau) d\eta_i(\tau), \quad i = \overline{1, n}, \quad (4)$$

где каждая $\varphi_i(\tau), \tau \in (-\infty, \infty)$ определяется по (1) с учетом (2) для отдельных компонент, а $\{\eta_i(\tau), i = \overline{1, n}\}$ – вектор порождающих процессов с независимыми приращениями, производные компонент которого воздействуют на входы многовходовой системы. При этом предполагаем, что компоненты вектора порождающего процесса можно рассматривать как стохастически эквивалентные.

Таким образом, разбиение суммарного процесса вибраций в точке регистрации на слагаемые осуществляется в соответствии с резонансными свойствами каждого канала и колебательной системы клапанного механизма ГРМ в целом.

Корреляционная функция рассматриваемого процесса в установившемся режиме с учетом (4) может быть записана следующим образом:

$$R(s) = \sum_{k,i=1}^n a_k a_i h_{ki}(s), \quad s \in (-\infty; \infty), \quad (5)$$

где $h_{ki}(s)$ – взаимная корреляционная функция k -го и i -го каналов распространения.

Следовательно, из выражений (4,5) после интегрирования получим соотношение:

$$h_{ki}(|s|) = \frac{\kappa_{2ki}}{2} \frac{\omega_k^2 \omega_i^2}{\psi_k \psi_i} e^{-\beta_i |s|} \left[a_{ki} \cos \psi_i s + b_{ki} \sin \psi_i |s| \right], \quad (6)$$

где для всех $k, i = \overline{1, n}$, κ_{2ki} – смешанный второй семиинвариант случайных величин

$\eta_k(1)$ и $\eta_i(1)$, $\kappa_{2ki} = \kappa_2[\eta_k(1)\eta_i(1)]$, который при $k=i$ переходит в обычную дисперсию соответствующей случайной величины.

$$\begin{aligned}
 a_{ki} &= \frac{\beta_{ki}}{\beta_{ki}^2 + \tilde{\psi}_{ki}^2} - \frac{\beta_{ki}}{\beta_{ki}^2 + \psi_{ki}^2} \geq 0; \\
 b_{ki} &= \frac{\tilde{\psi}_{ki}}{\beta_{ki}^2 + \tilde{\psi}_{ki}^2} + \frac{\psi_{ki}}{\beta_{ki}^2 + \psi_{ki}^2}; \\
 \beta_{ki} &= \beta_k + \beta_i; \psi_{ki} = \psi_k + \psi_i; \tilde{\psi}_{ki} = \psi_k - \psi_i.
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

Следует отметить, что при $\psi_i \rightarrow 0$ получим формулу

$$\lim_{\psi_i \rightarrow 0} h_{ki}(|s|) = \kappa_{2ki} \frac{(\omega_k \beta_i)^2}{\beta_{ki}^2 + \psi_k^2} |s| e^{-\beta_i |s|}.
 \tag{8}$$

Таким образом, (5) с учетом (6) принимает вид

$$\begin{aligned}
 R(s) &= \sum_{k,i=1}^n \frac{1}{2} a_k a_i \kappa_{2ki} \frac{(\omega_k \omega_i)^2}{\psi_k \psi_i} e^{-\beta_i |s|} [a_{ki} \cos \psi_i s + b_{ki} \sin \psi_i |s|], \\
 s &\in (-\infty, \infty).
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

Если ввести обозначения

$$\begin{aligned}
 A_{in} &= \frac{a_i \omega_i^2}{2\psi_i} \sum_{k=1}^n \frac{a_k \omega_k^2 a_{ki}}{\psi_k} \kappa_{2ki} \geq 0; \\
 B_{in} &= \frac{a_i \omega_i^2}{2\psi_i} \sum_{k=1}^n \frac{a_k \omega_k^2 b_{ki}}{\psi_k} \kappa_{2ki},
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

то корреляционную функцию вибропроцесса представим в виде

$$R(s) = \sum_{i=1}^n e^{-\beta_i |s|} [A_{in} \cos \psi_i s + B_{in} \sin \psi_i |s|],
 \tag{11}$$

при всех $s \in (-\infty, \infty)$.

В (11) все компоненты вектора $\psi_i, i = \overline{1, n}$, будем называть резонансными частотами, так как они определяют положение максимумов спектра, а компоненты вектора $\beta_i, i = \overline{1, n}$ – коэффициентами затухания.

При $s = 0$ из (11) получим дисперсию вибропроцесса в виде

$$R(0) = \sum_{i=1}^n A_{in} = \sum_{i,k=1}^n \frac{a_i a_k (\omega_i \omega_k)^2}{2\psi_i \psi_k} a_{ki} \kappa_{2ki}.
 \tag{12}$$

Выражение (11) можно представить в виде суммы экспоненциально-синусных

КОМПОНЕНТ

$$R(s) = \sum_{i=1}^n e^{-\beta_i |s|} C_{in} \sin(\psi_i |s| + \Phi_{in}). \quad (13)$$

Таким образом автокорреляционная функция вибропроцесса ГРМ полностью определяется параметрами $a_i, \psi_i, \beta_i, i = \overline{1, n}$, которые можно использовать в качестве диагностических признаков при анализе вибраций клапанного механизма ГРМ в рамках корреляционной теории.

Вибропроцесс

$$\xi(t) = \sum_{i=1}^n a_i \xi_i(t) \quad (14)$$

является стационарным и гильбертовым $R(0) < \infty$, поэтому для него существует спектральная плотность, определяемая как косинус-преобразование Фурье с учетом (11) в виде

$$S(\omega) = 2 \sum_{i=1}^n \frac{A_{in} \beta_i (\omega_i^2 + \omega^2) + B_{in} \psi_i (\omega_i^2 - \omega^2)}{(\omega_i^2 + \omega^2)^2 - 4\omega^2 \psi_i^2}. \quad (15)$$

Остановимся на одномерной характеристической функции процесса (14). В предположении, что все компоненты вектора порождающего процесса стохастически эквивалентны, можно сразу записать общий вид ее логарифма

$$\begin{aligned} \ln f_{\xi}(u) = ium \sum_{i=1}^n a_{in} + \\ + \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\exp \left(iux \sum_{i=1}^n a_{in} \varphi_i(\tau) \right) - 1 - iux \sum_{i=1}^n a_{in} \varphi_i(\tau) \right] \frac{dK(x)}{x^2} d\tau. \end{aligned} \quad (16)$$

Полученное выражение (16) позволяет по известным характеристикам порождающего процесса с использованием преобразования Фурье–Стилтьеса вычислить значения функции распределения (14). Появление тех или иных дефектов ГРМ эквивалентно изменению значений параметров R_i, L_i, C_i в предложенной математической модели, что в свою очередь изменяет начальные и центральные моменты, а также характер кривой функции распределения вероятностей на основе (16).

Выводы.

Таким образом, для диагностики клапанного механизма ГРМ по его вибрациям можно использовать следующие диагностические признаки: коэффициент затухания $\beta_i, i = \overline{1, n}$; параметры $\psi_i, i = \overline{1, n}$; величины начальных и центральных моментов; характер кривой функции распределения вероятностей.

На основе проведенного вероятностного анализа модели вибрации клапанного механизма ГРМ и предложенных диагностических признаков разработан пакет программ для информационно-измерительной системы вибродиагностики.

Литература: 1. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згорання : серія підручників у

6 т. Т. 1 : Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин : підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов ; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків : Пропор, 2004. – 384 с. 2. Яхьяев Н.Я. Основы теории надежности и диагностика / Н. Я. Яхьяев, А.В. Кораблин.-М.:Академия, 2009.-256с. 3. Обозов А.А. Развитие методов и систем технического диагностирования ДВС / А.А. Обозов, В.И. Таричко // Двигателестроение. - 2012. - №4. С. 30-34. 4. Сайданов В.О. Методика диагностирования двигателей внутреннего сгорания / Сайданов В.О., Столярчук Л.В., Асанов А.Ю. // Двигателестроение. - 2011. - №3. С. 26-30. 5. Коллакот Р.А. Диагностирование механического оборудования / Р.А. Коллакот. - Л.: Судостроение, 1982. - 296 с. 6. Лавриненко О.В. Определение информационных параметров для системы диагностики газораспределительного механизма ДВС, Вісник НТУ "ХПІ" Інформатика та моделювання. – Харків : НТУ „ХПІ”, 2014. – № 62. С 87 – 94.

Bibliography (transliterated): 1. Marchenko A. P. Dviguni vnutrishnogo zgoryannya : seriya pidruchnikiv u 6 t. T. 1 : Rozrobka konstrukcij forsovanih dviguniv nazemnih transportnih mashin : pidruchnik / A. P. Marchenko, M. K. Ryazancev, A. F. Shehovcov ; red.: A. P. Marchenko, A. F. Shehovcov. – Harkiv : Prapor, 2004. – 384 p. 2. Yahyaev N.Ya. Osnovy teorii nadezhnosti i diagnostika / N. Ya. Yahyaev, A.V. Korablin.-M.:Akademiya, 2009.-256 p. 3. Obozov A.A. Razvitie metodov i sistem tehniceskogo diagnostirovaniya DVS / A.A. Obozov, V.I. Tarichko // Dvigatellestroenie. - 2012. - №4. pp. 30-34. 4. Sajdanov V.O. Metodika diagnostirovaniya dvigatelej vnutrennego sgoraniya / Sajdanov V.O., Stolyarchuk L.V., Asanov A.Yu. // Dvigatellestroenie. - 2011. - №3. pp. 26-30. 5. Kollakot R.A. Diagnostirovanie mehanicheskogo oborudovaniya / R.A. Kollakot. - L.: Sudostroenie, 1982. - 296 p. 6. Lavrinenko O.V. Opredelenie informacionnyh parametrov dlya sistemy diagnostiki gazoraspredehitelnogo mehanizma DVS, Visnik NTU "HPI" Informatika ta modelyuvannya. – Harkiv : NTU „HPI”, 2014. – № 62. pp. 87 – 94.

Борисенко А.М., Кубрик Б.І., Лавриненко О.В., Ревуцький В.І.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙ КЛАПАННОГО МЕХАНІЗМУ ДВЗ НА БАЗІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ АНАЛОГІЙ ПРОЦЕСІВ В ЕЛЕКТРИЧНОМУ КОЛІ

У статті обґрунтовано вибір та визначення основних діагностичних ознак (інформативних параметрів) для оцінки технічного стану клапанів газорозподільного механізму (ГРМ) із застосуванням математичного моделювання його вібрацій на базі електромеханічних аналогій в електричному колі.

Борисенко А.Н., Кубрик Б.И., Лавриненко О.В., Ревуцкий В.И.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ КЛАПАННОГО МЕХАНИЗМА ДВС НА БАЗЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ АНАЛОГИЙ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЦЕПИ

В статье обоснован выбор и определение основных диагностических признаков (информативных параметров) для оценки технического состояния клапанов газораспределительного механизма (ГРМ) с применением математического моделирования его вибраций на базе электромеханических аналогий в электрической цепи.

A. Borisenko, B. Kubrick, O. Lavrinenko, V. Revutskiy.

MATHEMATICAL MODELING OF VIBRATIONS OF VALVE GEAR OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE (ICE) BASED ON ELECTROMECHANICAL ANALOGIES OF THE PROCESSES IN THE ELECTRIC CIRCUIT

The article confirm the selection and determination of the main diagnostic features (informative parameters) for estimating the technical condition of valves of the gas distribution mechanism (GDM) using mathematical modeling of its vibrations based on electromechanical analogies in an electrical circuit.

К ВОПРОСУ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА МЕЖКОЛЕСНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА С ВНУТРЕННЕЙ АВТОМАТИЧНОСТЬЮ НА ОСНОВЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ БЛОКИРОВКИ

Введение.

При проектировании нерельсовых транспортных средств, предназначенных для эксплуатации, в том числе, в условиях полного бездорожья, вопрос проходимости является одним из ключевых при выборе типа и конструкции движителя и трансмиссии. В последнее время в мире для таких машин просматривается стойкая тенденция к смещению приоритетов в сторону колесного движителя по сравнению с движителем гусеничным. В связи с этим задача повышения проходимости колесных машин в условиях полного бездорожья является актуальной [1].

Анализ последних достижений и публикаций.

Вопросам распределения мощности между колесами и мостами в современных автомобилях уделено много внимания в научной и технической литературе. Существует большое количество публикаций и просто описывающих работу различных типов дифференциалов [2–7], и рассматривающих научный подход к определению их оптимальных характеристик [1, 8–14]. Однако в большинстве случаев при анализе дифференциалов для автомобилей, работающих в тяжелых дорожных условиях и на бездорожье, рассматриваются вопросы собственно проходимости без учета влияния МКД на управляемость и расход топлива. В работах [15–18] рассмотрены также вопросы эффективности использования дифференциальных приводов в первую очередь для полноприводных автомобилей. Особенно интенсивно в этом направлении работает научная школа Южно-Уральского государственного университета (Россия) во главе с Андреем Келлером.

Однако комплексного сравнительного анализа влияния конструкции МКД и коэффициентов пропорциональности блокирующего момента на экономичность и управляемость полноприводного автомобиля при криволинейном движении по сухой асфальтированной дороге в литературе найдено не было. Этот вопрос, не смотря на бурное развитие электронных систем управления и индивидуального электропривода, остается актуальным для военной колесной техники и полноприводных автомобилей многоцелевого назначения, в которых по-прежнему обычно используется полная блокировка дифференциалов с ручным управлением.

В работах [1, 8–11] авторами этой публикации был начат цикл исследований, посвященных разработке межколесного дифференциала с внутренней автоматичностью, который бы удовлетворял требованиям и к тяговой проходимости, и к динамике машины и одновременно не препятствовал ее криволинейному движению. В этих исследованиях было установлено, что среди самоблокирующихся дифференциалов повышенного трения наиболее рациональные характеристики имеют дифференциалы, в которых степень блокировки зависит от квадрата разности угловых скоростей полуосей и от нагрузки. Для принятия решения о выборе структуры дифференциала и определения его параметров и были проведены предлагаемые исследования.

© Д.О. Волонцевич, 2019

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является определение типа дифференциала с внутренней автоматичностью и его параметров для обеспечения высокой тяговой проходимости и динамики военной колесной машины и одновременно не препятствованию его криволинейному движению.

Основная часть

Ранее одним из авторов этой публикации в работе [9] были определены минимально необходимый рабочий объем шестеренчатого насоса для гидростатической блокировки межколесного дифференциала бронетранспортера БТР-4 и зависимости блокировочного момента и давления от относительных скоростей вращения и диаметра дросселирующих отверстий. Одновременно в докладе [10] и находящейся в редакции Восточно-Европейского журнала передовых технологий статье [11] были разработаны и реализованы методики оценки эффективности дифференциалов по критерию динамики разгона и энергозатрат в сложных дорожных условиях, а также методика оценки сопротивления криволинейному движению полноприводного автомобиля по дорогам с твердым покрытием.

Это позволило в предлагаемой работе методом математического моделирования оценить поведение колесного бронетранспортера БТР-4, оборудованного межколесными дифференциалами с гидростатической блокировкой, в сложных дорожных условиях и на дорогах с твердым покрытием в зависимости от диаметра дросселирующего отверстия в шестеренчатых насосах. На графиках представлены зависимости для диаметров дросселирующего отверстия 1 мм – q_{qw_1} , 2 мм – q_{qw_2} и 3 мм – q_{qw_3} . Так же в работе приведены расчеты для бронетранспортера, оборудованного межколесными дифференциалами с моментом блокировки, зависящим от нагрузки. Для них были рассмотрены коэффициенты пропорциональности k_M , равные 0,2; 0,4 и 0,6. В качестве предельных значений просчитано применение открытого классического конического дифференциала (open).

На графиках рис. 1 приведены зависимости относительного увеличения времени разгона бронетранспортера от 0 до 10 м/с при условии, когда под левым бортом коэффициент сцепления колес с дорогой отвечает сухому чистому асфальтобетону $\varphi_l = 0,8$, а под правым бортом коэффициент сцепления меняется в разных заездах от $\varphi_r = 0,8$ до $\varphi_r = 0,1$ (обледеневшая дорога).

Средний коэффициент сопротивления движению также менялся в различных заездах от $f_m = 0,02$ (сухой гладкий чистый асфальтобетон для шин с регулируемым давлением) до $f_m = 0,08$ (сухая разбитая грунтовая дорога).

По горизонтальной оси дорожные условия представлены величиной коэффициента сцепления под буксующим бортом в диапазоне от 0,1 до 0,3.

Аналогично на рис. 2 приведены зависимости относительного увеличения энергозатрат на разгон бронетранспортера от 0 до 10 м/с в описанных выше дорожных условиях.

Для каждого из рис. 1 и 2 построено по три графика для среднего коэффициента сопротивления движению 0,02; 0,05 и 0,08.

На рис. 3 представлены графики относительного увеличения мощности, необходимой для движения бронетранспортера с заданным теоретическим радиусом поворота (средним углом поворота управляемых колес первого моста) по дороге с твердым покрытием. Увеличение мощности рассчитывалось по отношению к мощности, необходимой для прямолинейного движения в аналогичных условиях и с той же скоростью.

Аналогично на рис. 4 приведены зависимости относительного увеличения действительного радиуса поворота бронетранспортера в описанных выше дорожных усло-

виях по сравнению с теоретически заданным радиусом поворота, рассчитанным без учета увода и проскальзывания колеса в зоне пятна контакта.

Для каждого из рис. 3 и 4 построено по три графика для среднего угла поворота управляемых колес первого моста в 5° ; 15° и 25° .

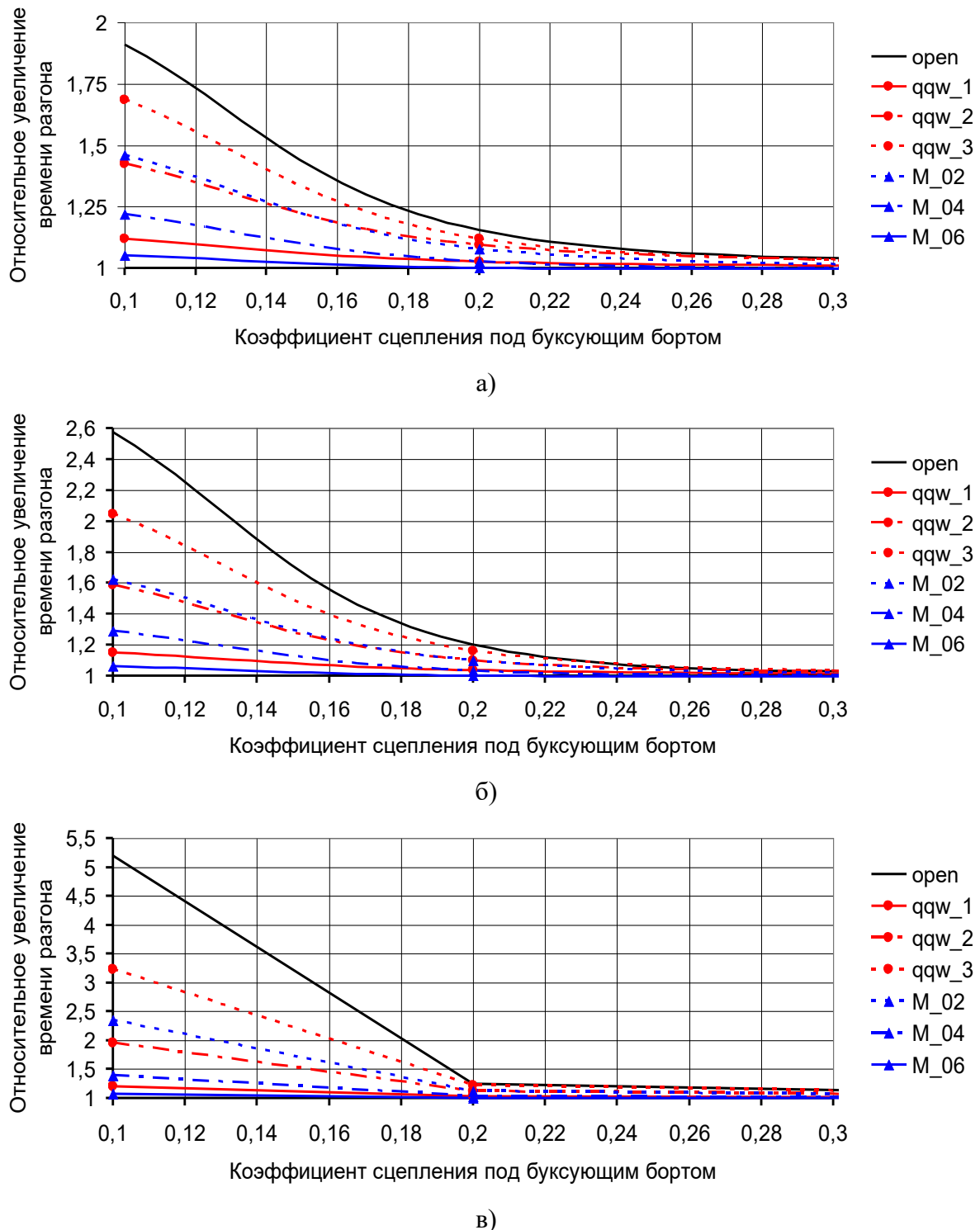
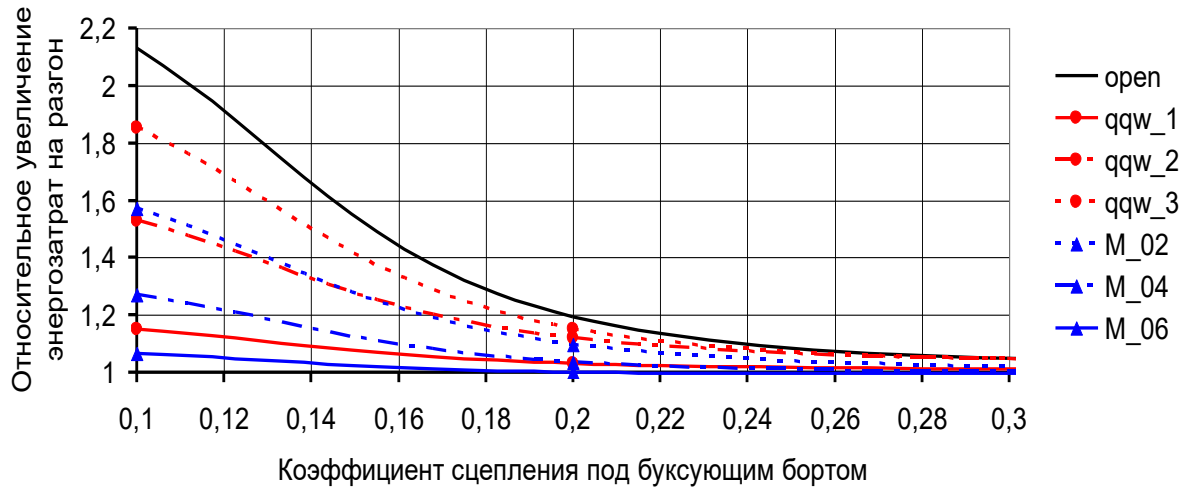
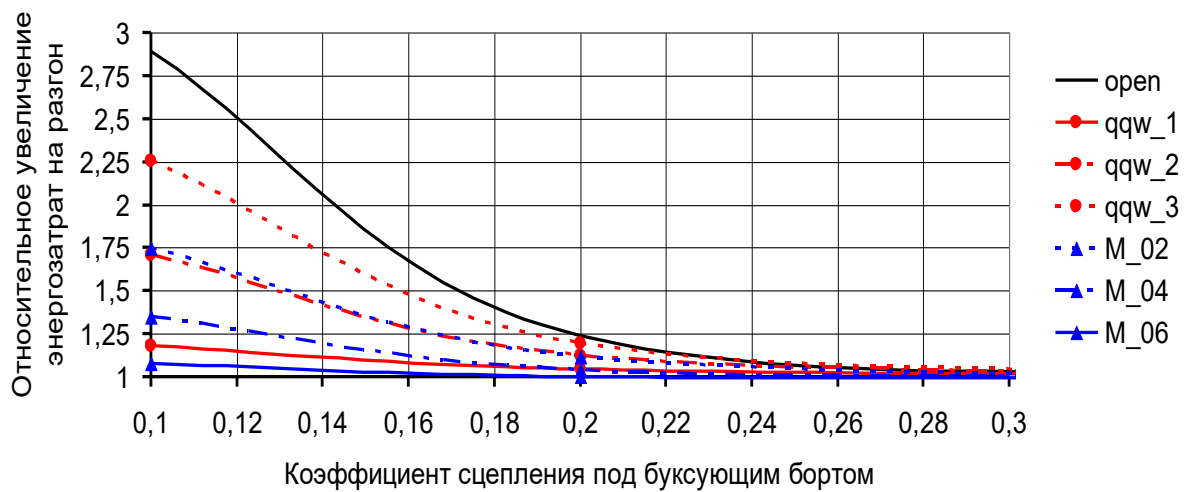


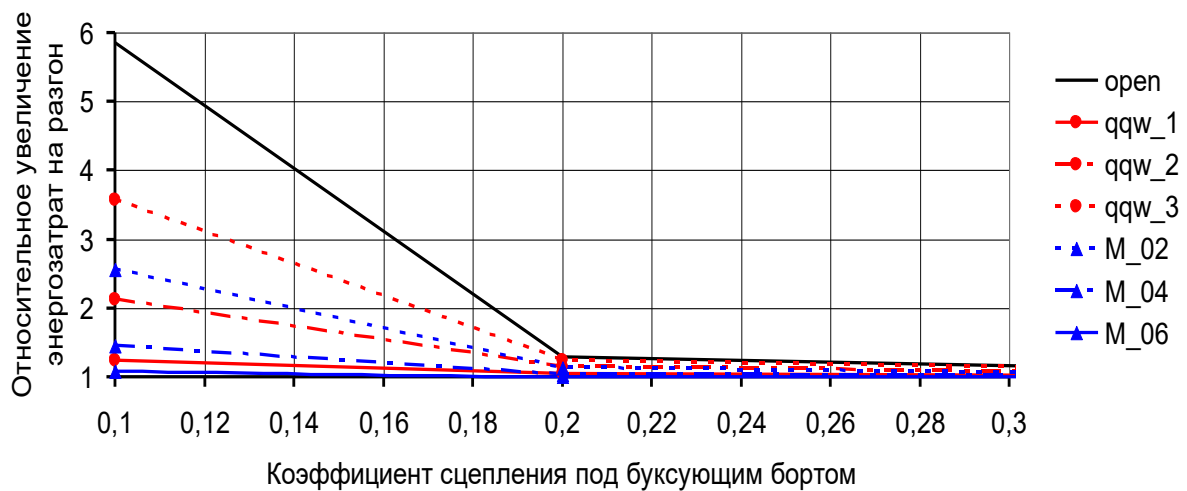
Рис. 1. Зависимость относительного увеличения времени разгона бронетранспортера, оборудованного различными межколесными дифференциалами от коэффициента сцепления колеса с дорогой под буксующим бортом для различных значений среднего коэффициента сопротивления движению: а – $f_m=0,02$; б – $f_m=0,05$; в – $f_m=0,08$



а)

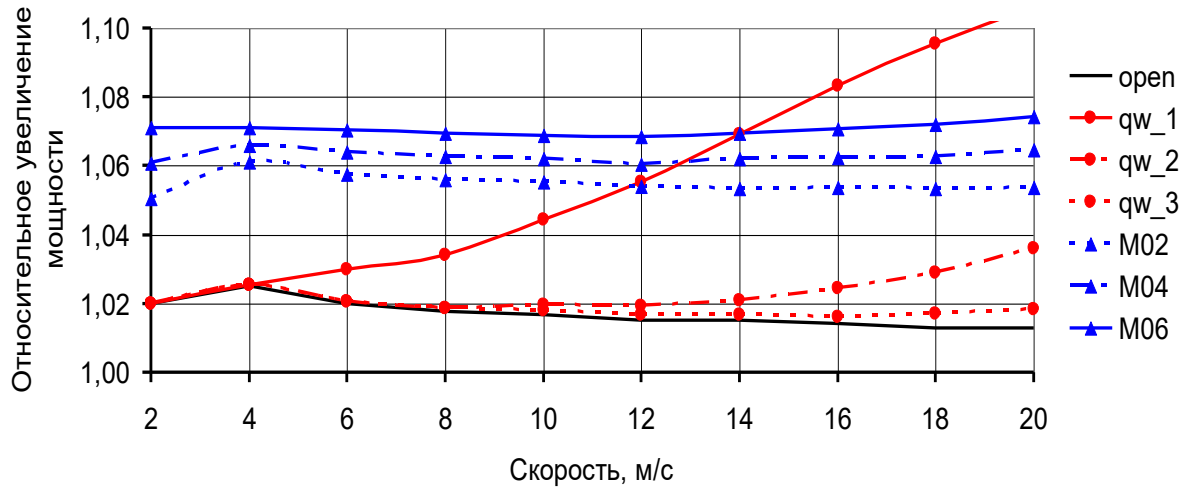


б)

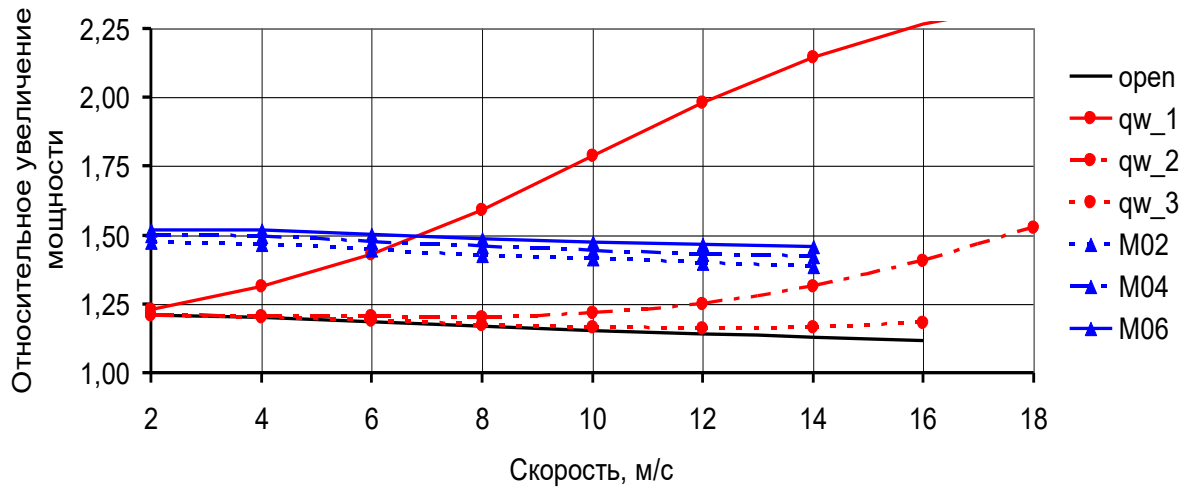


в)

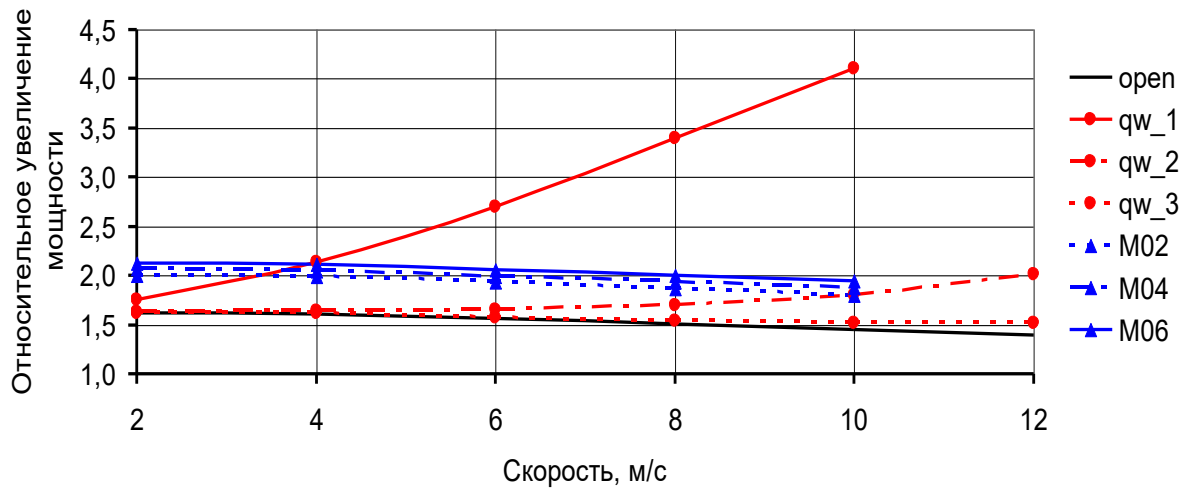
Рис. 2. Зависимость относительного увеличения затрат мощности на разгон бронетранспортера, оборудованного различными межколесными дифференциалами от коэффициента сцепления колеса с дорогой под буксующим бортом для различных значений среднего коэффициента сопротивления движению: а – $f_m=0,02$; б – $f_m=0,05$; в – $f_m=0,08$



а)

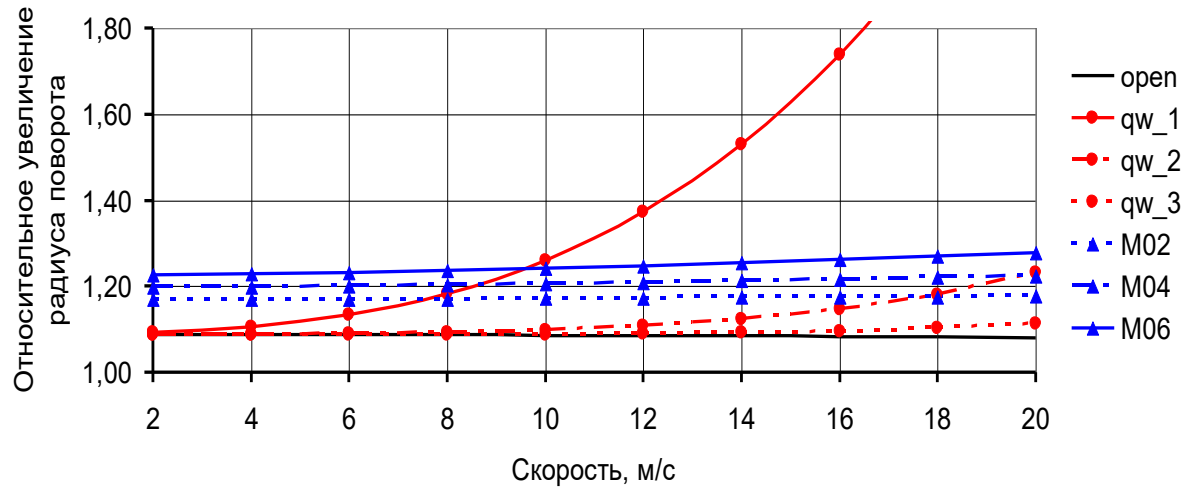


б)

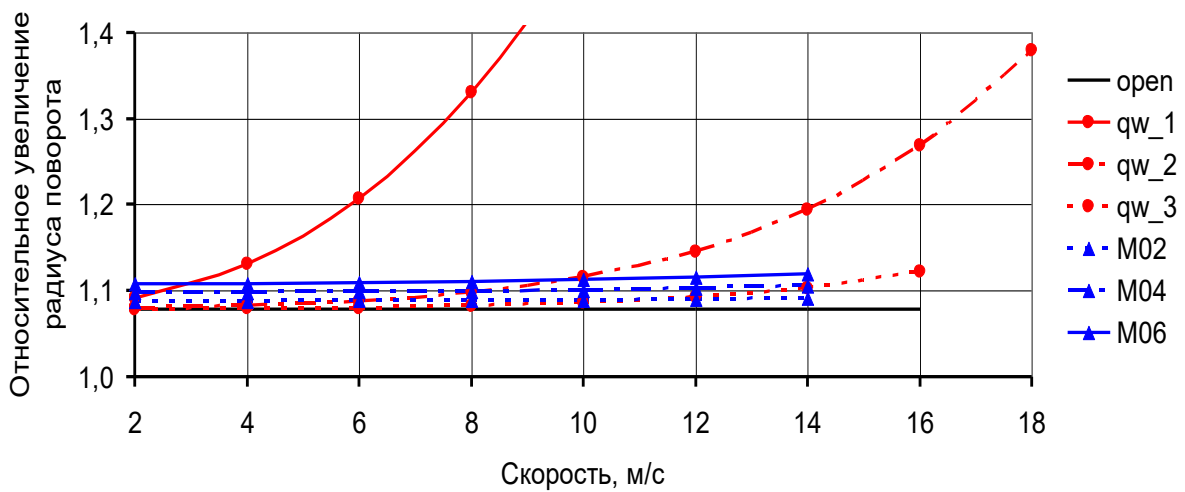


в)

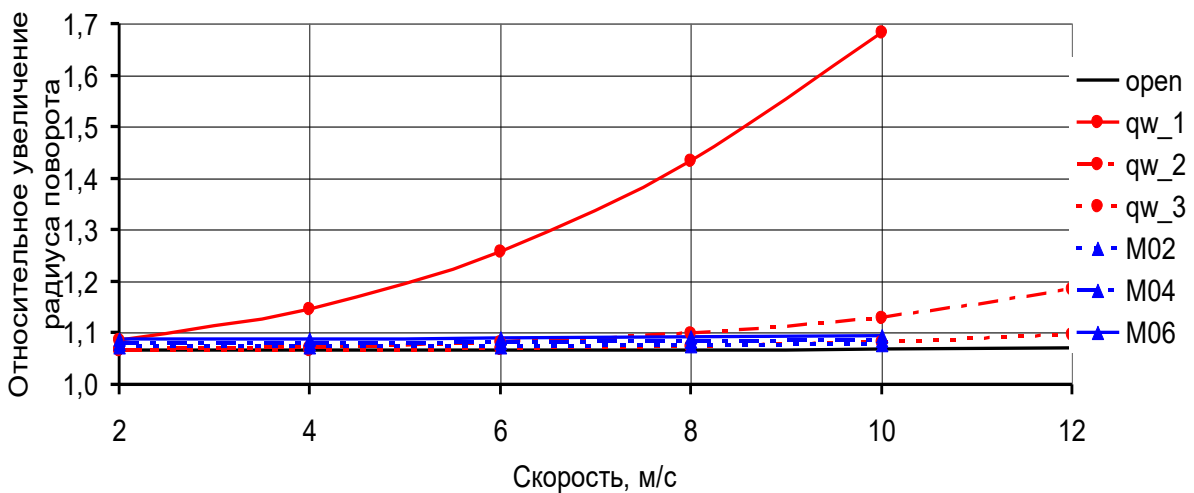
Рис. 3. Зависимость относительного увеличения затрат мощности на криволинейное движение бронетранспортера, оборудованного различными межколесными дифференциалами от скорости движения для различных значений среднего угла поворота управляемых колес первого моста: а – 5°; б – 15°; в – 25°



а)



б)



в)

Рис. 4. Зависимость относительного увеличения действительного радиуса поворота бронетранспортера, оборудованного различными межколесными дифференциалами, от скорости движения для различных значений среднего угла поворота управляемых колес первого моста: а – 5°; б – 15°; в – 25°

Выводы

Проведенные расчеты показали, что:

1) межколесные дифференциалы с моментом блокировки, зависящим от нагрузки (в том числе и штатный двухрядный кулачковый дифференциал) достаточно успешно конкурируют с рассматриваемыми дифференциалами с гидростатической блокировкой по эффективности работы в сложных дорожных условиях, но без полного вывешивания одного из колес;

2) для межколесных дифференциалов с гидростатической блокировкой достаточно иметь диаметр дросселирующего отверстия более 3 мм для беспрепятственного входа бронетранспортера в поворот и криволинейного движения без существенного увеличения энергозатрат и ухудшения управляемости;

3) с целью получения необходимой проходимости и динамики движения в сложных дорожных условиях для межколесных дифференциалов с гидростатической блокировкой необходимо иметь диаметр дросселирующего отверстия не более 1 мм;

4) для ликвидации полученного противоречия предлагается ставить в шестеренчатый насос управляемый электромагнитный клапан, который в тяжелых дорожных условиях будет позволять по команде водителя в любом режиме движения уменьшать проходное сечение до диаметра менее 1 мм или вообще полностью его закрывать с расчетом на предохранительный клапан по давлению и естественные утечки.

Литература: 1. Волонцевич, Д.О. К вопросу определения зоны нечувствительности самоблокирующихся межколесных дифференциалов с коэффициентом блокировки, зависящим от скорости относительного вращения колес / Д.О. Волонцевич, Я.М. Мормило // *Механіка та машинобудування*, – №1, – 2016. – С. 30–35. 2. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: в 3 т., Т.2 / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др.; Под ред. А.А. Полуняна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 528 с.: ил. 3. Павлов В.В. Проектно-расчетные расчеты транспортных средств специального назначения (ТССН): учеб. пособие / В.В. Павлов. – М.: МАДИ, 2014. – 116 с. 4. Differential (mechanical device) from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Differential_%28_mechanical_device%29; 28 January, 2018. 5. Locking differential from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Locking_differential; 22 July, 2017. 6. Limited-slip differential from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Limited-slip_differential; 10 February, 2018. 7. Mihailidis A., Nerantzis I. Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: *Power Transmissions. Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20–23, 2012.* – Volume 13 of the series *Mechanisms and Machine Science.* –P.P. 125–140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8. 8. Волонцевич Д.О. К вопросу определения нагрузочных режимов блокируемых и самоблокирующихся межколесных дифференциалов военных колесных машин / Д.О. Волонцевич, Я.М. Мормило // *Вісник НТУ «ХПИ»*. Серія: *Транспортне машинобудування*. – Х.: НТУ «ХПИ», 2017. – № 14 (1236). – С. 175-179. 9. Mormylo Ia. Study of the Possibility of Using Gear Pumps without Additional Friction Discs for Hydrostatic Locking of Automobile Differentials / Ia. Mormylo // *Mechanics, Materials Science and Engineering*, September 2018 – ISSN 2412-5954, – Vol. 17 – *Mechanical Engineering and Physics*, – 8 p. DOI 10.2412/mmse. 73.48.557. 10. Volontsevych D., Veretennikov Ie., Mormylo Ia., Karpov V. Evaluation of the efficiency of the vehicle with various inter-wheeled differentials for different clutch conditions on sides in acceleration regime // *Materials of XXVII International Scientific Conference «Trans and Motauto'2019»*, 17–

20.06.2019, Varna, Bulgaria. **11.** D. Volontsevich, Ja. Mormylo, Ie. Veretennikov Analysis of the influence of the cross-wheel differentials design on the resistance of the car curved motion // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Applied Mechanics*. The article is in the editorial office of the journal. **12.** Mattijs Klomp. Degree Project 2005: M025: Passenger Car All-Wheel Drive Systems Analysis. University of Trollhättan / Uddevalla, Department of Technology, Mathematics and Computer Science. – 41 p. Retrieved from [http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A215317 &dsid=1997](http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A215317&dsid=1997); 10 February, 2018. **13.** Annicchiaricom C., Rinchi M., Pellari S. and Capitani R. Design of a Semi Active Differential to Improve the Vehicle Dynamics, ASME 45837, vol.1, 2014. **14.** Keller A., Aliukov S. and Anchukov V. Studies of Stability and Control of Movement of Multipurpose Vehicle. Proceedings of the World Congress on Engineering 2017 Vol II WCE 2017, July 5-7, 2017, London, U.K. **15.** Driveline Systems of Ground Vehicles: Theory and Design / A.F. Andreev, V. Kabanau, V. Vantsevich. 2010. CRC Press (Series: Ground Vehicle Engineering). – 518 p. **16.** Pozin B.M., Troyanovskaya I.P., Yusupov A.A. Optimal power distribution between the wheels of a mobile vehicle under different soil conditions. International Conference on Industrial Engineering. Procedia Engineering 129 (2015) 713–717. **17.** Keller A., Murog I. and Aliukov S, Comparative Analysis of Methods of Power Distribution in Mechanical Transmissions and Evaluation of their Effectiveness, SAE Technical Paper 2015-01-1097, 2015, <https://doi.org/10.4271/2015-01-1097>. **18.** Keller A.V., Posin B.M., Troyanovskaya I.P., Bondar V.N., Yusupov A.A. For the Task of Distributing Power Between the Mobile Vehicle Wheels. Tractors and Agricultural Vehicles (RF). – 2015. – No. 3. – P. 10-12.

Bibliography (transliterated): **1.** Volontsevych, D.O., Mormylo Ia.M. (2016) [K voprosu opredeleniya zonyi nechuvstvitelnosti samoblokiruyuschihsia mezhkolesnyih differentsialov s koeffitsientom blokirovki, zavisyaschim ot skorosti otnositelnogo vrascheniya koles] On the determination of insensitivity zone self-locking cross-axle differential with lock ratio, speed-dependent relative rotation of wheels (in Russian). *Mehanika ta mashinobuduvannya (Ukraine)*; 1, 30-35. **2.** Afanasev B.A., Zheglov L.F., Zuzov V.N. and others, Polungyan A.A. – editor. (2008). [Proektirovanie polnoprivodnyih kolesnyih mashin: Uchebnik dlya vuzov: v 3 t., T.2] Design of all-wheel drive wheeled vehicles: Textbook for high schools (in Russian) in 3 volumes, V.2. Moscow: Publishing house of the MSTU named after N.E. Bauman, 528. **3.** Pavlov V.V. (2014). [Proektirovochnyye rascheti transportnyih sredstv spetsialnogo naznacheniya] Calculations for designing of the special vehicles: Textbook (in Russian). Moscow: Publishing house of the Moscow Automobile and Road Institute, 116. **4.** Differential (mechanical device) from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Differential_%28mechanical_device%29; 28 January, 2018. **5.** Locking differential from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Locking_differential; 22 July, 2017. **6.** Limited-slip differential from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Limited-slip_differential; 10 February, 2018. **7.** Mihailidis A, Nerantzis I. (2012). Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20–23, 2012. – Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science. 125–140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8. **8.** Volontsevych D.O., Mormylo Ia.M. (2017) [K voprosu opredeleniya nagruzochnyih rezhimov blokiruemyih i samoblokiruyuschihsia mezhkolesnyih differentsialov voennyih kolesnyih mashin] To the question of determining the load mode of blockable and self-blockable cross-axle differentials of military wheeled vehicles (in Russian). *Visnyk NTU "KhPI", Zbirnyk naukovykh prats'*. Seriya: Transportne mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU «KhPI» (Ukraine) 14 (1236), 175-179. **9.** Mormylo Ia. (2018) Study of the Possibility of Using Gear Pumps without Additional Friction Discs for Hydrostatic Locking of Automobile Differentials. *Mechanics, Materials Science and Engineering*, – ISSN 2412-5954, –Vol. 17 – Mechanical Engineering and Physics. DOI 10.2412/mmse.73.48.557. **10.** Volontsevych D., Veretennikov Ie., Mormylo Ia., Karpov V. Evaluation

of the efficiency of the vehicle with various inter-wheeled differentials for different clutch conditions on sides in acceleration regime // Materials of XXVII International Scientific Conference «Trans and Motauto'2019», 17–20.06.2019, Varna, Bulgaria. 11. D. Volontsevich, Ya. Mormylo, Ie. Veretennikov Analysis of the influence of the cross-wheel differentials design on the resistance of the car curved motion // Eastern–European Journal of Enterprise Technologies, Applied Mechanics. The article is in the editorial office of the journal. 12. Mattijs Klomp. Degree Project 2005: M025: Passenger Car All-Wheel Drive Systems Analysis. University of Trollhättan / Uddevalla, Department of Technology, Mathematics and Computer Science. – 41 p. Retrieved from <http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A215317&dswid=1997>; 10 February, 2018. 13. Annicchiaricom, C., Rinchi, M., Pellari, S. and Capitani, R. (2014) Design of a Semi Active Differential to Improve the Vehicle Dynamics, ASME 45837, vol.1. 14. Keller A., Aliukov S. and Anchukov V. (2017) Studies of Stability and Control of Movement of Multipurpose Vehicle. Proceedings of the World Congress on Engineering 2017 Vol II WCE 2017, July 5-7, London, U.K. 15. Andreev A.F., Kabanau V., Vantsevich V. (2010) Driveline Systems of Ground Vehicles: Theory and Design. CRC Press (Series: Ground Vehicle Engineering), 518. 16. Pozin B.M., Troyanovskaya, I.P., Yusupov, A.A. (2015) Optimal power distribution between the wheels of a mobile vehicle under different soil conditions. International Conference on Industrial Engineering. Procedia Engineering 129 (2015) 713–717. 17. Keller A., Murog I. and Aliukov S., (2015) Comparative Analysis of Methods of Power Distribution in Mechanical Transmissions and Evaluation of their Effectiveness, SAE Technical Paper 2015-01-1097, 2015, <https://doi.org/10.4271/2015-01-1097>. 18. Keller A.V., Posin B.M., Troyanovskaya I.P., Bondar V.N., Yusupov A.A. (2015) For the Task of Distributing Power Between the Mobile Vehicle Wheels. Tractors and Agricultural Vehicles (RF). 3, 10-12.

Волонцевич Д.О., Мормило Я.М.

ДО ПИТАННЯ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНОГО СИНТЕЗУ МІЖКОЛІСНОГО ДИФЕРЕНЦІАЛУ ІЗ ВНУТРІШНЬОЮ АВТОМАТИЧНІСТЮ НА ОСНОВІ ГІДРОСТАТИЧНОГО БЛОКУВАННЯ

В роботі на прикладі колісного бронетранспортера БТР-4 визначено рекомендовані параметри діаметра дроселюючого отвору в шестеренному насосі міжколісного диференціалу з гідростатичним блокуванням. Запропоновано варіант за рахунок введення керованого електромагнітного клапана отримати оптимальні характеристики міжколісного диференціалу як для важких дорожніх умов, так і для руху по дорогах із твердим покриттям.

D. Volontsevich, Ya. Mormylo

TO THE QUESTION OF STRUCTURAL-PARAMETRIC SYNTHESIS OF INTER-WHEEL DIFFERENTIAL WITH INTERNAL AUTOMATION BASED ON HYDROSTATIC BLOCKING

Using the example of the BTR-4 wheeled armored personnel carrier, the recommended parameters for the diameter of the throttling orifice in a gear pump of a inter-wheel differential with hydrostatic blocking are determined. A variant has been proposed by introducing a controlled electromagnetic valve to obtain optimum characteristics for inter-wheel differential in both heavy road conditions and for driving on paved roads.

АВТОМАТИЗАЦІЯ РОЗРАХУНКІВ ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ДЛЯ КОМЕРЦІЙНИХ ПРОПОЗИЦІЙ

Вступ. Визначення технічних параметрів вантажопідйомних машин є обов'язковим етапом підготовки техніко-комерційної пропозиції, яка складається при зверненні на завод потенційного замовника й на підставі якого підприємство надалі виготовляє кран. При цьому замовник, завдяки сучасному рівню розвитку реклами й комунікацій, прагне охопити найбільшу кількість пропозицій на ринку й робить це в найкоротший термін, одночасно направляючи запити безлічі підприємств. В остаточному підсумку виготовлювачі вантажопідйомної техніки виявляються «закидані» запитами. Виникає протиріччя: з одного боку відкриваються перспективи одержання великої кількості замовлень. Цілком очевидно, що чим більше відповідей на запити потенційних клієнтів, тим більше укладених договорів на виготовлення вантажопідйомної техніки. З іншого боку, прагнення обробити найбільшу кількість отриманих запитів може обтяжити підприємство, оскільки формування техніко-комерційної пропозиції однотипна, рутинна робота, яка, займає багато часу. Досвід показує, обробка кількох десятків запитів потребує стільки часу, скільки даний співробітник витрачає на участь у проектуванні одного крана. Враховуючи, що з десятків отриманих запитів, лише одиниці перетворюються в реальні проекти, ці численні витрати часу і інших ресурсів виявляються даремними й перетворюються в збиток. Однак ігнорування запитів внаслідок нездатності обробити, може привести до відходу потенційного клієнта до більш розторопного конкурента. Таким чином, нарівні з широкими можливостями просування на ринку, для підприємства-виготовлювача є необхідним прискорення обробки запитів, що надходять, і визначення технічних параметрів вантажопідйомної техніки відповідно до вимог замовника.

У статті розглядається автоматизація розрахунків технічних параметрів мостових кранів загального призначення. Мостові крани широко поширені й мають великий діапазон розкиду значень основних параметрів: вантажопідйомність, проліт, робочі швидкості, групи режиму роботи. Тому, для даного класу вантажопідйомної техніки, вирішення описаної вище проблеми є актуальним.

Аналіз літературних джерел.

Українські й закордонні наукові школи в області підйомно-транспортної техніки створили велику теоретичну базу для розрахунків параметрів вантажопідйомних кранів. Одним з найбільш повних зібрань теоретичних відомостей з розрахунків і проектування вузлів кранів є робота [1]. У роботі також є дані про масу мостових кранів різної вантажопідйомності й прольотів. Передові методики розрахунків і конструкції вузлів вантажопідйомних кранів представлені в ряді сучасних робіт українських авторів, наприклад у роботі [2] і інших аналогічних працях. Робота [3], присвячена автоматизації порівняння техніко-економічних характеристик систем приводів кранів, а робота [4] питанням вибору критеріїв для такого порівняння. Ряд робіт присвячений автоматизації синтезу параметрів окремих вузлів крана, як це проведено в роботі [5] для стріли порталних кранів. Комплексний підхід у питанні визначення параметрів вантажопідйомних кранів і автоматизоване формування технічної документації, у тому числі й графічної (наприклад, габаритне креслення), висвітлені недостатньо і вимагають подальших досліджень у цьому напрямку.

Метою роботи є створення автоматизованої розрахунково-графічної системи визначення технічних параметрів підйомно-транспортних машин і формування габаритного креслення, що є частиною техніко-комерційної пропозиції.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні завдання:

- визначити набір параметрів крана, достатній для формування техніко-комерційної пропозиції;
- виявити причину значних працезатрат при складанні технічної частини комерційної пропозиції й запропонувати концепцію розв'язку проблеми
- вибрати програмну платформу для створення автоматизованої розрахунково-графічної системи проектування, розробити її діалоговий інтерфейс і функціональну частину.

Основна частина. Стандартний шлях вирішення проблеми значних працезатрат при підготовці технічної частини комерційної пропозиції – створення бази технічних рішень для всіх можливих комбінацій вхідних параметрів, що вказуються замовником в опитувальному листі. Однак досвід показує, що навіть у цьому випадку доводиться проробляти конструкцію з новими параметрами й вносити корегування в наявні креслення, а збільшення кількості габаритних креслень в базі практично не знижує час на їхню розробку. Причина такого положення в тому, що навіть базові параметри мостового крана, такі як, вантажопідйомність, проліт, група режиму роботи крана й механізмів, робочі швидкості механізмів, діапазон підйому при найпоширеніших уніфікованих значеннях утворюють кілька тисяч можливих комбінацій. Врахування додаткових змінних параметрів, як, наприклад, різновид пролітної конструкції, вантажозахоплювального пристрою, кабіни, приводів, кількість коліс крана й багатьох інших, різко збільшує цю, ведучи її за десятки тисяч варіантів. Множення цієї цифри на кількість годин, необхідних на розробку одного креслення, показує, що на практиці створення універсальної бази не доцільно.

На ТОВ «Харківський завод Підйомно-транспортного встаткування» разом із творчим колективом кафедри «Підйомно-транспортні машини й устаткування» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» розроблене і успішно впроваджене принципово інше рішення, яке дозволяє зменшити час створення габаритного креслення в 4-5 раз. Воно полягає в застосуванні програмного забезпечення, яке в автоматизованому режимі здійснює ряд розрахункових операцій і графічних побудов. Для цього програма інтегрована в середовище креслення Autocad з можливістю обміну даними із середовищем Excel, де зберігаються вихідні дані опитувального листа, проводяться обчислення параметрів майбутнього крана й записуються результати розрахунків. Габаритне креслення, створене у зазначеному програмному забезпеченні й вікно Autocad з додатковою панеллю інструментів представлені на рис.1.

Програма реалізована мовою C#, який активно розвивається й сумісний з усіма сучасними інструментами розробки програмного забезпечення. Це гарантує можливість довготривалої підтримки й доопрацювання програмного забезпечення. Крім того, використання сучасної мови програмування забезпечує простоту впровадження таких функцій, як багатопотокові обчислення, робота з реляційними базами даних і багато іншого. Завдяки цьому є можливість розширення функціонала програми згідно з вимогами підприємства з будь-яким рівнем інтеграції інформаційних технологій у проектуванні й виробництві.

Розроблене програмне забезпечення містить два ядра – графічне й розрахункове. Основне завдання графічного функціонала полягає в автоматизованій побудові проєкцій крана, для якого будується габаритне креслення. Для цього в бібліотеку програми завантажена спеціальним образом перероблена база креслень. Проєкція будується мо-

дульним способом – з окремих елементів: візок, кабіна, вантажозахватний пристрій і т.д.. При цьому не потрібно витратити багато часу на пошук, копіювання й редагування ескізу потрібного елемента. Програма сама запропонує підходящі варіанти, а проєктувальникові залишається тільки вибрати потрібний рядок з невеликого списку й указати курсором точку вставки елемента на екрані. Інша важлива функція полягає в заповненні всіх таблиць на кресленні одним кліком кнопки на інтерфейсі програмного забезпечення. Вихідні дані й результати розрахунків автоматично заносяться у відповідні таблиці. Концепція створення габаритного креслення заснована на максимальній економії часу. Тому автоматизовані також і допоміжні операції: збереження креслення в растровому форматі необхідної якості для подальшої вставки в документ, збереження креслення на диску, друк габаритного креслення. Функції програмного забезпечення, створені спеціально для даних креслень дозволяють заощаджувати час у порівнянні з використанням штатних команд Autocad. Переслідуючи мету підвищення продуктивності праці, приділена увага зручності роботи із самою програмою. Наприклад, при вставці блоку стандартними засобами багатьох версій Autocad, відбувається постійне перерисовування блоку при найменшому переміщенні курсору миші. Це змушує користувача чекати, поки блок буде нарисований повністю, щоб оцінити його розташування на новому місці. Подібні очікування можуть займати більш 10 секунд і так при кожному, навіть незначному, переміщенні курсору. При вставці блоку засобами запропонованого програмного забезпечення реалізований такий режим, у якому перерисовування відсутнє що дозволяє в кінцевому результаті заощадити велику кількість часу, а також не дратувати користувача постійним очікуванням повного відрисовування блоку.

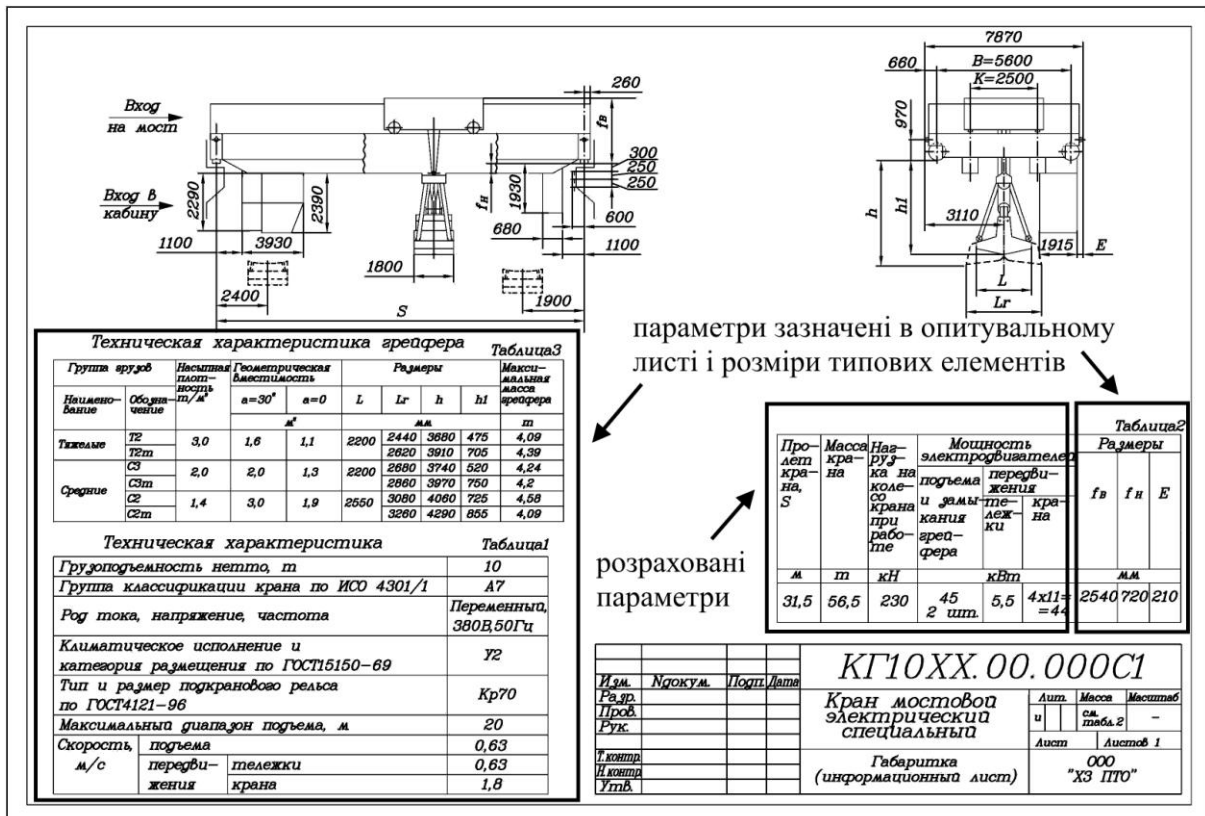


Рисунок 1 – Габаритне креслення мостового крана створене за допомогою автоматизованої розрахунково-графічної системи

Інноваційність системи полягає в принципово нових підходах до визначення параметрів крана, які реалізовані в розрахунковому ядрі програмного забезпечення. Ці параметри визначаються не шляхом прийняття ряду конструкторських рішень з наступним підтвердженням їх правильності розрахунками на міцність, витривалість і т.д., а шляхом автоматизованого розрахунку на основі науково обґрунтованих функціональних залежностей, побудованих за даними аналогічних кранів.

Такий підхід неможливо реалізувати без потужного математичного апарата й нових, запропонованих авторами проекту ідей з області теорії статистики й обробки даних, оскільки навіть несуттєва похибка розрахунків параметрів, наприклад, такого як маса крана, може привести до значного необґрунтованого завищення або заниження вартості в комерційній пропозиції.

Подальшим розвитком програмного забезпечення може стати його впровадження в систему контролю якості підприємства. Розраховуючи параметри на основі функціональних залежностей, можна одержати науково-обґрунтовані інтервали їх відхилень. Перевіряючи, чи укладаються параметри фактично виготовленого крана в цей діапазон відхилень і чи відповідають вони критеріям грубих промахів, визначається, чи є кран «бракованим» по даних параметрах або відхилення лежать у межах припустимого розкиду значень.

Таким чином, замовник крана, одержуючи габаритне креслення в найкоротший строк, з високою ймовірністю не переключиться на роботу з іншим підприємством, тому шанси одержати замовлення різко збільшуються. Крім того, такий підхід свідчить про високу технологічність підприємства й повсюдне застосування комп'ютерних технологій, що підвищує імідж організації в цілому.

Висновки. 1. Встановлено, що визначення параметрів нового крана й створення його габаритного креслення з урахуванням кількості запитів вимагає відчутних працевитрат. 2. Запропонована концепція комплексних розрахунків технічних параметрів підйомно-транспортних машин із застосуванням методів математичної статистики на основі існуючої теоретичної бази й бази значень параметрів раніше виготовлених і успішно працюючих кранів. 3. Створено автоматизовану розрахунково-графічну систему визначення технічних параметрів підйомно-транспортних машин і формування габаритного креслення, що є частиною техніко-комерційної пропозиції. Запропоноване програмне забезпечення, що представляє собою надбудову середовища Autocad, використовує розрахункові й графічні можливості базових програм Autocad і Excel.

Література: 1. *Справочник по кранам: В 2 т. Т.2 Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М. П. Александров, М. М. Гохберг. / Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 559 с. ил.;* 2. *Вантажопідйомні машини : навч. посібник / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Х. : НТУ «ХП», 2006. – 304 с.;* 3. *Бушер В.В. Автоматизована система порівняння техніко-економічної ефективності електроприводів кранових механізмів / В. В. Бушер, С. П. Савич, С. Л. Савич, В. С. Медведєв // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2016. – 2/8 (80) 2016. – с. 37-49.;* 4. *Герасимьяк, Р. П. Разработка системы критериев выбора электропривода для крановых механизмов / Герасимьяк Р. П., Савич С. П., Шабовта М. Ю. // Восточно-Европейский жур-*

нал передовых технологий. – 2015. – 5/1 (77) 2015. – с. 51-58. 5. Мисюра В.А. Автоматизированный синтез параметров стреловых систем порталных кранов / В. П. Мисюра, В. А. Михеев // Пiйдiомно-транспортна технiка: Зб. наук. пр. – Днiпропетровськ, 2006. – Вип. №4. – С. 8-12.

Bibliography (transliterated): 1. *Spravochnyk po kranam: V 2 t. T.2 Kharakterystyky y konstruktivnyie skhemy kranov. Kranovye mekhanizmy, ykh detaly y uzly. Tekhnicheskaiia ekspluatatsyia kranov* / М. Р. Aleksandrov, М. М. Hokhberh. / L.: Mashynostroeniye. Lenynhr. otd-nye, 1988. – 559 s. yl.; 2. *Vantazhopidionni mashyny : navch. posibnyk* / O.V. Hryhorov, N.O. Petrenko. – Kh. : NTU «KhPI», 2006. – 304 s.; 3. *Busher V.V. Avtomatyzovana systema porivniannia tekhniko-ekonomichnoi efektyvnosti elektropyvodiv kranovykh mekhanizmiv* / В. V. Busher, S. P. Savych, S. L. Savych, V. S. Medvediev // *Vostochno-Evropeiskyi zhurnal peredovykh tekhnolohyi*. – 2016. – 2/8 (80) 2016. – с. 37-49.; 4. *Herasymiak, R. P. Razrabotka systemy kryteryev vybora elektropyvoda dlia kranovykh mekhanizmov* / Herasymiak R. P., Savych S. P., Shabovta M. Yu. // *Vostochno-Evropeiskyi zhurnal peredovykh tekhnolohyi*. – 2015. – 5/1 (77) 2015. – с. 51-58. 5. *Mysiura V.A. Avtomatyzirovannii syntez parametrov strelovykh system portalnykh kranov* / V. P. Mysiura, V. A. Mykheev // *Piidionno-transportna tekhnika: Zb. nauk. pr. – Dnipropetrovsk, 2006. – Vyp. №4. – S. 8-12.*

Григоров О.В., Журавель О.В., Стрижак В.В., Стрижак М.Г., Пономарьев О.Е.

АВТОМАТИЗАЦІЯ РОЗРАХУНКІВ ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ДЛЯ КОМЕРЦІЙНИХ ПРОПОЗИЦІЙ

Обґрунтована актуальність створення й базові принципи роботи автоматизованої розрахунково-графічної системи визначення технічних параметрів підйомно-транспортних машин і підготовки технічної документації для комерційних пропозицій. Наведений приклад габаритного креслення, створеного за допомогою розробленого програмного забезпечення.

Григоров О.В., Журавель А.В., Стрижак В.В., Стрижак М.Г., Пономарёв О.Э.

АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСЧЕТА ТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН ДЛЯ КОММЕРЧЕСКИХ ПРЕДЛОЖЕНИЙ

Обоснована актуальность создания и представлены базовые принципы работы автоматизированной расчетно-графической системы определения технических параметров подъемно-транспортных машин и подготовки технической документации для коммерческих предложений. Приведен пример габаритного чертежа, созданного при помощи разработанного программного обеспечения.

O. Grygorov, O. Zhuravel, V. Stryzhak, M. Stryzhak, O. Ponomarjov

AUTOMATION OF CALCULATION OF TECHNICAL PARAMETERS OF LIFTING AND TRANSPORT MACHINES FOR COMMERCIAL PROPOSALS

The relevance of the creation is substantiated and the basic principles of the automated calculation and graphic system for determining the technical parameters of lifting an transport machines and the preparation of technical documentation for commercial proposals are presented. An example of a dimensional drawing created using the developed software is given.

УДК 629.113 (075.8)

Мормило Я.М.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ БЛОКИРОВОЧНОГО МОМЕНТА ДВУХРЯДНОГО КУЛАЧКОВОГО МЕЖКОЛЕСНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА ПРИ ПОЛНОМ ВЫВЕШИВАНИИ ОДНОГО ИЗ КОЛЕС

Введение.

При проектировании нерельсовых транспортных средств, предназначенных для эксплуатации, в том числе, в условиях полного бездорожья, вопрос проходимости является одним из ключевых при выборе типа и конструкции движителя и трансмиссии. В последнее время в мире для таких машин просматривается стойкая тенденция к смещению приоритетов в сторону колесного движителя по сравнению с движителем гусеничным. В связи с этим задача повышения проходимости колесных машин в условиях полного бездорожья является актуальной [1].

Анализ последних достижений и публикаций.

Вопросам распределения мощности между колесами и мостами в современных автомобилях уделено много внимания в научной и технической литературе. В последнее время к классическим конструкциям дифференциалов, описанных в работах [2–5], добавилось заметное количество относительно новых конструкций [6–9]. Однако для военной колесной техники и полноприводных автомобилей многоцелевого назначения, как правило, по-прежнему используется или полная блокировка обычных дифференциалов с ручным управлением или самоблокирующиеся кулачковые дифференциалы [2–5].

Первый вариант имеет максимально возможные характеристики проходимости при блокировании дифференциального привода и управляемости при отключении блокировки на дорогах с твердым покрытием. Однако наиболее простой и компактный способ управления блокировкой при помощи зубчатой муфты требует полной остановки машины и ручного управления. Второй вариант обеспечивает определенную автоматичность, но имеет отнюдь не максимальные характеристики и проходимости и управляемости. Проблема кулачковых дифференциалов состоит в том, что они никогда не отключаются и при существенно криволинейном движении по дорогам с твердым покрытием вызывают большое сопротивление повороту. Кроме того, кулачковые дифференциалы имеют блокировочный момент, который зависит от передаваемой дифференциалом нагрузки и при вывешивании одного из колес моста не могут обеспечить достаточную проходимость машины. Также кулачковые дифференциалы достаточно сложны в производстве и требовательны к применяемым маслам.

В работах [1, 10–12] автором этой публикации вместе с соавторами был начат цикл работ, посвященных разработке межколесного дифференциала с внутренней автоматичностью, который бы удовлетворял требованиям и к тяговой проходимости, и к динамике машины и одновременно не препятствовал ее криволинейному движению. В этих исследованиях было установлено, что среди самоблокирующихся дифференциалов повышенного трения наиболее рациональные характеристики имеют дифференциалы, в которых степень блокировки зависит от квадрата разности угловых скоростей полуосей и от нагрузки. Для принятия решения о выборе типа дифференциала для кулачковых дифференциалов, относящихся к дифференциалам с коэффициентом блокировки зависящим от нагрузки, не было обнаружено никакой экспериментальной информации о величине блокировочного момента при вывешивании одного из ведущих колес.

© Я.М. Мормило, 2019

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является экспериментальное определение блокировочного момента межколесного кулачкового дифференциала колесного бронетранспортера при полном вывешивании одного из ведущих колес.

Эта задача может быть актуальна как для определения наиболее эффективного варианта конструкции дифференциала, так и для определения граничных показателей проходимости существующих бронетранспортеров при диагональном вывешивании.

Основная часть

Двухрядный кулачковый дифференциал относится к самоблокирующимся дифференциалам повышенного трения, в которых блокировочный момент зависит от передаваемой нагрузки [2–5]. Конструкция исследуемого дифференциала представлена на рис. 1.

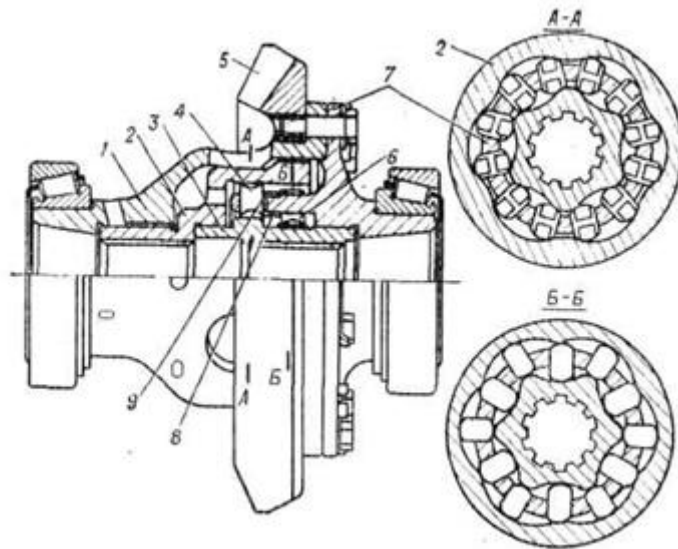


Рисунок 1 – Конструкция двухрядного кулачкового дифференциала

Для проведения испытаний был взят технически исправный четвертый мост колесного бронетранспортера БТР-4 В1318.43.010сб, серийный номер 01.15.03.10. Кинематическая схема моста представлена на рис. 2.

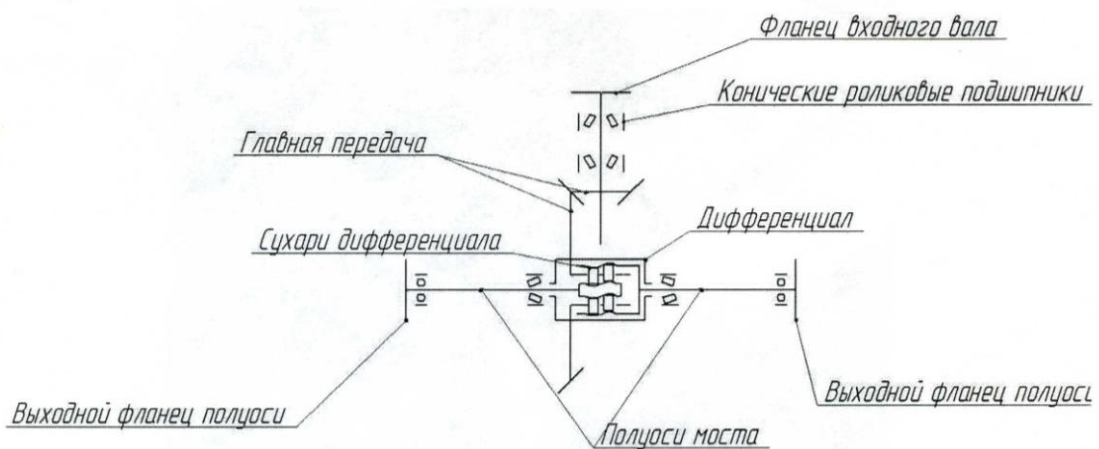


Рисунок 2 – Кинематическая схема четвертого моста колесного бронетранспортера БТР-4

Замеры проводились при помощи измерительного комплекса стенда испытаний редукторов опытного производства ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» без нагрузки (рис. 3). Регулируемый приводной электродвигатель подсоединялся к фланцу входного вала (рис. 2). На этом же фланце измерялся подводимый крутящий момент и частота вращения. Измерения проводились при температуре масла в редукторе главной передачи и дифференциала в диапазоне от 60°C до 80°C. Частота вращения фланца входного вала изменялась от 100 мин⁻¹ до 1200 мин⁻¹ через каждые 20 мин⁻¹. Приводной момент фиксировался в свободном режиме вращения фланцев полуосей и при фиксации левой полуоси специальным технологическим приспособлением (рис. 4).

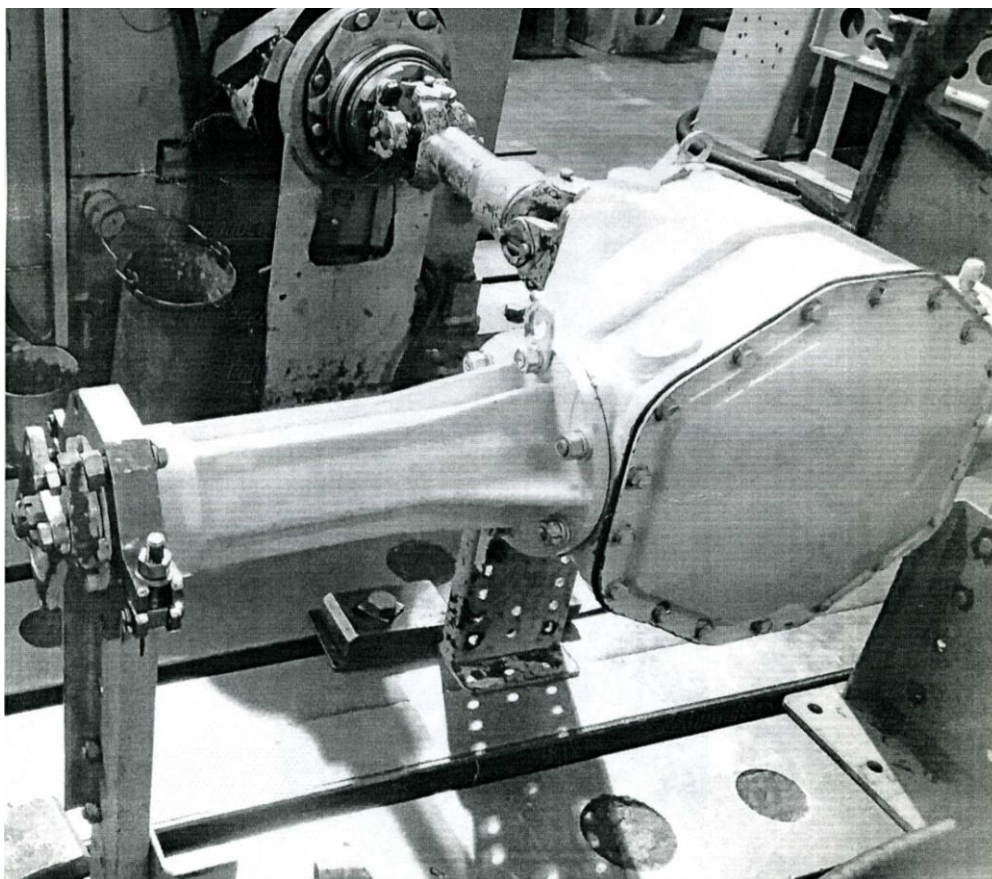


Рисунок 3 – Установка моста на испытательном стенде

Результаты измерений представлены на графиках (рис. 5). Здесь $M_{св}$ – приводной крутящий момент при свободных полуосях ($M_{св}$ – экспериментальные значения, $M_{св}^*$ – аппроксимированная функция); $M_{ост}$ – приводной крутящий момент при закрепленной левой полуоси ($M_{ост}$ – экспериментальные значения, $M_{ост}^*$ – аппроксимированная функция); $M_{бл}$ – разница между аппроксимированными приводными крутящими моментами при свободных полуосях и закрепленной левой полуосью, которая характеризует блокировочный момент дифференциала.

Для получения максимальной силы тяги моста при одном вывешенном (правом) колесе P_{max} необходимо учесть передаточные отношения собственно главной передачи $i_{гп}$, колесного редуктора $i_{кр}$ и их КПД $\eta_{гп}$, $\eta_{кр}$, а также радиус колеса $R_{вк}$:

$$P_{max} = \frac{M_{бл} i_{гп} i_{кр} \eta_{гп} \eta_{кр}}{R_{вк}}.$$

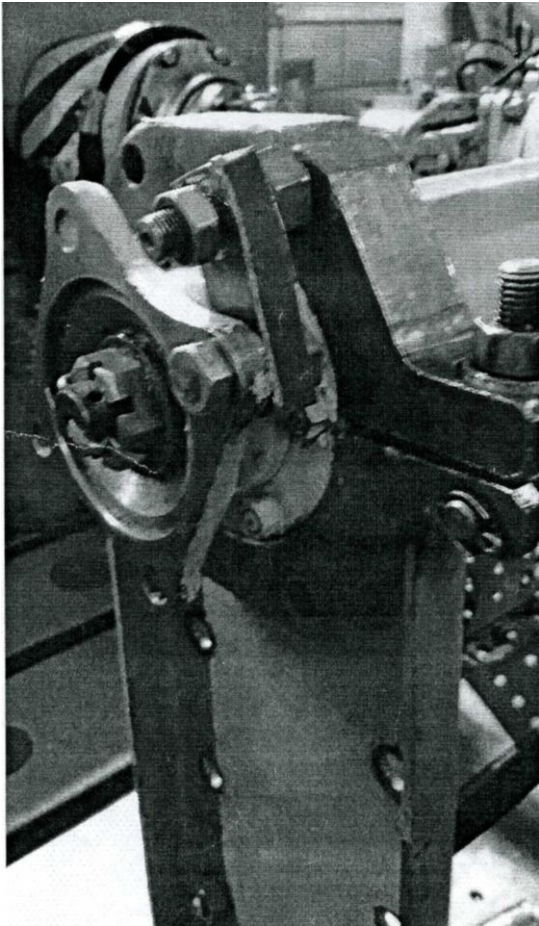


Рисунок 4 – Крепление фланца левой полуоси на корпус

Аналогично силе тяги пересчитывается частота вращения буксующего колеса:

$$n_{\text{букс}} = \frac{2n_{\text{вх}}}{i_{\text{ГП}} i_{\text{кр}}},$$

где $n_{\text{вх}}$ – частота вращения фланца входного вала исследуемого моста.

С учетом значений констант для колесного бронетранспортера БТР-4: $i_{\text{ГП}}=1,32$; $i_{\text{кр}}=4,33$; $\eta_{\text{ГП}}=0,95$; $\eta_{\text{кр}}=0,98$; $R_{\text{БК}} \approx 0,525$ м и аппроксимирующих функций:

$$M_{\text{св}}^* = 0,00644n_{\text{вх}} + 3,27885;$$

$$M_{\text{ост}}^* = 5,7435234 \cdot 10^{-12} \cdot n_{\text{вх}}^4 + 3,409567 \cdot 10^{-6} \cdot n_{\text{вх}}^2 + 7,46532997766$$

построен график (рис. 6) зависимости силы тяги одного моста от частоты вращения буксующего полностью вывешенного колеса

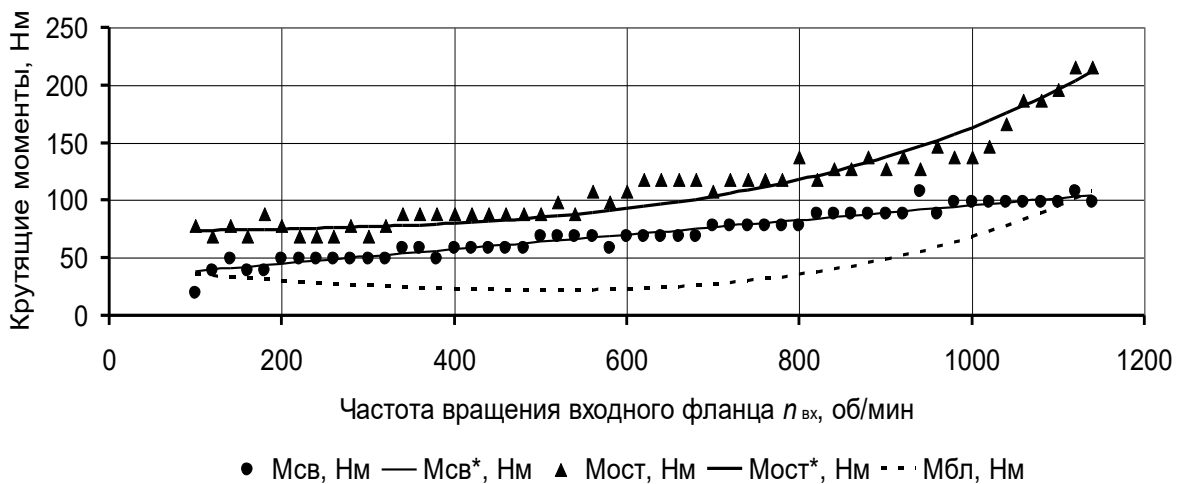


Рисунок 5 – Зависимости крутящих моментов на входном фланце от частоты его вращения

Из анализа графиков на рис. 5 и 6 следует, что максимальная сила тяги ведущего моста при полном вывешивании одного из колес составляет 1091 Н при частоте вращения буксующего колеса 399 мин^{-1} , что соответствует вращению входного фланца ведущего моста для движения бронетранспортера со скоростью 11 м/с (39,6 км/ч). При попытке дальнейшего повышения скорости буксования на частоте $n_{\text{вх}}=1160 \text{ мин}^{-1}$ про-

изошло заклинивание дифференциала и обрыв фиксирующего полуось технологического приспособления. При малых частотах вращения вывешенного буксующего колеса сила тяги ведущего моста колеблется в пределах 200...400 Н, что составляет приблизительно 0,42...0,84% от максимальной силы тяги моста по сцеплению движителя с грунтом на сухом и чистом асфальтобетоне и 0,66...1,32% от максимальной силы тяги моста по двигателю на первой передаче нормального ряда для бронетранспортера БТР-4.

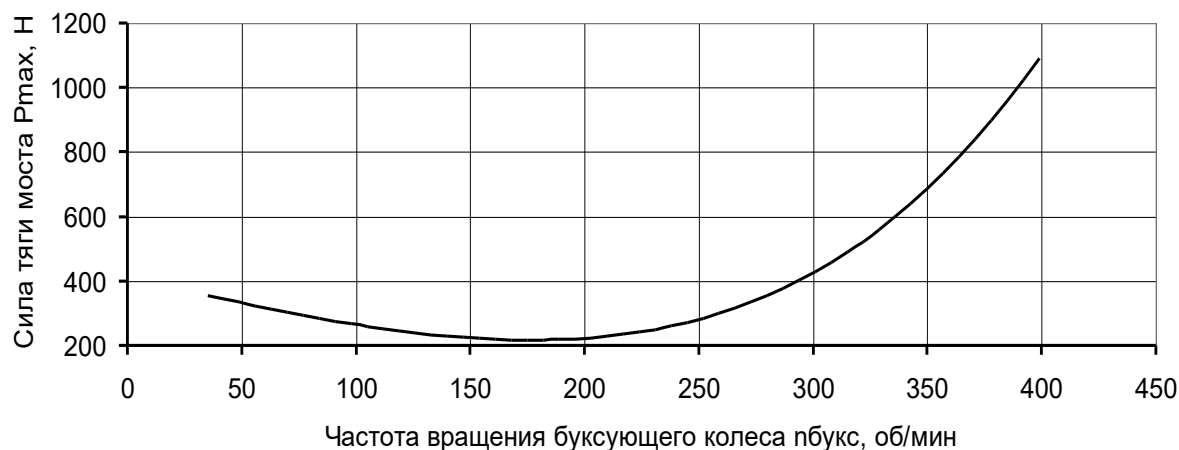


Рисунок 6 – Зависимость силы тяги на ведущем мосте от частоты вращения вывешенного буксующего колеса

Выводы

Проведенные испытания и расчеты показали, что:

1) Сила тяги ведущего моста с двухрядным кулачковым дифференциалом при полном вывешивании одного из колес (правого) существенно зависит от частоты вращения буксующего колеса и достигает максимальной величины в 1091 Н при частоте вращения буксующего колеса 399 мин⁻¹. Эта частота вращения соответствует вращению входного фланца ведущего моста для движения бронетранспортера со скоростью 11 м/с (39,6 км/ч) после чего наступает заклинивание дифференциала.

2) Полученные значения для силы тяги ведущего моста с двухрядным кулачковым дифференциалом при полном вывешивании одного из колес (правого) недостаточны для уверенного преодоления бронетранспортером препятствий типа «овраг» или «бархан» с диагональным вывешиванием и препятствий типа «ров» с последовательным вывешиванием мостов.

3) Для синтеза межколесного дифференциала с внутренней автоматичностью, который бы удовлетворял требованиям и к тяговой проходимости, и к динамике машины и одновременно не препятствовал ее криволинейному движению, окончательно принят только дифференциал, в котором величина блокировочного момента зависит от квадрата разности угловых скоростей полуосей.

Литература: 1. Волонцевич Д.О. К вопросу определения зоны нечувствительности самоблокирующихся межколесных дифференциалов с коэффициентом блокировки, зависящим от

скорости относительного вращения колес / Д.О. Волонцевич, Я.М. Мормило // *Механіка та машинобудування*, – №1, – 2016. – С. 30–35. **2.** Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: в 3 т., Т.2 / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зузов и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 528 с.: ил. **3.** Павлов В.В. Проектровочные расчеты транспортных средств специального назначения (ТССН): учеб. пособие / В.В. Павлов. – М.: МАДИ, 2014. – 116 с. **4.** Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: Учебник для ВТУЗов / Н.Ф. Бочаров, И.С. Цитович, А.А. Полунгян и др.; Под общ. ред. Н.Ф. Бочарова, И.С. Цитовича. – М.: Машиностроение, 1983. – 299 с. **5.** Яскевич З. Ведущие мосты. Пер. с польск. Г.В. Кориунов, – М.: Машиностроение, 1985. – 600 с. **6.** Differential (mechanical device) from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Differential_%28mechanical_device%29; 28 January, 2018. **7.** Locking differential from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Locking_differential; 22 July, 2017. **8.** Limited-slip differential from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Limited-slip_differential; 10 February, 2018. **9.** Mihailidis A., Nerantzis I. Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: *Power Transmissions. Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20–23, 2012.* – Volume 13 of the series *Mechanisms and Machine Science.* –P.P. 125–140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8. **10.** Волонцевич Д.О. К вопросу определения нагрузочных режимов блокируемых и самоблокирующихся межколесных дифференциалов военных колесных машин / Д.О. Волонцевич, Я.М. Мормило // *Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Транспортне машинобудування.* – X. : НТУ «ХПИ», 2017. – № 14 (1236). – С. 175-179. **11.** Mormylo Ia. Study of the Possibility of Using Gear Pumps without Additional Friction Discs for Hydrostatic Locking of Automobile Differentials / Ia. Mormylo // *Mechanics, Materials Science and Engineering, September 2018* – ISSN 2412-5954, –Vol. 17 – *Mechanical Engineering and Physics*, – 8 p. DOI 10.2412/mmse. 73.48.557. **12.** Volontsevych D., Veretennikov Ie., Mormylo Ia., Karpov V. Evaluation of the efficiency of the vehicle with various inter-wheeled differentials for different clutch conditions on sides in acceleration regime // *Materials of XXVII International Scientific Conference «Trans and Motauto'2019»*, 17–20.06.2019, Varna, Bulgaria.

Bibliography (transliterated): **1.** Volontsevych,D.O., Mormylo Ia.M. (2016) [*K voprosu opredeleniya zonyi nechuvstvitelnosti samoblokiruyuschihsia mezhkolesnyih differentsialov s koeffitsientom blokirovki, zavisyaschim ot skorosti otnositelnogo vrascheniya kolos*] On the determination of insensitivity zone self-locking cross-axle differential with lock ratio, speed-dependent relative rotation of wheels (in Russian). *Mehanika ta mashinobuduvannya (Ukraine)*; 1, 30-35. **2.** Afanasev B.A., Zheglov L.F., Zuzov V.N. and others, Polungyan A.A. – editor. (2008). [*Proektirovanie polnoprivodnyih kolesnyih mashin: Uchebnik dlya vuzov: v 3 t., T.2*] Design of all-wheel drive wheeled vehicles: Textbook for high schools (in Russian) in 3 volumes, V.2. Moscow: Publishing house of the MSTU named after N.E. Bauman, 528. **3.** Pavlov V.V. (2014). [*Proektirovochnyye rascheti transportnyih sredstv spetsialnogo naznacheniya*] Calculations for designing of the special vehicles: Textbook (in Russian). Moscow: Publishing house of the Moscow Automobile and Road Institute, 116. **4.** N.F. Bocharov, I.S. Citovich, A.A. Polungyan and others, Bocharov N.F. and Citovich I.S. – editors. (1983). [*Konstruirovaniye i raschet kolesnyh mashin vysokoj prohodimosti: Uchebnik dlya VTUZov*] Design and calculation of wheeled vehicles of high cross: A textbook for high schools (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 299. **5.** Z. Yaskevich (1985). [*Vedushie mosty. Per. s polsk. G.V. Korshunov*] Driving axles (in Russian) Translation from Polish by G.V. Korshunov, Moscow: Mashinostroenie, 600. **6.** Differential (mechanical device) from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Differential_%28mechanical_device%29; 28 January, 2018. **7.** Locking differential from Wikipedia. Retrieved from

https://en.wikipedia.org/wiki/Locking_differential; 22 July, 2017. **8.** Limited-slip differential from Wikipedia. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Limited-slip_differential; 10 February, 2018. **9.** Mihailidis A, Nerantzis I. (2012). Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20–23, 2012. – Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science. 125–140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8. **10.** Volontsevych D.O., Mormylo Ia.M. (2017) [К вопросу определения нагрузочных режимов блокируемых и самоблокирующихся межколесных дифференциалов военных колесных машин] To the question of determining the load mode of blockable and self-blockable cross-axle differentials of military wheeled vehicles (in Russian). Visnyk NTU "KhPI", Zbirnyk naukovykh prats'. Seriya: Transportne mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU «KhPI» (Ukraine) 14 (1236), 175-179. **11.** Mormylo Ia. (2018) Study of the Possibility of Using Gear Pumps without Additional Friction Discs for Hydrostatic Locking of Automobile Differentials. Mechanics, Materials Science and Engineering, – ISSN 2412-5954, –Vol. 17 – Mechanical Engineering and Physics. DOI 10.2412/mmse.73.48.557. **12.** Volontsevych D., Veretennikov Ie., Mormylo Ia., Karpov V. Evaluation of the efficiency of the vehicle with various inter-wheeled differentials for different clutch conditions on sides in acceleration regime // Materials of XXVII International Scientific Conference «Trans and Motauto '2019», 17–20.06.2019, Varna, Bulgaria.

Мормило Я.М.

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ БЛОКУВАЛЬНОГО МОМЕНТУ
ДВОРЯДНОГО КУЛАЧКОВОГО МІЖКОЛІСНОГО ДИФЕРЕНЦІАЛУ ПРИ
ПОВНОМУ ВИВІШУВАННІ ОДНОГО З КОЛІС**

У роботі експериментально визначені залежності блокувального моменту дворядного кулачкового диференціала при повному вивішуванні одного з коліс від частоти обертання вхідного фланця головної передачі, а також сили тяги ведучого мосту залежно від частоти обертання колеса, що буксує. Зроблено висновок про недостатність одержуваної сили тяги для впевненого подолання бронетранспортером перешкод типу «яр» або «бархан» з діагональним вивішуванням і перешкод типу «рів» з послідовним вивішуванням мостів.

Ya.Mormylo

**EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE BLOCKING MOMENT OF A DOUBLE
ROW CAM INTER-WHEEL DIFFERENTIAL AT FULL HANGING ONE
OF THE WHEELS**

The work experimentally determined dependencies of the blocking moment of a double row cam inter-wheel differential at full hanging one of the wheels depending on the speed of the input flange of the main gear as well as the dependence of the thrust force of the drive axle from the rotational speed of the skid wheel. The conclusion was drawn that the received traction force was insufficient for an armored personnel carrier to overcome obstacles like “ravine” or “sand dunes” with diagonal hanging and obstacles like “moat” with sequential hanging of axles.

АВТОМАТИЗАЦИЯ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИВодОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Введение. Одним из направлений, которые позволяют повысить эффективность работы фирмы, является применение логистики. Логистика, как совокупность методов и средств, позволяющих рационально управлять материальными и связанными с ними информационными потоками, способна повысить конкурентоспособность, применяющей ее фирмы.

В литературе даются различные определения логистики. За последние четыре десятилетия ни ученые, ни практики не выработали единого определения для термина «Логистика». «Разумная организация» - примерно так переводится с латыни слово «Логистика» (логичная, обоснованная), поэтому предложено следующее понимание термина «Логистика» [1]: «Логистика – это творческая организация всех процессов, обеспечивающих перемещение потоков материалов, людей и информации наиболее оптимальными способами». При этом творчество включает и логику, и интуицию, и расчеты, и знания.

Естественно, что для разумной организации указанных процессов необходимы умные машины, в том числе и различные умные подъемно-транспортные машины, которые имеют автоматические системы управления материальными потоками и реализуют принцип автоматизации, предусматривающий создание программируемого и самоуправляемого оборудования, а также реализуют энергетический принцип, предусматривающий снижение энергопотребления при выполнении операций по перемещению грузов.

Анализ выполненных исследований и постановка научной проблемы. Учеными Подъемно-транспортной академии наук Украины в течении последних 10 лет выполнен большой объем научных исследований, направленных на создание автоматических систем управления приводом механизмов подъемно-транспортных машин. В работах [2, 3, 4] приведены результаты исследования механизма передвижения грузоподъемных машин с частотно-регулируемым приводом. На основе этих исследований разработана микропроцессорная система управления преобразователем частоты для реализации оптимальных по быстродействию режимов движения с частотно-регулируемым приводом. Экспериментальные исследования показали, что привод исследуемого механизма передвижения способен рекуперировать до 5 % энергии затраченной во время передвижения на среднее рабочее расстояние при полной загрузке и до 30 % энергии, затраченной во время разгона.

Задачи повышения эффективности работы механизмов грузоподъемных машин за счет оптимизации режимов их движения и реализации оптимального управления решались рядом авторов и отражены в публикациях [5, 6, 7]. Выполненные исследования позволили установить влияние основных параметров частотно-управляемого электропривода на энергетические характеристики механизмов подъема груза и перемещения крана. Определено, что при использовании частотно-управляемого привода механизма передвижения крана, желательно использовать S-подобную характеристику изменения частоты напряжения питания приводного двигателя. При этом уменьшается максимальный момент на быстроходном валу привода на 18,2 – 36,4 % и максимальное приведенное усилие в металлоконструкции крана на 18,3 – 55,4 % в сравнении с линейной и двойной S-подобной характеристикой. Анализ экспериментальных данных показал, что переход на частотное управление механизма подъема груза при его подъеме/опускании в режиме «с веса» позволяет уменьшить нежелательные показатели работы крана: уменьшить усилие в канате на 10,1 – 14,3 %, а также уменьшить максимальное ускорение кранового моста на 5,2 – 66,6 % и максимальный ток двигателя в среднем на 14,3 – 37,5 %.

© В.Ф. Семенюк, 2019

Большое внимание уделено разработке методологии оптимального проектирования и эксплуатации энергоэффективных лебедок пассажирских лифтов [8, 9, 10]. В этих работах даны рекомендации по применению традиционных лифтовых лебедок с разомкнутыми, а также замкнутыми тиристорными системами управления на базе серийных тиристорных преобразователей напряжения. Показано, что применение тиристорных систем управления позволяет увеличить эффективность лифтовых подъемных механизмов традиционной конструкции: сократить эффективное время движения кабины на 15 – 25 %, повысить точность остановки лифта на 40 – 85 %, обеспечить необходимую плавность пуска-тормозных режимов. Доказано, что применение тиристорных преобразователей напряжения при управлении лифтовыми лебедками, позволяет асинхронным двигателям осуществлять продолжительную работу на искусственных характеристиках в области номинального скольжения с потерями на 11,0 – 48,0 % меньше, чем на рабочем участке естественной характеристики. Предложен метод расчета оптимальной массы противовеса с целью минимизации энергии, потребляемой лифтовыми лебедками. Разработан универсальный программный алгоритм, позволяющий комплексно реализовать предложенный метод. Получили дальнейшее развитие способы тиристорного параметрического управления лебедками, обеспечивающие оптимальные по быстродействию и экономичности режимы работы подъемных механизмов пассажирских лифтов.

Выполненные учеными Подъемно-транспортной академии наук Украины научные исследования внесли большой вклад в создание подъемно-транспортных машин с автоматическими системами управления, что позволяет реализовать принцип автоматизации при проектировании логистических систем. При этом недостаточно уделено внимания реализации энергетического принципа, для реализации которого нужны подъемно-транспортные машины с высоким коэффициентом полезного действия.

Цель исследования. Разработать методы повышения энергоэффективности приводов подъемно-транспортных машин с автоматическими системами управления.

Основной материал исследования. В настоящее время все больше грузоподъемных машин выпускаются с частотно-регулируемыми приводами, которые по сравнению с традиционным релейно-контакторным управлением имеет ряд преимуществ: широкий диапазон регулирования частоты вращения ротора; плавность регулирования скорости крановых механизмов; жесткие механические характеристики. Кроме того, применение частотных преобразователей позволяет создавать безредукторные приводы машин. Для асинхронного двигателя механизмов грузоподъемных машин при частотном управлении механические характеристики показаны на рис.1.

Как видно из рис.1 частотные преобразователи обеспечивают постоянство момента при снижении скорости управляемого электропривода, но при этом происходит уменьшение полезной мощности и соответствующее уменьшение коэффициента полезного действия. Новое значение номинального КПД двигателя на искусственной номинальной скорости $\eta_{ин}$ имеет следующую зависимость от диапазона понижения номинальной скорости $D_{ин}$ [10].

$$\eta_{ин} = \frac{1}{1 + D_{ин} \left(\frac{1}{\eta_n} - 1 \right)}, \quad (1)$$

где η_n – паспортное номинальное значение КПД двигателя.

Выражение (1) позволяет прогнозировать допустимую степень искусственного снижения номинальной скорости двигателя. Например, если паспортный номинальный КПД двигателя составляет 90%, то при $D_{ин} = 8$ он снижается до 53 %, при уменьшении диапазона $D_{ин}$

увеличивается КПД двигателя на искусственной номинальной скорости: для двигателя с $\eta_n = 90\%$ при $D_{ин} = 4$ $\eta_{ин} = 0,69$, при $D_{ин} = 2$ $\eta_{ин} = 0,8$, при $D_{ин} = 1,5$ $\eta_{ин} = 0,857$.

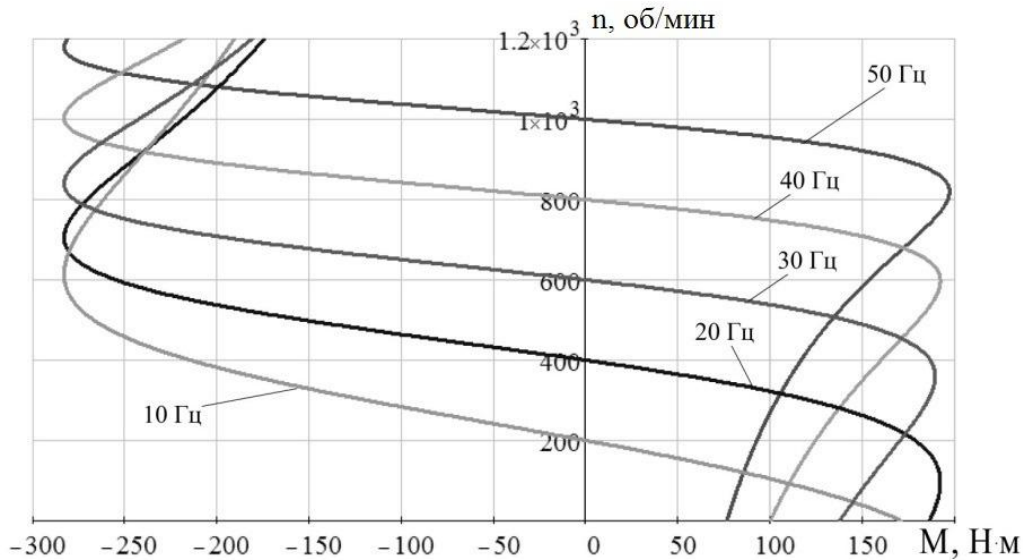


Рисунок 1 – Механические характеристики асинхронного двигателя при частотном управлении

Исходя из изложенного предлагается для повышения энергоэффективности приводов машин использовать метод минимизации диапазона искусственного снижения номинальной скорости двигателя, при этом для обеспечения требуемой скорости рабочего органа машины необходимо дополнительно применить редуктор с высоким коэффициентом полезного действия.

Важным направлением совершенствования грузоподъемных кранов является увеличение их производительности, от которой зависит, в известной степени, успех работы промышленности, транспорта и строительства.

Для увеличения производительности грузоподъемных машин необходимо уменьшать, при прочих равных условиях время пуска и время торможения. Уменьшение времени пуска и времени торможения приводит к увеличению динамических нагрузок механизмов машины, так как для достижения рабочей скорости машины в этом случае необходимо увеличивать ускорение (замедление) в указанные периоды.

Увеличение динамических нагрузок во время пуска приводит к уменьшению коэффициента полезного действия машины в этот период и, соответственно, общего КПД машины за цикл работы.

Оценка влияния динамики пуска на КПД механизма подъема мостовых кранов показывает, что одним из способов повышения КПД может быть способ уменьшения моментов инерции масс деталей, расположенных на тихоходных валах механизма подъема. Для реализации этого способа необходимо найти такое соотношение между передаточными числами ступеней зубчатой передачи редуктора, при котором приведенный на валу двигателя момент инерции масс зубчатых колёс редуктора будет минимальным.

Проведем разбивку общего передаточного числа двухступенчатого редуктора механизма подъема мостовых кранов между ступенями зубчатых цилиндрических передач, исходя из наименьшей массы зубчатых колёс и, соответственно, минимального на валу двигателя момента инерции масс зубчатых колёс редуктора.

Приведение движущихся сосредоточенных масс механизма к какому-либо валу производят на основе постоянства кинетической энергии механизма в реальной системе и в приведенной схеме с учетом потерь энергии от сил трения. На рис. 2 представлена схема для приведения движущихся масс механизма подъема груза.

Уравнение для приведенного на валу двигателя момента инерции масс механизма подъема груза, представленного на рис. 2, с учетом потерь от сил трения с помощью КПД имеет вид:

$$I_{II} \frac{\omega_1^2}{2} = I_1 \frac{\omega_1^2}{2} + I_2 \frac{\omega_1^2}{2} + I_3 \frac{\omega_1^2}{2} + I_4 \frac{\omega_2^2}{2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{\omega_2^2}{2 \cdot \eta_2} + I_6 \frac{\omega_3^2}{2 \cdot \eta_2} + I_7 \frac{\omega_3^2}{2 \cdot \eta_3} + m_{zp} \frac{v_{zp}^2}{2 \cdot \eta_4}, \quad (2)$$

где I_{II} – момент инерции механизма приведенный к валу двигателя при пуске;
 $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – угловые скорости соответственно вала двигателя, промежуточного вала редуктора, барабана;

$I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6, I_7$ – моменты инерции соответственно ротора двигателя, муфты с тормозным шкивом, шестерни и зубчатого колеса первой ступени редуктора, шестерни и зубчатого колеса второй ступени редуктора, барабана;

v_{zp}, m_{zp} – соответственно скорость, масса поднимаемого груза;

η_1 – КПД первой ступени редуктора;

η_2 – КПД второй ступени редуктора;

η_3 – КПД механизма от барабана до вала двигателя;

η_4 – КПД механизма подъема, включая КПД полиспаста η_{II} ; $\eta_4 = \eta_3 \cdot \eta_{II}$

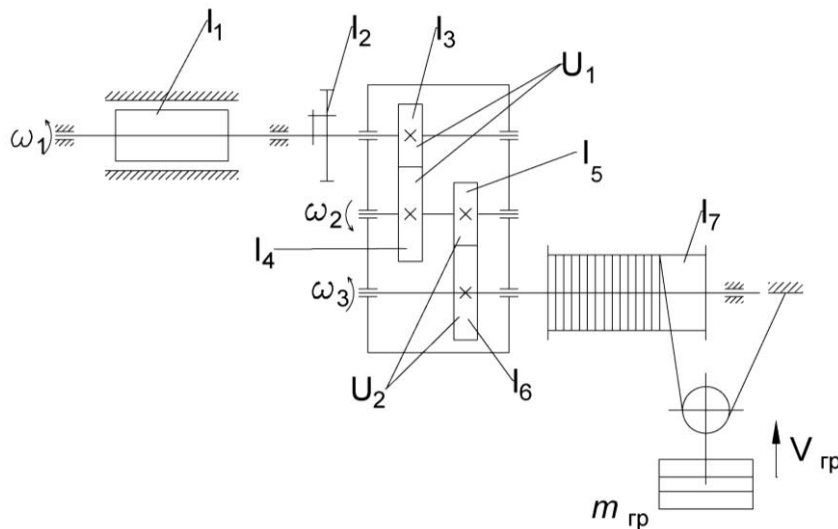


Рисунок – 2 Схема для приведения движущихся масс механизма подъема груза

Подставляя в (1) $v_{zp} = \frac{\omega_1 \cdot r_6}{a \cdot u_1 \cdot u_2}$, $\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1}$ и $\omega_3 = \frac{\omega_1}{u_1 \cdot u_2}$, получаем:

$$I_{II} = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_6 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_2} + I_7 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_3} + m_{zp} \frac{r_6^2}{(a \cdot u_1 \cdot u_2) \cdot \eta_4}, \quad (3)$$

где u_1, u_2 – соответственно передаточные числа первой и второй ступени редуктора;

r_6 – радиус барабана;

a – кратность полиспаста.

Приведенный момент инерции механизма подъема по выражению (3) будет иметь наименьшее значение при разбиении общего передаточного числа двухступенчатого редуктора в том случае, если будет выполнено условие:

$$\left\{ I_3 + I_4 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_5 \frac{1}{u_1^2 \cdot \eta_1} + I_6 \frac{1}{(u_1 \cdot u_2)^2 \cdot \eta_2} \right\} \Rightarrow \min \quad (4)$$

Преобразуем выражение (4), приняв, что момент инерции каждого из зубчатых колёс редуктора определяется по формуле:

$$I = \frac{G \cdot D^2}{7 \cdot g}, \quad (5)$$

где I – момент инерции массы зубчатого колеса;
 D – диаметр зубчатого колеса, м;
 G – вес вращающегося зубчатого колеса, кг;
 g – ускорение свободного падения, м/с².

Вес вращающегося зубчатого колеса можно определить, как:

$$G = V \cdot \gamma, \quad (6)$$

где $V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h$ – объем цилиндрического зубчатого колеса, м³;

h – ширина зубчатого колеса, м;
 λ – удельный вес материала, кг/м³;

Приняв $h = D$, $D_4 = D_3 \cdot u_1$; $D_6 = D_5 \cdot u_2$; $\eta_1 = \eta_2 = 1$ и подставив соответствующие значения $I_3 + I_4 + I_5 + I_6$ в (4), после преобразований получим:

$$\frac{\pi}{4 \cdot 7 \cdot g} \cdot \gamma \left[D_3^5 \cdot (1 + u_1^3) + D_5^5 \cdot \frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2^3) \right] \Rightarrow \min \quad (7)$$

Диаметры D_3 и D_5 зубчатых колёс определяем исходя из прочности зубьев по контактному напряжению по заданным основным характеристикам:

- вращающему моменту T_1 а валу шестерни первой ступени редуктора и передаточному числу первой ступени u_1 ;

- вращающему моменту $T_2 = T_1 \cdot u_1 D_5$ а валу шестерни второй ступени редуктора и передаточному числу второй ступени u_2 ;

Диаметр шестерни первой ступени редуктора определяется как:

$$D_3 = K_D \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{u_1 \cdot 1}{u_1}}, \quad (8)$$

а диаметр шестерни второй ступени редуктора определяется аналогично:

$$D_5 = K_D \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{u_2 \cdot 1}{u_2}}, \quad (9)$$

После подстановки D_3 из (8) и D_5 из (9) в выражение (7) и после соответствующих преобразований получим:

$$\frac{\pi}{4 \cdot 7 \cdot g} \cdot \gamma \cdot K_D^5 \cdot \left[\frac{T_1 \cdot u_1 K_{HB}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot \left\{ \left[\frac{u_1 + 1}{u_1} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left[\frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2} \right]^{\frac{5}{3}} \cdot \left[\frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2)^3 \right] \right\} \Rightarrow \min \quad (10)$$

Выражение (10) будет иметь минимальное значение при условии:

$$\left\{ \left(\frac{u_1 + 1}{u_1} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left(\frac{u_1 \cdot (u_2 + 1)}{u_2} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot \frac{1}{u_1^2} \cdot (1 + u_2)^3 \right\} \Rightarrow \min \quad (11)$$

После преобразования выражение (11) будет иметь вид:

$$\left[\left(\frac{u_1 + 1}{u_1} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_1^3) + \left(\frac{u_2 + 1}{u_2} \right)^{\frac{5}{3}} \cdot (1 + u_2^3) \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{u_1}} \right] \Rightarrow \min \quad (12)$$

По выражению (12) определим при каких значения u_1 и u_2 приведенный момент инерции механизма подъема будет иметь минимальное значение для двухступенчатого редуктора с общим передаточным числом редуктора равным $u_{общ} = 40$. Для двухступенчатых несоосных редукторов рекомендуют обеспечивать равенство диаметров колес быстроходной и тихоходной ступени. Соответственно передаточное число быстроходной ступени:

$$u_{\sigma} = (0,75 \dots 1) \cdot \sqrt[3]{u_{общ}^2},$$

где коэффициент 0,75 принимают при переменном режиме работы, а коэффициент 1 – при постоянном режиме.

Воспользуемся этой рекомендацией и определим:

$$u_1 = 0,75 \cdot \sqrt[3]{40^2} = 8,775$$

тогда

$$u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1} = \frac{40}{8,775} = 4,558$$

Для первого варианта разбивки общего передаточного числа двухступенчатого редуктора принимаем:

1й вариант $u_1 = 9$; $u_2 = 4,5$; $u_{общ} = 40,5$, а для последующих вариантов принимает такие значения:

2й вариант $u_1 = 7$; $u_2 = 5,71$; $u_{общ} = 39,97$;

3й вариант $u_1 = u_2 = 6,325$; $u_{общ} = 40$;

4й вариант $u_1 = 5,71$; $u_2 = 7$; $u_{общ} = 39,97$;

5й вариант $u_1 = 4,5$; $u_2 = 9$; $u_{общ} = 40,5$;

Для каждого варианта вычислим значения выражения (12) и найдем отношение максимального значения к минимальному значению.

Результаты вычислений приведены в таблице 1.

Таблица 1

Вариант	u_1	u_2	Численное значение выражения (12)	Отношение максимального значения к минимальному
1	9	4,5	928,69	$928,69/484,46=1,917$
2	7	5,71	556,68	$556,68/484,46=1,149$
3	6,325	6,325	498,26	$498,26/484,46=1,028$
4	5,71	7	484,46	$484,46/484,46=1,000$
5	4,5	9	657,34	$657,34/484,46=1,360$

Анализ результатов вычислений, представленных в таблице 1, показывает, что приведенный момент инерции механизма подъема будет иметь минимальное значение для двухступенчатого редуктора с общим передаточным числом равным 40 в том случае, если общее передаточное число будет разделено по ступеням в отношении $u_1 = 5,71$; $u_2 = 7$, либо $u_1 = u_2 = 6,325$.

Для двухступенчатых цилиндрических редукторов, выполненных по развернутой схеме, рекомендуется принимать передаточное число быстроходной ступени:

$$u_{\sigma} = (1,2 \dots 1,25) \cdot \sqrt{u_{общ}} \quad (13)$$

при этом $u_{\sigma} = 7,59 \dots 7,90$, $u_{\tau} = 5,27 \dots 5,06$.

Сравнивая численные значения, полученные по выражению (12) с рекомендациями по зависимостям (13) можно сделать вывод, что разбивка общего передаточного числа редуктора между ступенями зубчатых передач по (13) приводит к увеличению приведенного момента инерции механизма подъема на 20...25%.

Для двухступенчатых соосных редукторов обычно принимают.

$$u_{\sigma} \geq \sqrt{u_{общ}} \quad (14)$$

При разбивке общего передаточного числа редуктора, когда $u_{\sigma} = u_{\tau}$, приведенный момент инерции механизма подъема близок к минимальному (см. таблицу 1).

Поэтому, исходя из критерия минимальности приведенного момента инерции механизма подъема, целесообразно применять двухступенчатые соосные редукторы.

Выполненный анализ позволяет предложить для повышения энергоэффективности приводов машин метод оптимизации разбивки передаточного отношения привода машины между ступенями цилиндрического редуктора, при этом в качестве критерия оптимизации использовать наименьшую массу зубчатых колес и, соответственно, минимальный на валу двигателя приведенный момент инерции масс зубчатых колес редуктора.

В подъемно-транспортных машинах достаточно часто применяются червячные передачи. Они позволяют передавать значительные нагрузки порядка десятков и сотен киловатт при большом передаточном числе. Замечательным свойством червячной передачи является самоторможение, которое обеспечивает безопасность работы машин, например, лифтов. Одним из основных недостатков червячной передачи является низкий

коэффициент полезного действия. КПД червячной передачи ниже, чем других механических передач. Так, если КПД цилиндрической зубчатой передачи находится в пределах 0,96 - 0,98 при передаточном отношении от 2 до 6, то КПД червячной передачи составляет только 0,7 – 0,9 (передаточное отношение от 10 до 40) и существенно зависит от передаточного отношения: с увеличением этого отношения КПД резко уменьшается. При проектном расчете передачи КПД можно приближенно определить по зависимости [11].

$$\eta_{ин} \approx 0,9(1 - \frac{u}{200}) \quad (15)$$

Учитывая то, что КПД червячной передачи низкий, при проектировании лифтов появилось желание отказаться от червячного редуктора и создавать лифты с безредукторной лебедкой. Однако исключение из кинематической схемы лебедки редуктора вызывает новые проблемы. В безредукторной лебедки под действием сил тяжести груза, кабины и противовеса возможны «проседания» кабины или противовеса при снятии или наложении тормоза в начале или конце движения. Для устранения этого «проседания» в системе управляемого привода с регуляторами скорости и положения необходимо ввести в цикле движения участок так называемого режима уравнивания, что усложняет систему управления. Кроме того, при отказе от механического редуктора его роль приходится выполнять приводному двигателю. Этот двигатель, сохраняя ту же мощность (или меньшую, с учетом исключения мощности потерь в редукторе) должен быть тихоходным и развивать соответственно повышенный момент.

Поэтому все же целесообразно оставить червячный редуктор в кинематической схеме лебедки, но найти возможность повысить КПД механической передачи лебедки. Предлагается решать эту задачу путем применения метода замены червячного редуктора на цилиндрически-червячный редуктор, имеющий тоже передаточное отношение. Приняв передаточное отношение механической передачи лебедки равным 32, можно червячный редуктор с таким передаточным отношением заменить цилиндрически-червячным с тем же передаточным отношением, разбив его, например, $u_{мп} = u_{цил} \cdot u_{черв} = 3,2 \cdot 10 = 32$. В этом случае $\eta_{черв} = 0,756$ при $u_{черв} = 32$, а $\eta_{мп} = \eta_{цил} \cdot \eta_{черв} = 0,97 \cdot 0,855 = 0,829$. Использование такого метода позволяет существенно повысить КПД механической передачи лебедки.

Выводы. 1. Учеными Подъемно-транспортной академии наук Украины выполнен большой объем научных исследований для создания подъемно-транспортных машин с автоматическими системами управления. При этом недостаточно уделено внимания реализации энергетического принципа проектирования логистических систем, для которого нужны подъемно-транспортные машины с высоким коэффициентом полезного действия приводов механизмов этих машин.

2. Установлено, что уменьшение диапазона понижения номинальной скорости двигателя при частотном управлении повышает КПД двигателя на искусственной номинальной скорости. Для повышения энергоэффективности приводов машин предложен метод минимизации диапазона искусственного понижения номинальной скорости двигателя, при этом для обеспечения требуемой скорости рабочего органа машины необходимо дополнительно применять редуктор с высоким коэффициентом полезного действия.

3. Выполнена разбивка общего передаточного числа редуктора механизма подъема мостовых кранов между ступенями зубчатых цилиндрических передач, исходя из наименьшей массы зубчатых колес и, соответственно, минимального приведенного к валу двигателя момента инерции масс зубчатых колес редуктора. Определено, что в этом случае целесообразно применить двухступенчатые соосные редукторы.

Для повышения энергоэффективности приводов машин предложен метод оптимизации разбивки передаточного отношения привода машины между ступенями цилиндрического редуктора.

4. Для повышения энергоэффективности приводов машин предложен метод замены червячного редуктора в кинематической схеме привода на цилиндрически-червячный редуктор, имеющий то же передаточное отношение.

Литература: 1. Волгин В.В. Склад: Логистика, управление, анализ / В.В. Волгин. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: издательская торговая корпорация «Дашков и К», 2009. – 736 с. 2. Григоров О.В. Аналіз пуско-гальмівних процесів кранових механізмів з частотно-регульованим приводом / О.В. Григоров, В.В. Стрижак // Вісник ХНАДУ. Збірник наукових праць. - № 57-2012.- С. 249-256. 3. Григоров О.В. Оцінка збільшення терміну служби металоконструкцій кранів при застосуванні частотного приводу / О.В. Григоров, В.В. Стрижак // Науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». Львів, 2013.- №9-10. – С. 20-25. 4. Григоров О.В. Підвищення енергоефективності кранів шляхом застосування частотно-регульованого приводу / О.В. Григоров, В.В. Стрижак, Д.М. Зюбанова // Збірник наукових праць української академії залізничного транспорту, 2014р. – вип. 148 ч.1.- С. 33-37. 5. Ловейкин В.С. Экономическое обоснование использование крановых частотно-управляемых приводов / В.С. Ловейкин, Ю.А. Ромасевич // Научно-технический, производственно-экономический и информационный журнал «Подъемно-транспортное дело». – 2013. -№1. -С.23-25. 6. Ромасевич Ю.О. Синтез оптимального керування рухом вантажопідійомних кранів / Ю.О. Ромасевич // Всеукраїнський збірник наукових праць «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини». -2014. -№83.- С. 26-33. 7. Ловейкин В.С. Синтез оптимального руху механізмів вантажопідійомних машин за критерієм динамічної потужності / В.С. Ловейкин, Ю.О. Ромасевич // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – 2013. №9 (85). – С. 16-23. 8. Андрющенко О.А. Пассажирский лифт как электромеханическая система. Перспективы и проблемы совершенствования энергетических показателей / О.А. Андрющенко, В.В. Булгар, В.Ф. Семенюк // «Подъемные сооружения. Специальная техника». – 2010. - № 2. – С. 23-28. 9. Семенюк В.Ф. Комплексный метод анализа энергоэффективности лебедок пассажирских лифтов с применением энергетических диаграмм / В.Ф. Семенюк, А.А. Бойко // Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка».- вип. 4(44). – Одеса: Інтерпрінт, 2014.- С. 24-29. 10. Андрющенко О.А. Совершенствование энергетических показателей лифтовых лебедок. Критический анализ мировых достижений / О.А. Андрющенко, В.Ф. Семенюк, А.А. Бойко, А.Б. Кнюх // Научно-технический и производственный журнал «Подъемные сооружения. Специальная техника». – 2012. - №11 (129). –С. 26-29. 11. Решетов Д.Н. Детали машин: учебник для вузов / Д. Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989 - 489с.

Bibliography (transliterated): 1. Volhyn V.V. Sklad: Lohystyka, upravlenye, analiz / V.V. Volhyn. – 10-e yzd., pererab. y dop. – M.: yzdatel'skaya torhovaya korporatsyya «Dashkov y K», 2009. – 736 s. 2. Hryhorov O.V. Analiz pusko-hal'mivnykh protsesiv kranovykh mekhanizmiv z chastotno-rehul'ovanym pryvodom / O.V. Hryhorov, V.V. Stryzhak // Visnyk KHNADU. Zbirnyk naukovykh prats'. - № 57-2012.- S. 249-256. 3. Hryhorov O.V. Otsinka zbil'shennya terminu sluzhby metalokonstruktsiy kraniv pry zastosuvanni chastotnoho pryvodu / O.V. Hryhorov, V.V. Stryzhak // Naukovo-tekhnichnyy i vyrobnychyuy zhurnal «Mashynoznavstvo». L'viv, 2013.- №9-10. – S. 20-25. 4. Hryhorov O.V. Pidvyshchennya enerhoefektyvnosti kraniv shlyakhom zastosuvannya chastotno-rehul'ovanoho pryvodu / O.V. Hryhorov, V.V. Stryzhak, D.M. Zyubanova // Zbirnyk naukovykh prats' ukrayins'koyi akademiyi zaliznychnoho transportu, 2014r. – vyp. 148 ch.1.- S. 33-37. 5. Loveykyn V.S. Ékonomycheskoe obosnovanye yspol'zovanye kranovykh chastotno-upravlyаемykh pryvodov / V.S. Loveykyn, YU.A.

Romasevych // *Nauchno-tekhnycheskyy, proizvodstvenno-ekonomycheskyy y unformatsyonnyy zhurnal «Pod'emno-transportnoe delo»*. – 2013. -№1. -S.23-25. **6.** Romasevych YU.O. Syntez optimal'nogo keruvannya rukhom vantazhopidyomnykh kraniv / YU.O. Romasevych // *Vseukrayins'kyy zbirnyk naukovykh prats' «Hirnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny»*. -2014. -№83.- S. 26-33. **7.** Loveykin V.S. Syntez optimal'nogo rukhu mekhanizmv vantazhopidyomnykh mashyn za kryteriyem dynamichnoyi potuzhnosti / V.S. Loveykin , YU.O. Romasevych // *Elektrotekhnichni ta komp'yuterni systemy*. – 2013. №9 (85). – S. 16-23. **8.** Andryushchenko O.A. Passazhyrsky lyft kak élektromekhanicheskaya systema. Perspektivy y problemy sovershenstvovaniya énerhetycheskykh pokazateley / O.A. Andryushchenko, V.V. Bulhar, V.F. Semenyuk // *«Pod'emnye sooruzhenyya. Spetsyal'naya tekhnika»*. – 2010. - № 2. – S. 23-28. **9.** Semenyuk V.F. Kompleksnyy metod analiza énerhoéffektivnosti lebedok passazhyrskykh lyftov s prymeneniyem énerhetycheskykh dyahramm / V.F. Semenyuk , A.A. Boyko // *Naukovo-tekhnichnyy ta vyrobnychy zhurnal «Pidyomno-transportna tekhnika»*.- vyp. 4(44). – Odesa: Interprint, 2014.- S. 24-29. **10.** Andryushchenko O.A. Sovershenstvovaniye énerhetycheskykh pokazateley lyftovykh lebedok. Krytycheskyy analiz myrovyykh dostyazheniy / O.A. Andryushchenko, V.F. Semenyuk, A.A. Boyko, A.B. Knyukh // *Nauchno-tekhnycheskyy y proizvodstvennyy zhurnal «Pod'emnye sooruzhenyya. Spetsyal'naya tekhnika»*. – 2012. - №11 (129). –S. 26-29. **11.** Reshetov D.N. *Detaly mashyn: uchebnyk dlya vuzov / D. N. Reshetov*. – M.: Mashynostroenye, 1989 - 489s.

Семенюк В.Ф.

АВТОМАТИЗАЦИЯ И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИВОДОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

На основе анализа энергоэффективности приводов грузоподъемных машин с автоматической системой управления, в которых применяются частотные преобразователи для понижения номинальной скорости двигателя, предложены методы повышения энергоэффективности этих приводов путем создания автоматических систем управления, сочетающих в себе частотные преобразователи и редукторы с высоким коэффициентом полезного действия.

Семенюк В.Ф.

АВТОМАТИЗАЦІЯ І МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРИВОДІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИ

На основі аналізу енергоефективності приводів вантажопідйомних машин з автоматичною системою управління, в яких застосовуються частотні перетворювачі для зниження номінальної швидкості двигуна, запропоновані методи підвищення енергоефективності цих приводів шляхом створення автоматичних систем управління, що поєднують в собі частотні перетворювачі і редуктори з високим коефіцієнтом корисної дії.

V. Semenyuk

HOISTING-AND-CONVEYING EQUIPMENT DRIVES ENERGY EFFICIENCY INCREASING METHODS AND AUTOMATION

The article represents the methods to increase the energy efficiency of hoisting machinery drives, elaborated on the basis of analyzing the automatic system controlled machines using inverters for rated engine speed lowering; the proposed EE increase methods refer to creating the automatic control systems that combine inverters, reduction-drive gearboxes and a high performance coefficient.

Управління в технічних системах

УДК 621.317

Бондарь А.И., Дегтярь С.М., Пилипенко О.Ю., Федоренко Е.В.

К ВОПРОСУ О РЕАЛИЗАЦИИ ВРЕМЯЗАДАЮЩЕЙ ЦЕПОЧКИ В ТЕХНИКЕ

Введение. Вопросы учета временных параметров являются важной составной частью систем управления транспортными средствами [1], в том числе в алгоритмах управления техники специального назначения, а именно:

– алгоритмы предпусковой подготовки, включающие процессы закачки масла, обеспечения предпускового подогрева, продувки, требующие точного выполнения циклограммы во времени для качественного последующего пуска в любых заявленных условиях эксплуатации по температуре, атмосферному давлению, влажности, исключая ошибки оператора, повышающие надежность, предсказуемость результатов работы системы;

– алгоритмы пуска\останова двигателя, обеспечивающие необходимый выбег при работе двигателя перед повышенной нагрузкой и при остановке, для надлежащего охлаждения, что защищает механизмы от повреждения при резких изменениях режимов работы;

– алгоритмы работы гидропневмоочистки приборов наблюдения, обеспечивающие точное функционирование системы для оптимально эффективной работы системы очистки, исключая чрезмерный расход рабочих жидкости и воздуха при ошибочных действиях оператора;

– алгоритмы работы системы жизнеобеспечения, обеспечивающие автоматическую работу как систем пожаротушения, временной фактор работы которой является критически важным для выживаемости экипажа и изделия, а также систем обеспечения микроклимата, временной фактор которых повышает надежность функционирования благодаря устранению резких изменений температурных режимов кондиционера\отопителя.

Цель работы. Выбор метода, типа устройства для измерения времязадающей цепочки в системах управления специальными транспортными средствами.

Основная часть. Для отсчета времени в технике частое применение находят два физических явления – накопление заряда и резонанс кристаллов кварца.

Одним из наиболее простых способов получить эталон времени является использование RC цепочек накапливающих заряд.

На рисунке 1 представлены графики заряда-разряда RC цепочек.

Постоянная времени для RC цепочек определяется формулой:

$$T=R \cdot C, \quad (1)$$

где R – сопротивление резистора; C – электрическая емкость конденсатора.

Режим заряда характеризуется величинами:

T – постоянная времени, это время при котором напряжение достигнет 63% от своего максимального значения;

$3T$ – трехкратное значение постоянной времени, при котором напряжение достигнет 95% от своего максимального значения.

© А.И. Бондарь, 2019

Режим разряда идет по тому же закону, но с зеркальным отображением.

Во время заряда или разряда конденсатора значение протекающего тока изменяется. Мгновенное значение тока выражается формулой:

$$I_C \approx C \cdot \frac{\Delta U_C}{\Delta t}, \quad (2)$$

где: ΔU_C – изменение напряжения на обкладках конденсатора за время Δt .

Выражение (2) показывает, что напряжение на конденсаторе при его заряде не сразу достигает своего максимального значения [2].

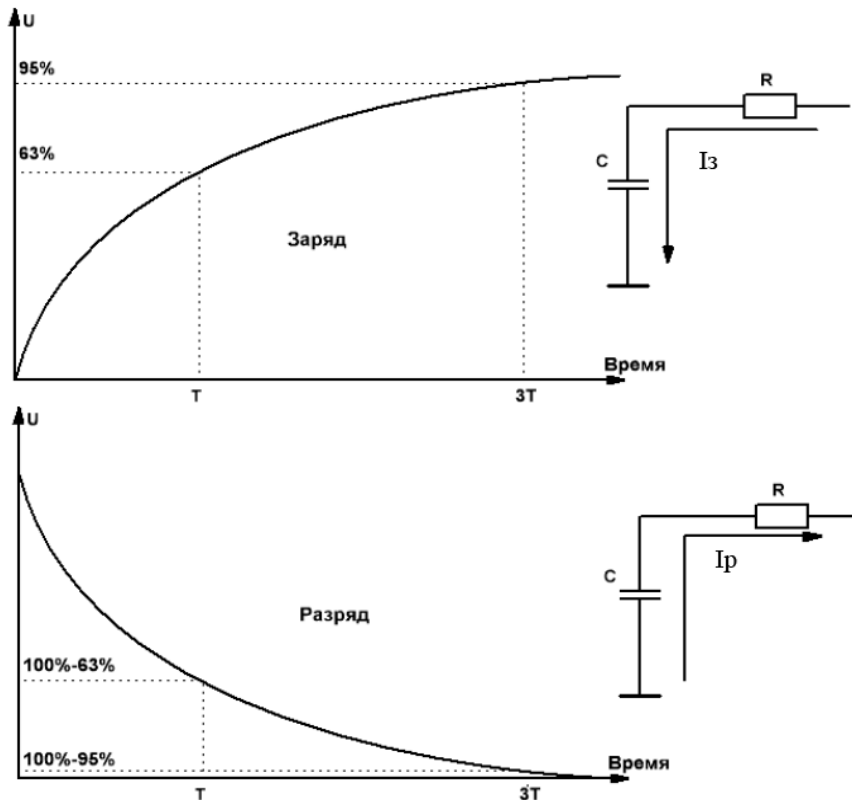


Рисунок 1 – Графики заряда-разряда RC цепочек

Точно также при разряде конденсатора напряжение убывает до нуля не мгновенно.

Широкое распространение получила схема порогового типа на базе интегральной микросхемы таймера 555.

На рисунке 2 представлена типовая схема включения микросхем типа 555.

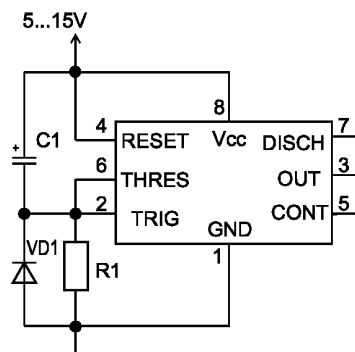


Рисунок 2 – Типовая схема включения микросхем типа 555

Система, построенная на базе данной микросхемы, позволяет выполнять отсчет времени в довольно широких пределах и регулируется значениями емкости и сопротивления элементов времязадающей цепи.

Система может работать в двух режимах. Первый – моностабильный мультивибратор при котором система находится в выключенном состоянии и во включенное состояние переходит при подаче на вход таймера какого-либо сигнала. Второй – генератор импульсов. Для нашей задачи рассмотрим режим моностабильного мультивибратора.

На схеме представлен ждущий мультивибратор (одновибратор), управляемый по цепи питания, вырабатывающий положительный импульс выходного напряжения через время T после включения напряжения питания.

Использование интегрального таймера NE555 в схеме имеет следующие преимущества:

- широкий диапазон питающего напряжения;
- высокая стабильность формирования задержки;
- простота схемы;
- доступность и дешевизна используемых компонентов;
- малое количество элементов;
- высокая нагрузочная способность выхода (до 200 мА), позволяет напрямую коммутировать автомобильное реле.

Как уже отмечалось выше, время, на которое мультивибратор переходит в активное состояние, определяется RC цепочкой. Эти свойства могут быть использованы в самых разнообразных схемах для запуска чего-либо на определенное время или наоборот – для формирования паузы на заданное время.

Время, на которое таймер включается, может быть от одной миллисекунды до сотен секунд и определяется выражением:

$$T=1,1 \cdot R \cdot C \quad (3)$$

где: 1,1 – коэффициент порога срабатывания микросхемы на уровне $2/3 U_{пит}$; R – сопротивление резистора; C – электрическая емкость конденсатора.

Теоретически пределов по длительности импульсов нет как по минимальной длительности, так и по максимальной. Однако, минимальные значения, установленные практическим образом, для сопротивления составляет 10кОм, а для емкости – 95пФ. Уменьшение сопротивления резистора приведет к резкому потреблению электроэнергии, а уменьшение емкости, к увеличению помех.

Максимальное значение резистора примерно равно 15 МОм. Здесь ограничение накладывает ток, потребляемый входом Останов (около 120нА) и ток утечки конденсатора. Таким образом, при слишком большом значении резистора таймер просто никогда не выключится, если сумма токов утечки конденсатора и тока входа превысит 120 нА.

Максимальная емкость конденсатора, определяется током утечки. Чем больше емкость, тем больше ток утечки и тем хуже будет точность таймера. Поэтому, если таймер будет использоваться для больших временных интервалов, то лучше пользоваться конденсаторами с малыми токами утечки - например, танталовыми.

Паразитные процессы, протекающие в конденсаторе, потребление тока самой микросхемой накладывают значительные ограничения на временные промежутки в десятки минут и более. Кроме того, значительную погрешность на больших временных интервалах вносят сами времязадающие элементы, которые в случае применения не

прецизионных компонентов имеют значительную погрешность и температурную нестабильность.

Поэтому применение данного способа целесообразно на интервалах до минут.

Для более длительных интервалов времени и большей точности применяются микросхемы таймеров со счетным устройством.

К ним можно отнести ряд микросхем, таких как MC14536BCP, CD4536B, КР512ПС10. Они позволяют вести подсчет времени как на основе RC цепочки так и с применением кварцевого резонатора. В таких микросхемах в отличие от микросхем типа 555 используется не пороговое значение, а счетное устройство. Это позволяет не меняя частоту и коэффициенты деления частоты добиваться работы с высокой точностью и на больших отрезках времени. Применение кварцевого резонатора прецизионного качества (часовой кварц) обеспечивает высокий класс точности. На рисунке 3 представлена типовая схема реле времени на основе микросхемы КР512ПС10 с использованием RC цепочки.

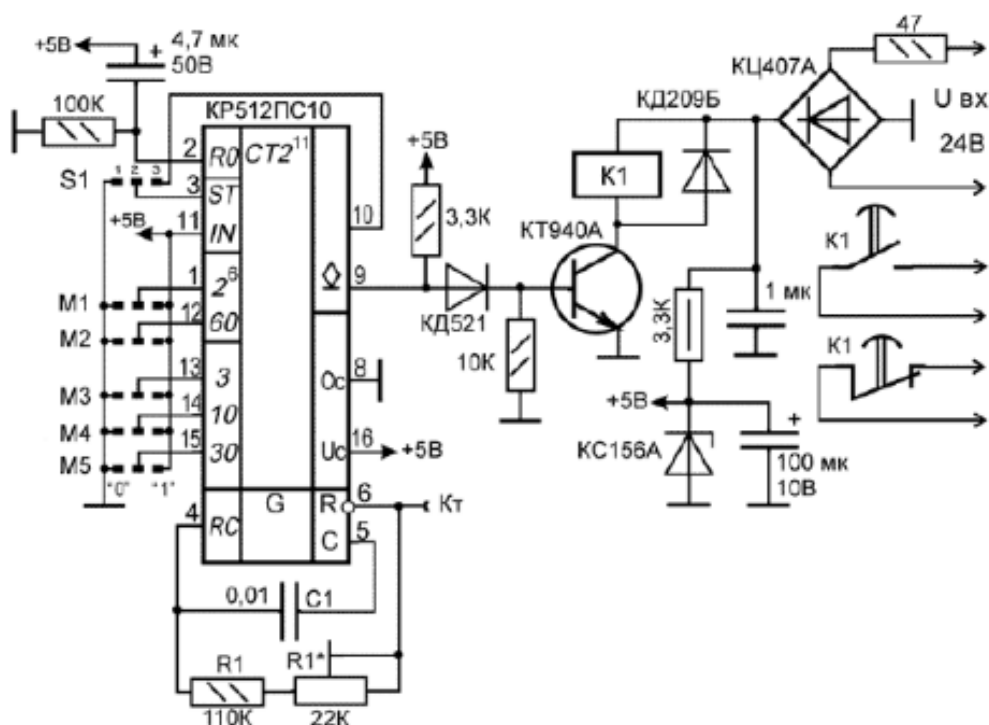


Рисунок 3 – Типовая схема реле времени на основе микросхемы КР512ПС10 с использованием RC-цепочки

Для построения одновибратора на микросхеме КР512ПС10 достаточно ее выход (вывод 10) соединить со входом ST. Запуск одновибратора происходит при подаче короткого импульса высокого уровня на вход RO. На выходе появляется низкий уровень, счетчики начинают работать.

Точное время задержки срабатывания устанавливается подбором R1, C1. Для дискретного изменения времени задержки в широких пределах используются входы предустановки коэффициента деления M1 ... M5. Установкой перемычек на плате можно задать время от нескольких секунд до нескольких суток. Перемычка S1 позволяет получить различный режим работы: если замкнуть площадки 1, 2 реле времени будет периодически включаться и выключаться через заданное время, причем время включенного состояния равно времени выключенного состояния. Если замкнуть площадки

2, 3 – реле времени отсчитывает заданный интервал и включает выходное реле, которое останется в этом состоянии сколь угодно долго, пока не будет выключено и вновь включено напряжение питания. Более удобна микросхема MC14536BCP или CD4536B, которая имеет широкий диапазон напряжения питания – до 18 В, вместо +6 В у КР512ПС10, что позволяет легко встраивать узлы задержки времени в различные устройства автоматики на КМОП микросхемах.

Недостаток этого одновибратора, как впрочем и многих других, состоит в том, что в момент включения питания он однократно запускается при отсутствии управляющего сигнала.

По заявлению производителя микросхемой КР512ПС10 при частоте времязадающего элемента в 1 Гц может обеспечиваться отсчет времени свыше 9 месяцев. Практически это означает, что микросхема обеспечивает построение таймера на любое разумное время.

Но эта схема не лишена недостатка, как и предыдущая. Низкие частоты доступны только на RC цепочках с большими сопротивлениями и емкостями, что снижает точность по сравнению с кварцевым резонатором [3].

Поэтому наиболее перспективным в части точности и длительности задержки времени является применение микроконтроллеров (например PIC или AVR). Они позволяют совместить высокую точность кварцевых резонаторов и при этом обеспечить отсчет времени в практически неограниченных пределах.

Для тактирования самого микроконтроллера можно использовать как внутренний генератор тактовой частоты микроконтроллера, так и кварцевый резонатор. Для отсчета времени микроконтроллером используется таймер который генерирует прерывания при переполнении счетчика, что можно использовать для подсчета времени. Работа микроконтроллера задается программно [4,5]. На рисунке 4 приведен фрагмент программы выдачи сигнала на включение с длительностью 0,25 с.

```
#define vr_otkl 75 //300 = 1 sec Задается количество прерываний до отключения
// Global variables
bit vod_kn=0, vod_kn_otp=0,
unsigned int time_vod=0,
// Timer 0 overflow interrupt service routine
interrupt [TIM0_OVF] void timer0_ovf_isr(void)
{
// Reinitialize Timer 0 value
TCNT0=0x06;
// Подсчет количества прерываний
if (vod_kn==1) {time_vod=time_vod+1;};
if (time_vod>=vr_otkl) {vod_kn=0; time_vod=0; prib_vod=0;};
}
while (1)
{
// Цикл опроса кнопки управления (нажата/не нажата)
if (opr_kn_vod==0 & vod_kn_otp==0)
{ vod_kn=1;
prib_vod=1;
vod_kn_otp=1; }
if (opr_kn_vod==1 & vod_kn_otp==1){vod_kn_otp=0;}
}
```

Рисунок 4 – Фрагмент программы выдачи сигнала на включение с длительностью 0,25 С.

Из рисунка видно основную часть работы по опросу кнопок, а также механизм подсчета количества прерываний, которые являются в данном случае эталоном измеряемого отрезка времени. При этом обработка прерываний в микроконтроллере имеет больший приоритет перед основной программой, что обеспечивает точный подсчет временных отрезков независимо от выполнения внутренних циклов программы. В данном примере используется прямой подсчет количества прерываний происходящих 300 раз за одну секунду. Для увеличения временных отрезков возможно использовать дополнительные переменные хранящие значения секунд, минут и т.д. полученные на основе прерываний.

Такой способ организации подсчета времени является наиболее гибким и оптимальным в системах управления, где использование микроконтроллеров необходимо для выполнения также других задач, однако является избыточным в системах, где применение микроконтроллеров не предусмотрено.

В процессе эксплуатации изделий типа БТР-4, оборудованных микропроцессорными блоками управления двигателем и трансмиссией было обнаружено, что при выключении «зажигания» и последующего выключения «массы» изделия блоки управления «не успевают» записать необходимую информацию, в результате чего происходит сбой программного обеспечения указанных блоков управления. Для устранения этого дефекта на основе процесса разрядки конденсатора в RC цепочке была разработана система блокировки отключения «массы» изделия во время работы двигателя и в течении еще 30-35 секунд после отключения «зажигания». Малое время необходимой задержки позволило применить наиболее дешевую и простую схему с пороговым срабатыванием по напряжению разряда RC цепочки. На рисунке 5 представлен фрагмент схемы с RC цепочкой.

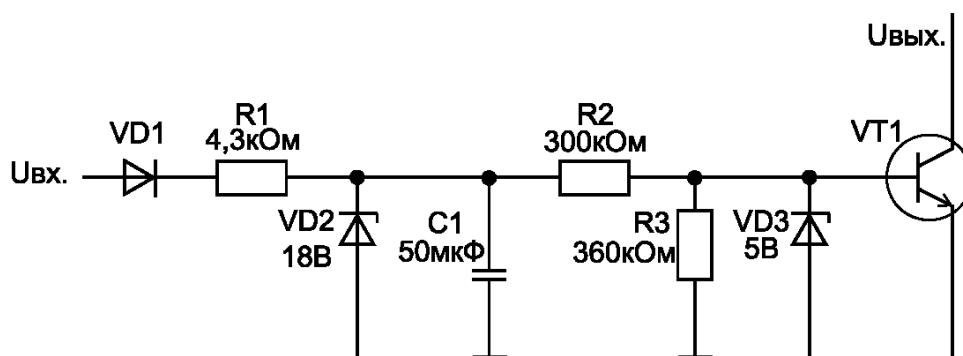


Рисунок 5 – Фрагмент схемы задержки отключения «массы».

Исходя из значений ограничения порогов срабатывания стабилитронами VD2, VD3, сопротивления делителя напряжения (R2, R3), используя (1) и (2), получаем постоянную времени данной цепи:

$$T=2,25 \cdot R \cdot C=33,7 \text{ С}, \quad (4)$$

где: R – сопротивление резистора времязадающей цепочки $R2$; C – электрическая емкость конденсатора времязадающей цепочки $C1$.

Данная блокировка обеспечивает повышение надежности, позволяет системам управления двигателя и трансмиссии корректно завершить операции в блоках управления до момента отключения питания и может быть применена во всех изделиях легкобронированной техники, оборудованных электронными блоками управления двигателем и трансмиссией.

Выводы. Анализ различных вариантов решения подсчета времени показал, что наиболее оптимальным вариантом подсчета времени является вариант на базе счетчиков. Этот вариант сочетает в себе простоту реализации, достаточно широкий диапазон подсчета времени, низкую стоимость. Однако в случае применения микроконтроллера для реализации достаточно сложных алгоритмов управления, для подсчета времени целесообразно использовать таймер, уже встроенный в микроконтроллер.

Список литературы: 1. Сосин Д. А., Яковлев Ф. Новейшие автомобильные электронные системы.- М. : СОЛОН- Пресс, 2005. - 240 с. 2. Лавру В. С. Источники энергии- М. : Наука и техника, 1997.- 200с. 3. Раннев Г. Г. Методы и средства измерений: учебник / Г. Г. Раннев, А. П. Тарасенко. – 5-е изд., стер. – М. : Академия, 2008. – 332 с. 4. Щетина В. А., Морговский Ю. Я., Богомазов В. А. Электромобиль :Техника и экономика. Под общ. ред. Щетины В. А. – Л. : Машиностроение, 1987. –253 с. 5. Автомобильный справочник. Bosch. - М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. - 896 с.

Bibliography (transliterated): 1. Sosin D. A., Yakovlev .F. Noveishie avtomobil'nye elektronnye sistemy.- M. : SOLON- Press, 2005. - 240 s. 2. Lavru V. S. Istochniki energii- M. : Nauka i tekhnika, 1997.- 200s. Khusainov A.Sh. Tyagovyi raschet avtomobilya. – Ul'yanovsk:UlGTU, 2009. – 47s. 3. Rannev G. G. Metodi i sredstva izmerenii:uchebnik / G. G. Rannev, A. P. Tarasenko. – 5-e izd., ster. – M. : Akademia, 2008.- 332s. 4. Shchetina V. A., Morgovskii Yu. Ya., Bogomazov V. A. Elektromobil' :Tekhnika i ekonomika. Pod obshch. red. Shchetiny V.A. – L. : Mashinostroenie, 1987. – 253 s. 5. Avtomobil'nyi spravochnik. Bosch. - M. : ZAO KZhI «Za rulem», 2002. - 896 s.

Бондар О.І., Дегтяр С.М., Пилипенко О.Ю., Федоренко Є.В.

ДО ПИТАННЯ ПРО РЕАЛІЗАЦІЮ ЧАСОЗАДАВАЛЬНОГО ЛАНЦЮЖКА В ТЕХНІЦІ

У статті розглянуто варіанти реалізації часозадавального ланцюжка в техніці, наведено їх схемотехнічні рішення, їх переваги та недоліки.

A. Bondar, S. Degtyar, O. Pilipenko, E. Fedorenko

TO THE QUESTION OF IMPLEMENTING A TIME-CONSUMING CHAIN IN ENGINEERING

The article considers options for implementing a time-consuming chain in engineering, their circuit-based solutions, their advantages and disadvantages.

Технологія машинобудування

УДК 539.3

Марченко А.П., д-р техн. наук; Ткачук М. А., д-р техн. наук; Кравченко С. О., д-р техн. наук; Ткачук М., М., канд. техн. наук; Грабовський А. В., канд. техн. наук; Веретельник О.В.

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ДИСКРЕТНО ЗМІЦНЕНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Вступ. На теперішній час існує широкий арсенал методів і засобів підвищення міцності та довговічності роботи виробів, які містять контактуючі елементи [1-4]. Одним з найбільш перспективних є метод дискретного зміцнення [5-7]. Цей метод передбачає інтенсивне на поверхню основного матеріалу деталі архіпелагу каплевидних зон із матеріалів, які суттєво перевищують за трибомеханічними властивостями вихідну матрицю. Нанесення таких зон здійснюється не континуально, а дискретно. Тобто між такими зонами є певні проміжки. Отже, у результаті у поверхневому шарі одержується певна композиція, яка в об'ємі містить вкраплення матеріалів, властивості яких відрізняються від основного матеріалу. На поверхню деталі виходить множина границь цих зон дискретного зміцнення у вигляді набору деяких фігур (кругів, смуг, овальних плям тощо). Від форми та розмірів цих фігур залежать властивості поверхневих шарів, які суттєвим чином визначають міцність, тертя і зношування деталей машин. Разом із тим натеper відсутні дослідження, які дають можливість установити вплив різних чинників на трибомеханічні властивості дискретно зміцнених поверхневих шарів. Це створює основу для обґрунтування таких технологічних параметрів при дискретному зміцненні, що забезпечують відповідний рівень трибомеханічних властивостей деталей машин.

Отже, формується актуальна науково-технічна задача дослідження впливу технологічних параметрів на властивості дискретно зміцнених деталей.

Мета і завдання досліджень. Мета цієї роботи – розробка моделей та здійснення досліджень напружено-деформованого стану дискретно зміцнених контактуючих деталей машинобудівних конструкцій.

Для досягнення поставленої мети сформовані наступні завдання:

- побудувати параметризовані моделі напружено-деформованого стану дискретно зміцнених деталей машин;
- здійснити дослідження напружено-деформованого стану дискретно зміцнених деталей машин;
- визначити закономірності напружено-деформованого стану дискретно зміцнених деталей машин та розробити рекомендації із удосконалення техніко-технологічних рішень при освоєнні виробництва нових виробів та модернізації існуючих.

Аналіз методів зміцнення елементів машинобудівних конструкцій. На теперішній час існує широкий спектр методів зміцнення поверхневих шарів деталей машин [3-8]. Це, наприклад, цементування, азотування, ціанування, лазерна обробка, поверхнєве пластичне деформування тощо. При їх застосуванні поверхневі шари деталей машин набувають властивостей, які значно вищі, ніж у матеріалі серцевини (тобто основний матеріал, матриця). Разом із тим, слід відзначити певні проблемні аспекти. Перший пов'язаний із тим, що, як правило, зміцнений шар є континуальним. Враховуючи, що властивості такого шару можуть різко відрізнятися від властивостей основного матеріалу, то супутні деформації від хіміко-корозійного, теплового та механічного навантаження призводять до розтріскування зміцнених шарів. Другий аспект полягає у тому, що між зміцненими шарами та основним матеріалом у силу технологічних процесів ослаблюються адгезійні зв'язки. Третій аспект полягає у тому, що більша частина технологічних методів

© А.П Марченко, 2019

зміцнення призводять до зростання окремих трибомеханічних характеристик за рахунок зниження рівня інших. Наприклад, підвищенню твердості супутнє підвищення крихкості, зростання границі текучості дає зниження витривалості тощо.

На противагу існуючим традиційним методам зміцнення, метод дискретного зміцнення [8, 9] позбавлений перелічених недоліків. Це досягається, по-перше дискретним характером зон зміцнення. По-друге, при електроіскровому індентуванні зміцнюючого матеріалу він переміщується у полум'ї дуги із основним матеріалом, створюючи високоадгезійні композиції. У цих композиціях матеріал за товщиною змінює властивості не стрибкоподібно, а неперервно, проте із різним рівнем на різних глибинах. По-третє, метод дискретного зміцнення призводить до одночасного зростання не однієї, а цілого комплексу характеристик.

Враховуючи визначені вище позитивні якості методу дискретного зміцнення елементів машинобудівних конструкцій, слід зазначити, що потребуються кількісні залежності, які пов'язують макровластивості поверхневих шарів зміцнених деталей із їх мікроструктурними параметрами. Такі дослідження на розвиток попередніх розробок [5-7] складають зміст цієї роботи.

Моделі напружено-деформованого стану дискретно зміцнених елементів машинобудівних конструкцій. Для аналізу напружено-деформованого стану елементів дискретно зміцнених елементів машинобудівних конструкцій із об'єму деталі виокремлюється періодична елементарна представницька комірка, яка містить основний матеріал та зону дискретного зміцнення. На поверхню деталі діє розподілений тиск P , який у межах виділеного фрагмента можна вважати постійним.

Загальний вигляд геометричної моделі представлено на рисунку 1. На рисунку 2 позначені геометричні параметри. На рисунку 3 представлені елементи досліджуваної моделі.

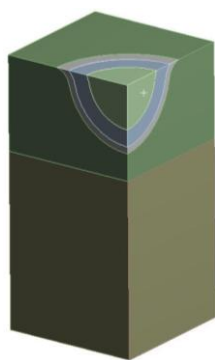


Рисунок 1 – Геометрична модель

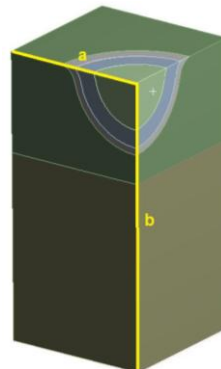
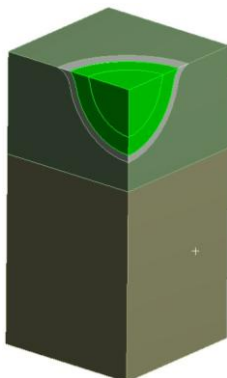
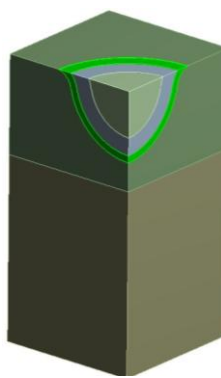


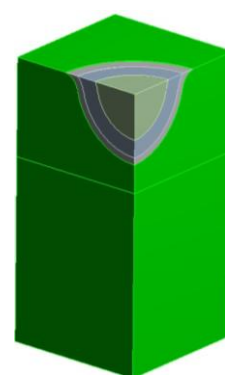
Рисунок 2 – Геометричні параметри



Гратка



Перехідний шар



Основний матеріал

Рисунок 3 – Елементи моделі

У роботі запропоновані 7 розрахункових схем, відмінності полягали у габаритних розмірах, габаритні розміри моделей наведені в таблиці 1. У свою чергу були побудовані 6 розрахункових груп, які об'єднали ці 7 розрахункових схем, але відмінності між групами полягали у різних фізико-механічних властивостях матеріалів. Перші 6 розрахункових груп описують моделі, які враховують фізико-механічні властивості матеріалів після здійснення дискретного зміцнення, 7-ма розрахункова група описує моделі з фізико-механічними властивостями без здійснення дискретного зміцнення. Фізико-механічні властивості матеріалів наведені у таблиці 2.

Таблиця 1 – Габаритні розміри геометричних моделей

	1-а розр. схема	2-а розр. схема	3-я розр. схема	4-а розр. схема	5-а розр. схема	6-а розр. схема	7-а розр. схема
Радіус ґратки, мм	0,5						
Довжина сторони a_i , мм	0,1	0,94	0,88	0,82	0,76	0,7	0,64
Висота нижньої частини b , мм	2						

Таблиця 2 – Фізико-механічні властивості матеріалів

	ґратка	Перехідний шар	Основний матеріал
1-а розрахункова група			
Модуль пружності (МПа)	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^5$
Коефіцієнт Пуассона	0,3	0,3	0,25
Границя міцності/плинності (МПа)	$8 \cdot 10^2$	$6 \cdot 10^2$	$1,5 \cdot 10^2$
2-а розрахункова група			
Модуль пружності (МПа)	$1,8 \cdot 10^5$	$1,8 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^5$
Коефіцієнт Пуассона	0,29	0,29	0,25
Границя міцності/плинності (МПа)	$7 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	$1,5 \cdot 10^2$
3-я розрахункова група			
Модуль пружності (МПа)	$1,6 \cdot 10^5$	$1,6 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^5$
Коефіцієнт Пуассона	0,28	0,28	0,25
Границя міцності/плинності (МПа)	$6 \cdot 10^2$	$4 \cdot 10^2$	$1,5 \cdot 10^2$
4-а розрахункова група			
Модуль пружності (МПа)	$1,4 \cdot 10^5$	$1,4 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^5$
Коефіцієнт Пуассона	0,27	0,27	0,25
Границя міцності/плинності (МПа)	$5 \cdot 10^2$	$3 \cdot 10^2$	$1,5 \cdot 10^2$
5-а розрахункова група			
Модуль пружності (МПа)	$1,2 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^5$
Коефіцієнт Пуассона	0,26	0,26	0,25
Границя міцності/плинності (МПа)	$4 \cdot 10^2$	$2 \cdot 10^2$	$1,5 \cdot 10^2$
6-а розрахункова група			
Модуль пружності (МПа)	$1,1 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^5$
Коефіцієнт Пуассона	0,25	0,25	0,25
Границя міцності/плинності (МПа)	$1,5 \cdot 10^2$	$1,5 \cdot 10^2$	$1,5 \cdot 10^2$

Побудовані скінченно-елементні моделі налічували близько 130 тис. елементів (20-ти вузловий кубічний елемент SOLID186). На рисунку 4 наведена скінченно-елементна модель.

За результатами проведених досліджень одними із потрібних компонент визначалися переміщення, які розглядалися на визначеному шляху, який зображено на рисунку 5.

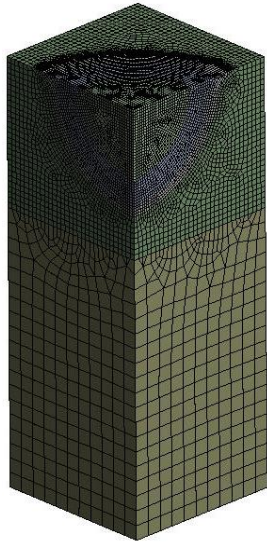


Рисунок 4 – Скінченно-елементна модель фрагмента, що досліджується (1/4)

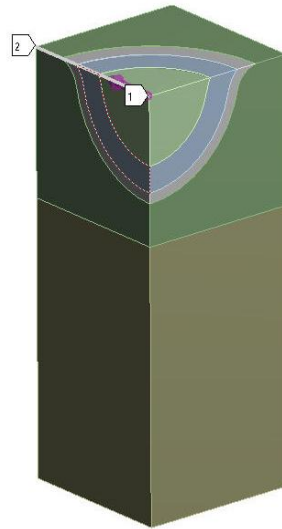


Рисунок 5 – Шлях для контролю компонент напружено-деформованого стану

Як навантаження прикладався тиск 100 МПа до верхньої поверхні, здійснювалось закріплення нижньої поверхні, а також на модель накладалися умови симетрії на всі бічні поверхні для усіх розрахункових схем (див. рисунок 6).

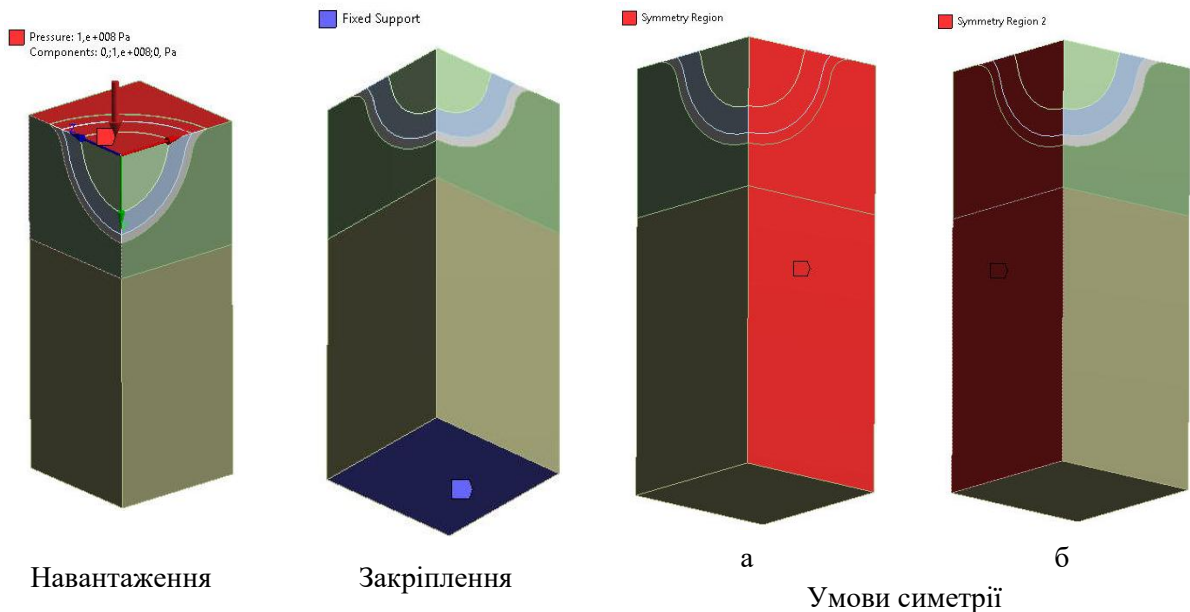


Рисунок 6 – Крайові умови

У результаті створюється напружено-деформований стан із періодичними граничними умовами, які моделюються умовами симетрії на всіх бокових поверхнях

(Symmetry region, див. рис. 6). Характеристикою технологічного процесу є коефіцієнт дискретності $\psi = S_1 / S_2$. Крім того, має значення відносний коефіцієнт, що характеризує відмінність модулів пружності матеріалів матриці 2 та зміцнюючого 1 $e = E_2 / E_1$.

Таким чином, можна оперувати із безрозмірними параметрами $\psi \in]0;1[$, $e \in]0;1[$. Їх варіювання дає можливість досліджувати залежність характеристик напружено-деформованого стану від цих величин, а, відповідно, розробляти відповідні рекомендації для техніко-технологічних рішень при дискретному зміцненні елементів машинобудівних конструкцій.

Дослідження напружено-деформованого стану дискретно зміцнених елементів машинобудівних конструкцій. При дослідженні напружено-деформованого стану дискретно зміцнених елементів машинобудівних конструкцій визначається напружено-деформований стан представницького фрагмента за параметрів $\psi = 0,5$, $e = 0,5$. Надалі, варіюючи параметри ψ та e , можуть бути установлені залежності $\bar{\sigma}_{(\psi,e)} = \sigma_{\max}(\psi,e) / \sigma_{\max}(0,5;0,5)$, $\bar{\delta}_{(\psi,e)} = \delta_{\max}(\psi,e) / \delta_{\max}(0,5;0,5)$. Тут σ_{\max} – максимальні еквівалентні за Мізесом напруження, δ_{\max} – максимальні переміщення точок навантаженої поверхні відносно кутових точок верхньої поверхні представницького фрагмента.

За результатами здійснених досліджень були визначені значення максимальних еквівалентних напружень, отримані поля розподілу еквівалентних напружень, повних переміщень, а також переміщень уздовж визначеного шляху (див. рисунок 5).

Нижче на рисунку 7 наведена діаграма з максимальними значеннями еквівалентних напружень для усіх розрахункових груп. На рисунках 8, 9 наведені графік переміщень за шляхом для визначення параметру «дельта» (на прикладі 1-ї розрахункової групи, 1-ї розрахункової схеми) та діаграма з цим параметром для усіх розрахункових груп, відповідно.

На рисунках 10 та 11 представлені поверхні, які описують зміну максимальних еквівалентних напружень та параметру «дельта» відповідно до варіювання габаритних параметрів та фізико-механічних властивостей матеріалів.

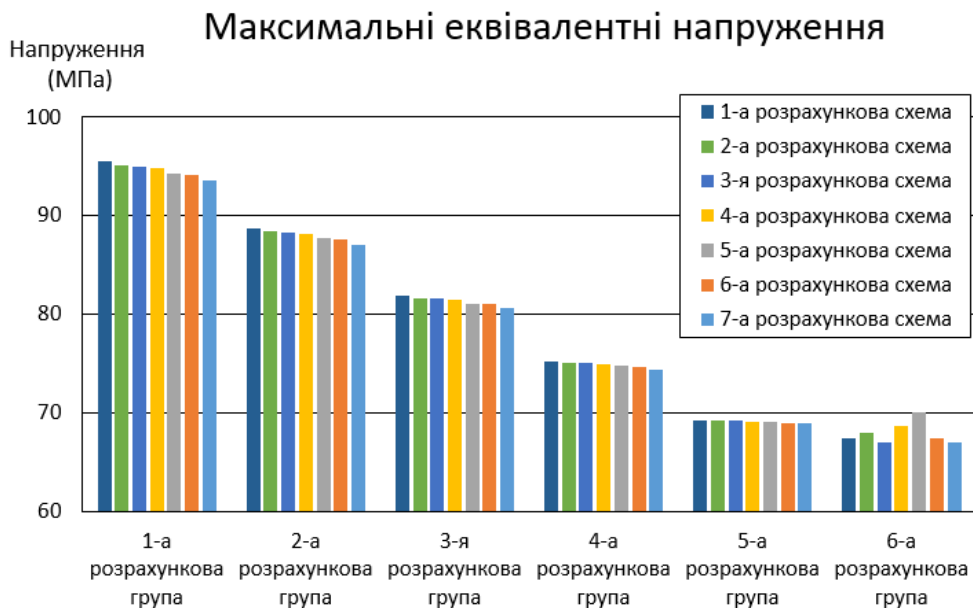


Рисунок 7 – Максимальні еквівалентні напруження у дослідженому фрагменті

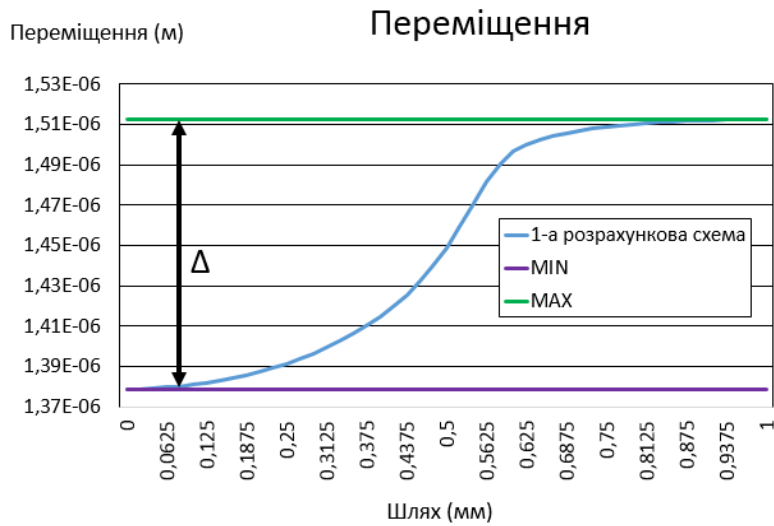


Рисунок 8 – Розподіл профілю деформованої поверхні уздовж шляху (див. рисунок 5)

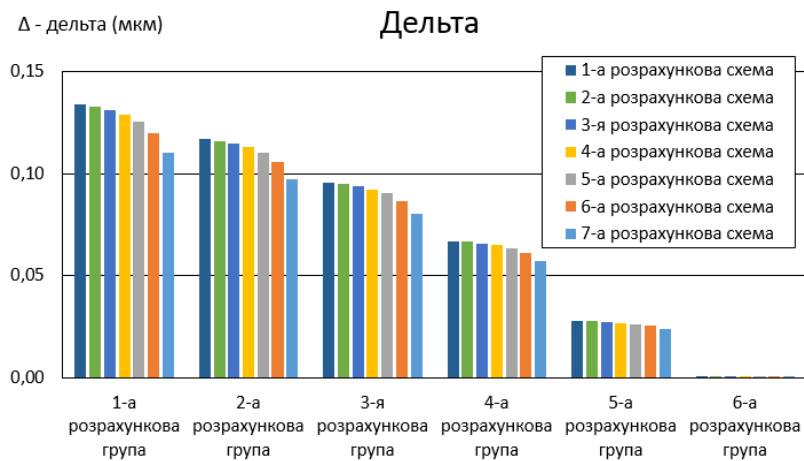


Рисунок 9 – Параметр «дельта» для усіх розрахункових груп

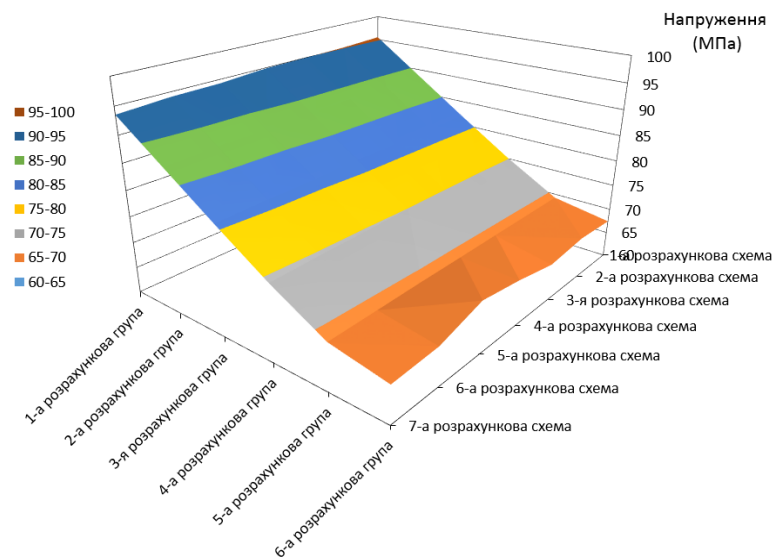


Рисунок 10 – Поверхня значень максимальних еквівалентних напружень для різних розрахункових груп та схем

Технологія машинобудування

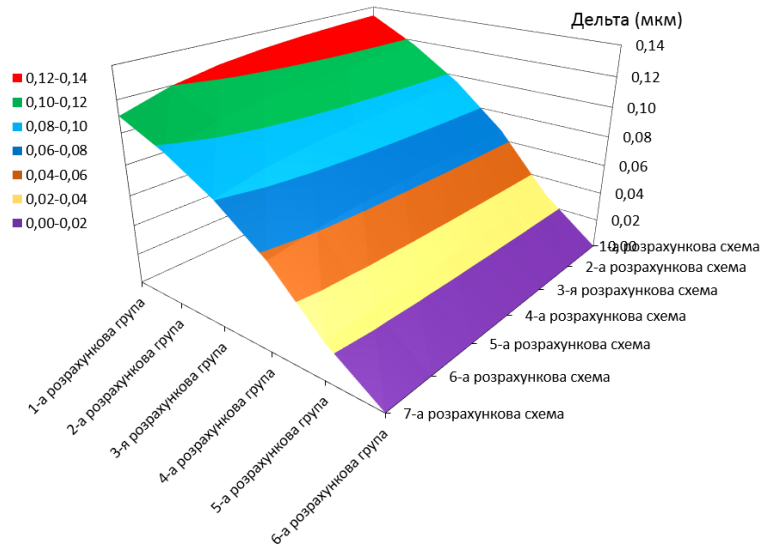


Рисунок 11 – Поверхня значень параметру «дельта» для різних розрахункових груп та схем

Нижче на рисунках 12-17 представлені поля розподілу еквівалентних напружень та переміщень, які є подібними для усіх розрахункових груп (ілюстрації для 1-ї розрахункової схеми, оскільки в рамках однієї розрахункової групи розподіл еквівалентних напружень і переміщень мають схожий характер).

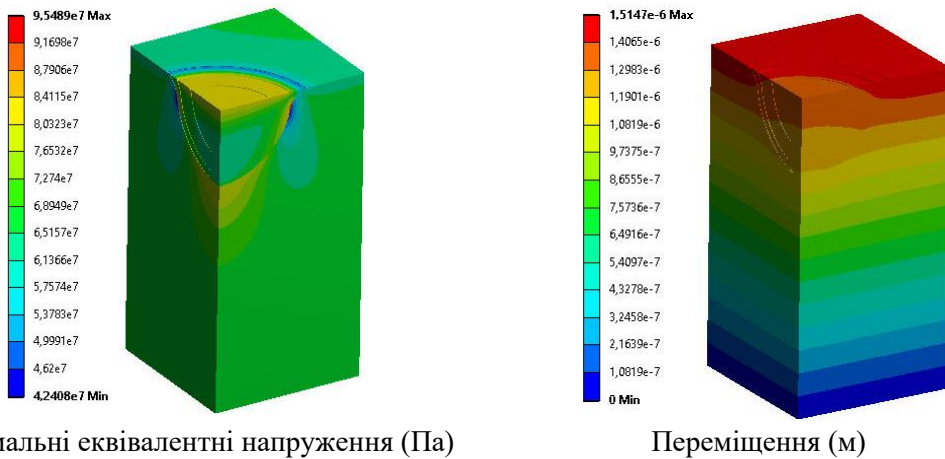


Рисунок 12 – Поля розподілу еквівалентних напружень та переміщень (1-а розрахункова група, 1-а розрахункова схема)

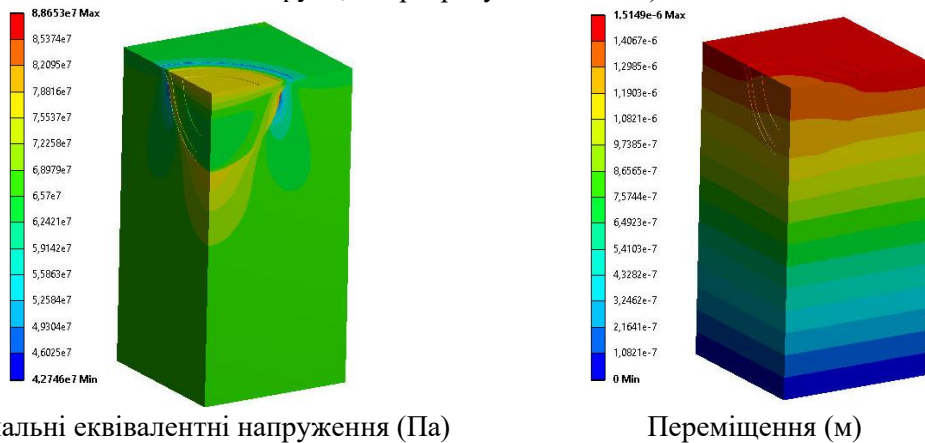
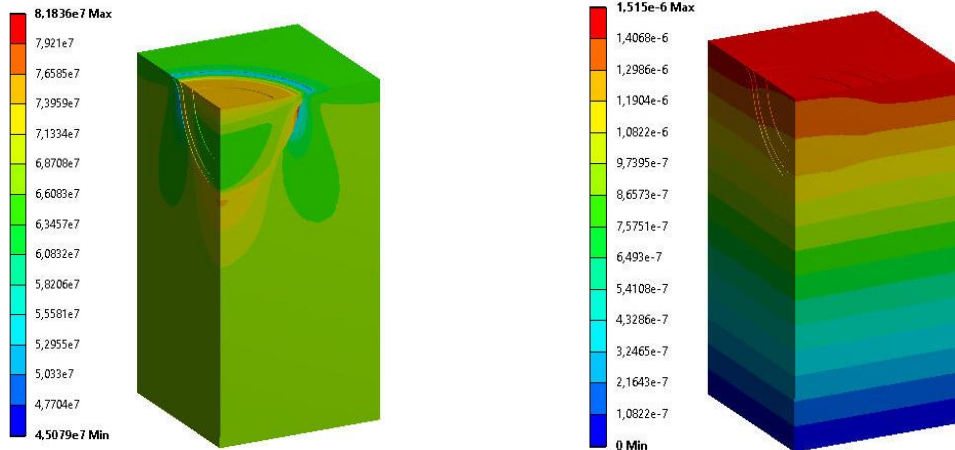


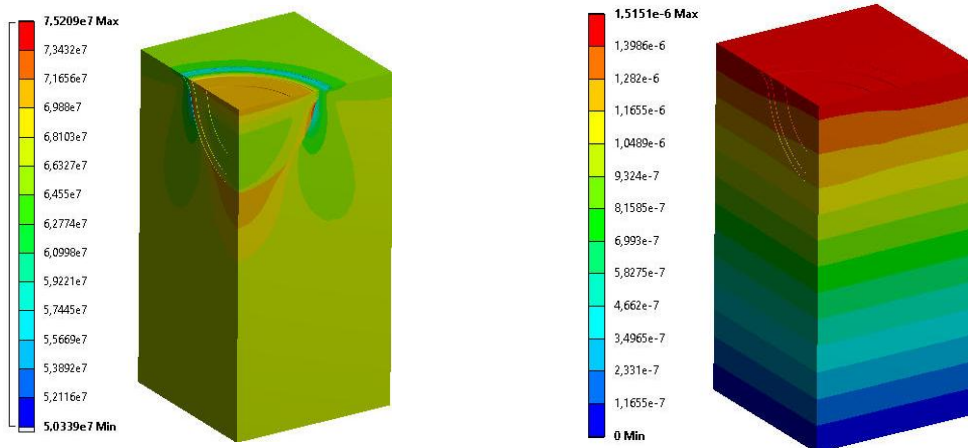
Рисунок 13 – Поля розподілу еквівалентних напружень та переміщень (2-а розрахункова група, 1-а розрахункова схема)



Максимальні еквівалентні напруження (Па)

Переміщення (м)

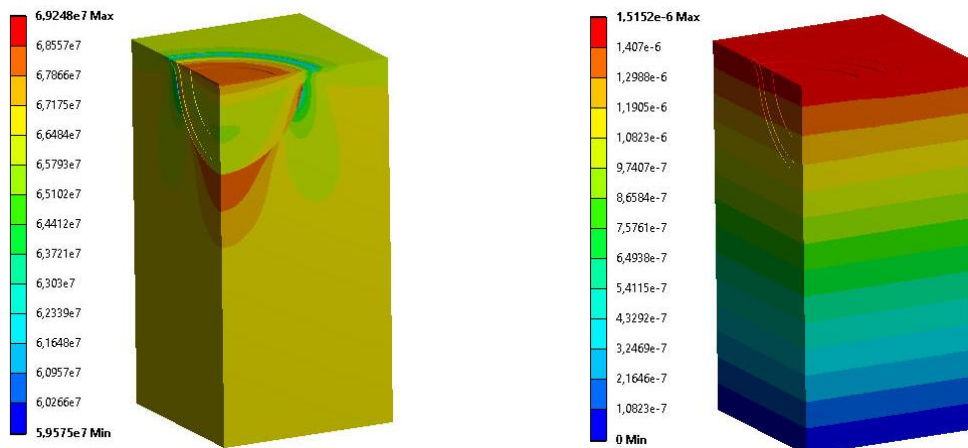
Рисунок 14 – Поля розподілу еквівалентних напружень та переміщень (3-я розрахункова група, 1-а розрахункова схема)



Максимальні еквівалентні напруження (Па)

Переміщення (м)

Рисунок 15 – Поля розподілу еквівалентних напружень та переміщень (4-а розрахункова група, 1-а розрахункова схема)



Максимальні еквівалентні напруження (Па)

Переміщення (м)

Рисунок 16 – Поля розподілу еквівалентних напружень та переміщень (5-а розрахункова група, 1-а розрахункова схема)

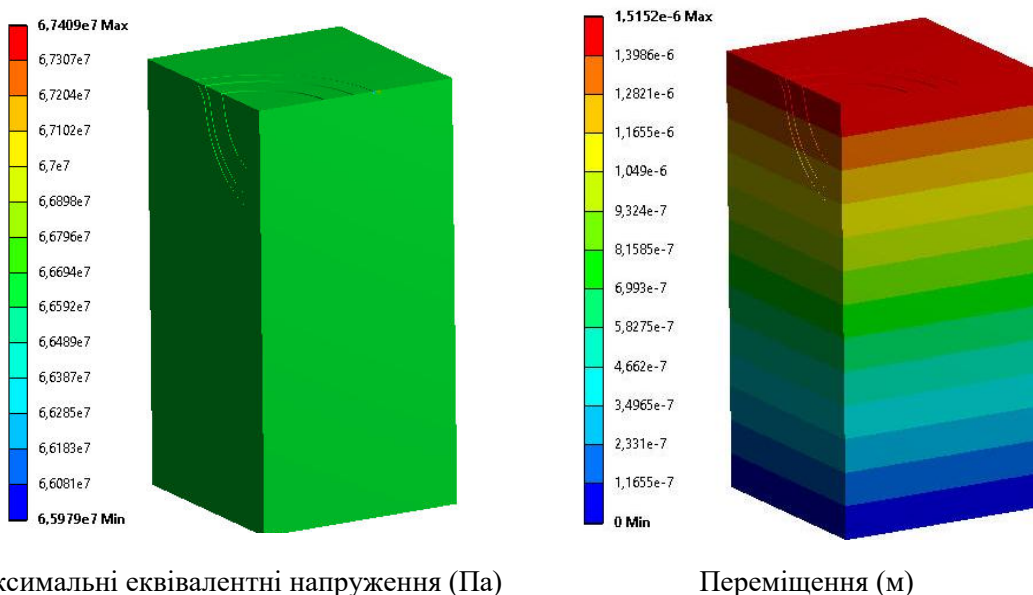


Рисунок 17 – Поля розподілу еквівалентних напружень та переміщень (6-а розрахункова група, 1-а розрахункова схема)

Аналіз та обговорення одержаних результатів. Як видно із розподілів компонент напружено-деформованого стану представницького фрагмента дискретно зміцненого елемента машинобудівної конструкції, спостерігається два ефекти. Слідуючи роботам [8, 9], вони названі δ – та σ – ефектами. Перший полягає у нерівномірному деформуванні навантаженої поверхні досліджуваного фрагмента, а другий – у перерозподілі напружень у ньому.

Кількісні залежності контрольованих характеристик від варійованих параметрів, як і очікувалося, мають унімодальний характер із вираженими проміжними максимумами від параметра ψ . Залежність же від параметра e має характер, близький до прямої пропорційності або параболічної залежності із вершиною у нульовій точці.

Одержані залежності та тренди кореспондуються із даними попередніх досліджень [8, 9]. Разом із цим установлені залежності в концентрованому вигляді містять узагальнену інформацію про інтегральні параметри, які характеризують міцність та деформівні характеристики дискретно зміцнених елементів деталей машинобудівних конструкцій.

Висновки.

1. Стосовно технології дискретного зміцнення здійснено дослідження напружено-деформованого стану представницького фрагмента композиції із основного та зміцнювального матеріалів, результати яких підтвердили ефективність цієї технології.

2. У роботі описані побудовані розрахункові моделі представницького фрагмента дискретно зміцненого елемента машинобудівної конструкції. Ці моделі володіють властивостями параметричності, що дає можливість варіювати форму та розміри зон дискретного зміцнення

3. Підтверджена реалізація у досліджених фрагментах δ – та σ – ефектів. Вони характеризують нерівномірність рівня напруженого та деформованого стану у досліджуваних фрагментах.

4. Виявлено наявність зон максимумів контрольованих характеристик нерівномірності рівня напруженого та деформованого стану досліджених представницьких фрагментів дискретно зміцнених елементів машинобудівних конструкцій від коефіцієнта дискретності. Це дає змогу ставити задачі оптимізації параметрів технологічного процесу дискретного зміцнення за критеріями міцності.

Виявлені закономірності будуть використані та розвинені у подальших дослідженнях стосовно обґрунтування прогресивних техніко-технологічних рішень задля підвищення міцності та довговічності виробів, зниження тертя та зношування, а також зростання технічних характеристик проєктованих машинобудівних конструкцій при застосуванні методу дискретного зміцнення їх поверхонь.

Литература: 1. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle / M. Tkachuk // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2018. – No 3/7(93). – P. 34-41 (Scopus). 2. Tkachuk M.M. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers / M.M. Tkachuk, N. Skripchenko, M.A. Tkachuk, A. Grabovskiy // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2018. – No 5/7(95). – P. 22-31 (Scopus). 3. Tkachuk M. Discrete-Continual Strengthening Of Contacting Structural Elements: Mathematical And Numerical Modeling / A. Marchenko, S. Kravchenko, M. Tkachuk, M. Tkachuk, M. Saverska // *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Proceedings of the Institute of Vehicles*. – 2018. – No 1(115). – P. 143-153. 4. Ткачук Н.Н. Моделирование контактного взаимодействия плоского штампа с полупространством / Н.Н. Ткачук, Н.А. Ткачук // *Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением*. – Москва, ООО «Тусо Принт». – 2012. – № 10. – С. 11-17. 5. Andriy Marchenko, Mykola Tkachuk, Serhiy Kravchenko, Oleg Veretelnik. Technological methods of strengthening elements of engines and aggregates for special equipment // *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Proceedings of the Institute of Vehicles*. No. 1(115)/2018. Pp. 73-80. 6. Andriy Marchenko, Serhiy Kravchenko, Mykola Tkachuk, Mykola Tkachuk, Mariia Saverska. Discrete-Continual Strengthening Of Contacting Structural Elements: Mathematical And Numerical Modeling // *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Proceedings of the Institute of Vehicles*. No. 1(115)/2018. Pp. 143-153. 7. Ткачук Н. А., Кравченко С. А., Пылев В. А., Парсаданов И. В., Грабовский А. В., Веретельник О. В. Дискретно-континуальное упрочнение контактирующих элементов конструкций: концепция, математическое и численное моделирование // *Наука и техника (Беларусь)*. 2019, т. 18, № 3. С. 240-247. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-240-247> 8. Континуальная и дискретно-континуальная модификация поверхностей деталей: монография / Н.А. Ткачук, С.С. Дьяченко, Э.К. Посвятенко, С.А. Кравченко, В.Г. Гончаров, В.В. Шпаковский, Н.Л. Белов, А.И. Шейко, А.К. Олейник, И. В. Пономаренко. – Х. : «Планета-Принт», 2018. – 259 с. Підп. до друку 26.01.2018 р. Ум.др.арк. 23,33. ISBN 978-617-7587-34-6. 9. Кравченко С. О. Забезпечення ресурсу ДВЗ шляхом застосування дискретно-континуального зміцнення робочих поверхонь: дис. д-ра техн. наук: спец. 05.05.03: галузь знань 14 / Сергій Олександрович Кравченко ; наук. консультант Марченко А. П.; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Харків, 2018. – 315 с. – Бібліогр.: с. 229-258. – укр.

Bibliography (transliterated): 1. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalkers Variational Principle / M. Tkachuk // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2018. – No 3/7(93). – P. 34-41 (Scopus). 2. Tkachuk M.M. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers / M.M. Tkachuk, N. Skripchenko, M.A. Tkachuk, A. Grabovskiy // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2018. – No 5/7(95). – P. 22-31 (Scopus). 3. Tkachuk M. Discrete-Continual Strengthening

ing Of Contacting Structural Elements: Mathematical And Numerical Modeling / A. Marchenko, S. Kravchenko, M. Tkachuk, M. Tkachuk, M. Saverska // Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Proceedings of the Institute of Vehicles. – 2018. – No 1(115). – P. 143-153. 4. Tkachuk N.N. Modelyrovanye kontaktynoho vzaymodeistviya ploskoho shtampa s poluprostranstvom / N.N. Tkachuk, N.A. Tkachuk // Kuznechno-shtampovochnoe proyzvod-stvo. Obrabotka materialov davlenyem. – Moskva, OOO «Tyso Prynt». – 2012. – № 10. – S. 11-17. 5. Andriy Marchenko, Mykola Tkachuk, Serhiy Kravchenko, Oleg Veretelnyk. Techno-logical methods of strengthening elements of engines and aggregates for special equipment // Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Proceedings of the Institute of Vehicles. No. 1(115)/2018. Pp. 73-80. 6. Andriy Marchenko, Serhiy Kravchenko, Mykola Tkachuk, Mykola Tkachuk, Mariia Saverska. Discrete-Continual Strengthening Of Contacting Structural Elements: Mathematical And Numerical Modeling // Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Proceedings of the Institute of Vehicles. No. 1(115)/2018. Pp. 143-153. 7. Tkachuk N. A., Kravchenko S. A., Pylev V. A., Parsadanov Y. V., Hrabovskyi A. V., Veretelnyk O. V. Dyskretno-kontynualnoe uprochnenye kontaktyruuiushchykh elementov konstruktsyi: kontseptsyia, matematycheskoe y chyslennoe modelyrovanye // Nauka y tekhnika (Belarus). 2019, t. 18, № 3. S. 240-247. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-240-247> 8. Kontynualnaia y dyskretno-kontynualnaia modyfykatsyia poverkhnosti de-talei: monohrafiya / N.A. Tkachuk, S.S. Diachenko, Э.К. Posviatenko, S.A. Kravchenko, V.H. Honcharov, V.V. Shpakovskiy, N.L. Belov, A.Y. Sheiko, A.K. Oleinyk, Y. V. Ponomarenko. – Kh. : «Planeta-Print », 2018. – 259 s. Pidp. do druku 26.01.2018 r. Um.dr.ark. 23,33. ISBN 978-617-7587-34-6. 9. Kravchenko S. O. Zabezpechennia resursu DVZ shliakhom zastosuvannia dyskretno-kontynualnogo zmitsnennia robochykh poverkhon: dys. d-ra tekhn. nauk: spets. 05.05.03: ha-luz znan 14 / Serhii Oleksandrovych Kravchenko ; nauk. konsultant Marchenko A. P.; Nats. tekhn. un-t "Kharkiv. politekhn. in-t". – Kharkiv, 2018. – 315 s. – Bibliohr.: s. 229-258. – ukr.

Марченко А. П., Ткачук М. А., Кравченко С. О., Ткачук М., М., Грабовський А. В., Веретельник О.В.

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ДИСКРЕТНО ЗМІЦНЕНИХ ДЕТАЛЕЙ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

З метою підвищення міцності та довговічності деталей машинобудівних конструкцій застосовуються різноманітні методи і способи. Одним із найбільш ефективних методів обробки є дискретне зміцнення поверхневих шарів деталей машин. Він полягає у нанесенні на поверхню елемента конструкції методом електроіскрового індентування архіпелагу зон, які містять матеріали із високими трибомеханічними властивостями. Такі зони сприймають більше навантаження порівняно із номінальним. За рахунок більш високих властивостей матеріалу цих зон забезпечується міцність, знижується температура і зношуваність, а також підвищується довговічність контактуючих елементів машин. Для дослідження напружено-деформованого стану дискретно зміцнених деталей здійснені чисельні дослідження на основі методу скінченних елементів. Визначені основні закономірності розподілу напружень і пружних переміщень у зонах дискретного зміцнення та у прилеглих областях. На цій основі обґрунтовуються рекомендації стосовно підвищення технічних характеристик виробів із дискретно зміцненими елементами.

Ключові слова: Напружено-деформований стан, дискретне зміцнення, трибомеханічні властивості, міцність, чисельні дослідження, метод скінченних елементів, еквівалентні напруження, переміщення.

Марченко А. П., Ткачук Н. А., Кравченко С. А., Ткачук Н., Н., Грабовский А. В.,
Веретельник О.В.

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКРЕТНО УПРочЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

С целью повышения прочности и долговечности деталей машиностроительных конструкций применяются различные методы и способы. Одним из самых эффективных методов обработки является дискретное упрочнение поверхностных слоев деталей машин. Он состоит в нанесении на поверхность элемента конструкции методом электроискрового индентирования архипелага зон, содержащих материалы с высокими трибомеханическими свойствами. Такие зоны воспринимают большую нагрузку по сравнению с номинальной. За счет более высоких свойств материала этих зон обеспечивается прочность, снижается трение и износ, а также повышается долговечность контактирующих элементов машин. Для исследования напряженно-деформированного состояния дискретно упрочненных деталей осуществлены многочисленные исследования на основе метода конечных элементов. Определены основные закономерности распределения напряжений и упругих перемещений в зонах дискретного укрепления и в прилегающих областях. На этой основе обосновываются рекомендации по повышению технических характеристик изделий с дискретно упрочненными элементами.

Ключевые слова: Напряженно-деформированное состояние, дискретное упрочнение, трибомеханические свойства, прочность, численные исследования, метод конечных элементов, эквивалентные напряжения, перемещения.

A. Marchenko, M. Tkachuk, S. Kravchenko, M. Tkachuk, A. Grabovskiy, O. Veretelnyk

ANALYSIS OF A STRESSED-STRAIN STATE OF DISCRETE STRENGTHENING PARTS OF MACHINE-BUILDING CONSTRUCTIONS

In order to increase the durability and durability of parts of engineering structures, various methods and methods are used. One of the most effective methods of processing is the discrete strengthening of the surface layers of machine parts. It consists in applying to the surface of an element of a construction by the method of electrosciling indentation of the archipelago of zones containing materials with high tribomechanical powers. Such zones perceive more load compared to the nominal. Due to the higher properties of the material of these zones, strength is provided, friction and wear are reduced, and the durability of contact elements of machines increases. Numerous studies based on the finite element method have been carried out to investigate the stress-strain state of discretely strengthened parts. The basic regularities of the distribution of stresses and elastic displacements in the zones of discrete reinforcement and in adjacent areas are determined. On this basis, the recommendations for increasing the technical characteristics of products with discretely-strengthened elements are substantiated.

Keywords: Stress-strain state, discrete hardening, tribomechanical properties, strength, numerical studies, finite element method, equivalent stresses, displacements.

До обговорення

UDC 656.135.5:621.31

Ksenofontov O.

LOGISTICS OPTIMIZATION ON THE EXAMPLE OF WIND TURBINE GENERATOR COMPONENTS TRANSPORTATION

Introduction. The rapid development of alternative energy in recent years is an objective fact. Wind turbines generators (WTG) are the most developed among the other types of alternative energy sources. At the same time, the growth in consumption of so-called green energy is pushing towards the creation of more economical and efficient generators.

The most optimal way to reduce the unit cost of electricity is to increase the power of the turbines, and thus to increase their size. Their power is directly proportional to the area swept by the blades, and the wind speed to the third power. Also, it is a well-known fact that the increase in altitude leads to the wind speed increase. Thus, WTG are becoming bigger and higher. Fig. 1 shows the growth of the size of commercially available wind turbines.

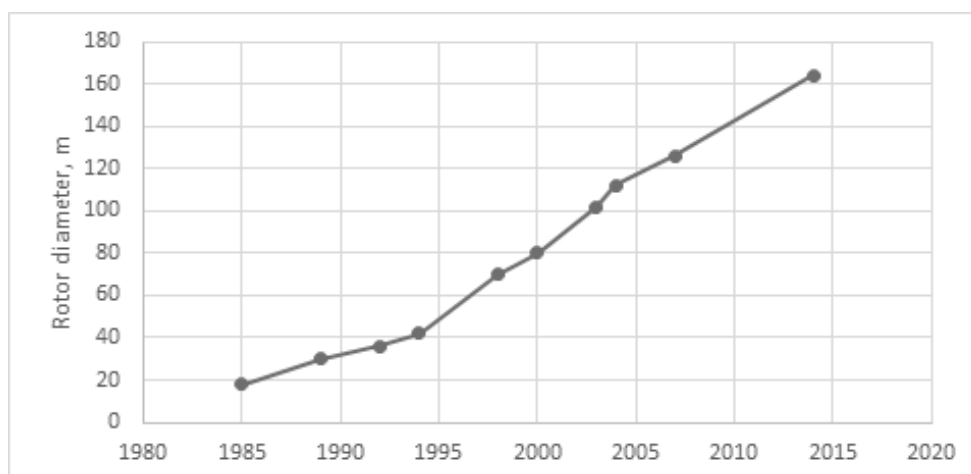


Figure 1 – Growth of the size of commercially available wind turbines between 1985 and 2014

At the moment, most newly installed turbines are samples with 2.4 MW of the installed capacity, 90..135 m of the blade diameter and up to 70..110 m of the tower height (the axis of rotation of the rotor). This range of wind turbine sizes will be considered further, but for comparison, the characteristics of the largest commercially available turbine should be given (about 150 turbines have been produced):

- the weight of 1 blade is about 35 t,
- the dimensions of the nacelle are 9x9x21 m,
- the weight of the nacelle is 390 t.

Due to its size, this turbine is considered mainly as an offshore one.

1. The main features of the transported goods. The transportation of wind turbine elements involves several types of transport: maritime, road and rail. In addition, it is exist related task of items storing.

So only traditional ways of transport, such as vessel, vehicle and rail transport, are considered in the article. Transporting with a helicopter or the other aircraft has not been taken into account due to the rarity of their usage and high costs. Some problems of logistics

© O. Ksenofontov, 2019

have been considered in [1]. Logistics optimization, e.g. segmentation of blades [2], has not been studied due to the complexity of this technology.

Naturally, such large-sized structures as listed above are not transported as one piece, but still there are many difficulties. The practice of working with transport departments of WTG manufacturers and communication with the staff of transport companies engaged in the transportation and installation of turbines allows us to distinguish the following main features of transportation:

- The dimensions of the nacelles and sections of the towers have already reached the size of the transport dimensions. Further increase in size will rapidly reduce the transportation options:

- The diameters of the lower sections of some towers now reaches 4.5 meters, which sometimes exceeds the transport dimensions (see Fig. 2). This fact forces the designers to segment the sections, which makes its manufacturing and installation much more complicated.

- The cross section of the gear-type nacelles reaches 3..3.5 m, and 4.5 m for gear-less-type of turbines. At the same time, transportation is carried out in the already assembled state (for most cases). The mass of the nacelles is very dependent on the power of the generator and it can reach 160..170 tons for turbines with a capacity of 2..4 MW.

- Serially produced blades reach a length of 65 m, and their weight is up to 20 t. The blades are a thin-walled composite shell. The permissible pressure on the surface does not exceed 1..2 MPa, and for some cases even 0.5 MPa, which only adds difficulties during transportation.

- The blades are produced in sets and are not interchangeable. If one blade is damaged, the entire set must be changed. This happens primarily due to the difficulty of the blade balancing.

- In most cases, the preferred installation site for WTG are remote windy areas, which usually implies a poorly developed infrastructure.

- While working on the global market, drawings for the equipment manufacturing have to be adapted for each country separately because of the difference in the ranges of

rolled stock and steel grades.

Thus, we can clearly see the complexity of transport operations.

The human factor should be taken into account as well. A huge number of various models of WTG significantly complicates the task of transportation, since a new model often requires its own fixtures and devices that do not match their earlier versions (there is no backward compatibility). Transport companies have to either upgrade the old devices (which is not always possible) or purchase new ones. Such a variety of fixtures and devices can lead to picking errors that will entail idle time of equipment.

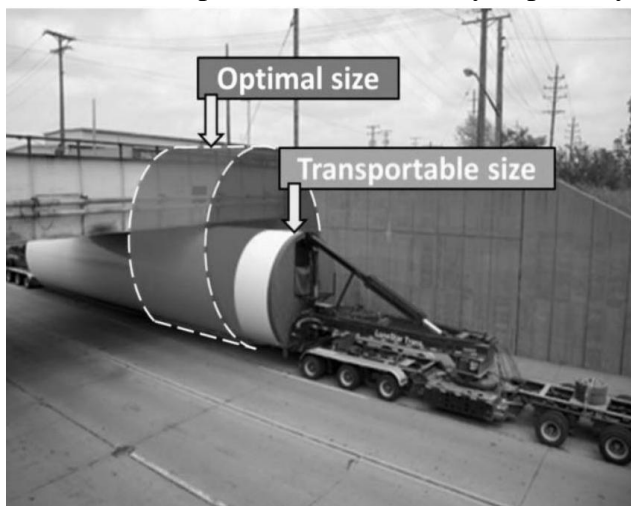


Figure 2 – Usual dilemma: transport or construction

2. Ways of the transport processes optimization. All of the above describes a number of requirements for the design of both the turbines themselves and their rigging and transport equipment. Unfortunately, it is an absolutely usual thing that such contradictory requirements cannot be fully satisfied at the same time and a compromise should be found.

Each company has its own ways of solving these problems, but it is quite easy to identify general trends:

1. Design of turbines on a modular basis.

The most promising way of development - turbines are assembled from standard elements, while standard elements are unified, including their transportation. This path has already been taken by such world leaders as Enercon, Siemens and Vestas.

2. Unification of transport equipment by creating special universal adapters (see Fig. 3).

This system is developed mainly in the interests of transport companies that carry generators of different models and different companies. Instead of developing the equipment from scratch, only separate, relatively small and not complicated embedment should be developed. Such embedment is attached to standard fixtures of vehicles.

3. Unification of transport equipment by creating cross-platform devices.

In contrast to the previous approach, this system is developed in the interests of the turbine logistics as a whole, and not in the interests of individual transport companies, since quite often the turbines are transported to the installation site by several types of transport. The creation of universal devices that allow you to fasten the elements of generators on railway platforms, vehicles, on ships, as well as during storage, without the need to change devices, gives a tangible simplification of handling operations.

4. Using only a predetermined universal range of rolled steel for the design.

Due to the differences in the standards of different countries, it is necessary to artificially limit the range of the materials before designing. Sometimes it can lead to the fact that the product can be completely made of sheet metal without the use of pipes, channels, etc. In this case, perhaps, the design will not be the most optimal for the easiest production, but this will prevent from re-sorting and will allow not to depend on the specific manufacturer.

5. Creation of mobile workplaces.

Since in most cases, the installation takes place far from infrastructure, it is required to have all the necessary equipment available. In such cases, special cabins are used based on standard transport containers. They are having all the necessary tools for installing one WTG (see Fig. 4). After the installation is completed, all the tools are folded back into the container, and the container is taken to the warehouse base for re-equipment and preparation for the next installation.

6. Preparing the necessary equipment on the special frames-pallets beforehand.

Due to the diversity of the necessary rigging equipment, special picking frames on which all the accessories are stored and securely fastened should be designed (see Fig. 5). This prevents installation delays because of the incompleteness of equipment due to the loss of parts on the road, and also reduces the time for overloading (only one operation with one load is necessary).

7. The widespread usage of leads for fasteners and locking elements.

To increase safety and prevent the losing of locking elements, leads (see Fig. 6) made of 3 mm flexible metal cables about 0.5 m long are widely used. Usually, it is enough to prevent their interference with the usage of elements.

8. Set of measures called the concept of foolproof or poka-yoke - protection against mistakes - developing products in such a way as to reduce or eliminate their misuse.

This approach can be exemplified by the unification of all slings for the WTG blades lifting. With the release of a new, heavier model of the blade, all the old slings (for example, WLL 8t) are replaced with the new ones, of greater capacity (for example, WLL 10t). Thus, this preventive measure will not allow to mistakenly lift the new blade with the old slings.

There are also many other methods for optimizing specific tasks, but they are only special cases that make sense only under specific conditions.

До обговорення

All the above measures have been known for a long time, and some of them are absolutely primitive. Nevertheless, it is surprising that there is no widespread implementation of them in the full range. This is caused by a number of circumstances, some of which have objective technical and economic difficulties (for example, the development of new turbines of modular design requires a complete redesign of the entire turbine), and some may depend on the subjective opinion of management or designers. For example, the fundamental unwillingness of generator manufacturers to do any kind of unification with competitors, as this may limit their products or give advantages to competitors. In such cases, this task becomes the responsibility of specific transport companies, among which there is also competition, and the presence of universal adaptors is considered as a competitive advantage and therefore they will not spread such important data.



Figure 3 – Transporting the blade with a length of 80 m using a universal adapter (red construction)



Figure 4 – Mobile working place for working in unequipped conditions

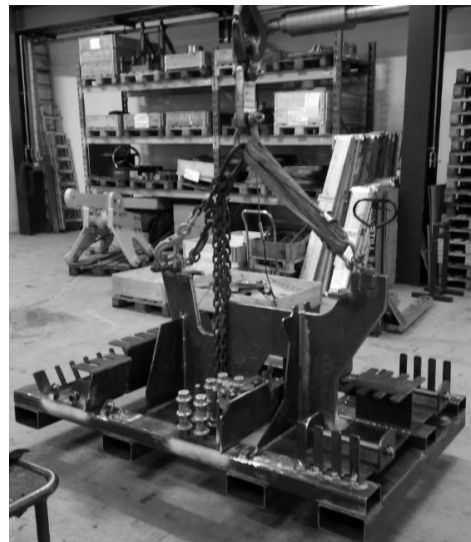


Figure 5 – Special frame-pallet for transporting special yoke with attachments

3. Findings. The revealed solutions are the most universal and can be applied even in relation to similar objects of other industries. Some of them relate to the design principles of the product being transported, some relate to the principles of tooling design, and some relate to the principles of work organization. None of the above principles is in itself something new or exhaustive, but using them in a complex allows to solve more and more complex transport tasks.

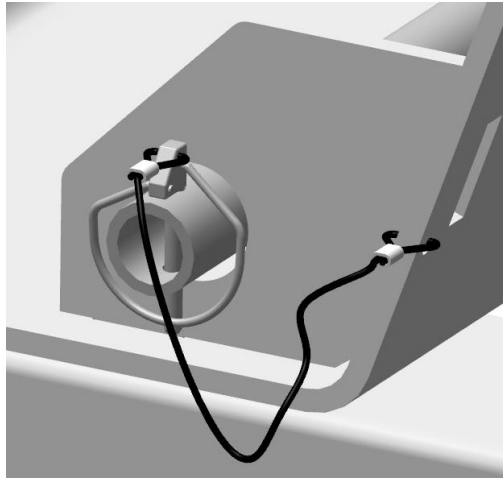


Figure 6 – Lashing with the lead rope of the locking pin to the steel structure

Bibliography: 1. *Land-Based Wind Turbine Transportation and Logistics Barriers and Their Effects on U.S.* [<https://www.nrel.gov/docs/fy14osti/61780.pdf>]: presentation / Wind Markets American Wind Energy Association (AWEA) WINDPOWER 2014 Conference; presented by J. Cotrell. Las Vegas, Nevada, 2014. 2. Peeters M. *The Concept of Segmented Wind Turbine Blades: A Review.* [<http://hdl.handle.net/1854/LU-8533639>] / M. Peeters, G. Santo, J. Degroote, W. Van Paepegem // *Energies* № 10, 2017. – P. 1-19.

О. Ксенофонов

LOGISTICS OPTIMIZATION ON THE EXAMPLE OF WIND TURBINE GENERATOR COMPONENTS TRANSPORTATION

The article considers the question of transportation of the big goods, such as elements of wind turbines for the purpose of the increasing it's effectiveness. The main features of the goods have been described and some ways to optimize transportation in the simplest way have been proposed.

Ксенофонов О.А.

ОПТИМИЗАЦИЯ ЛОГИСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА ПРИМЕРЕ ТРАНСПОРТИРОВКИ ЭЛЕМЕНТОВ ВЕТРОГЕНЕРАТОРОВ

В статье рассмотрен вопрос транспортировки таких крупногабаритных грузов как элементов ветрогенераторов с целью повышения ее эффективности. Были описаны основные характеристики грузов и предложены некоторые пути для наиболее простой оптимизации.

Ксенофонов О.О.

ОПТИМІЗАЦІЯ ЛОГІСТИЧНИХ ПРОЦЕСІВ НА ПРИКЛАДІ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ВІТРОГЕНЕРАТОРІВ

У статті розглянуто питання транспортування таких великогабаритних вантажів як елементів вітрогенераторів з метою підвищення її ефективності. Були перелічені основні властивості таких вантажів та запропоновані деякі шляхи для найпростішої оптимізації.

OPTIMIZATION OF AN ORANGE PEEL GRAB FOR WOOD CHIPS

Introduction. The increasing conversion of conventional power plants to generate energy is one part of actions to achieve the set climate goals for the reduction of CO₂ emissions. Wood chips can make an important contribution here. In doing so, wood chips can be bought globally as well as produced locally. Growth rates of up to 16 t / ha * were achieved on short rotation plantations [1]. Due to uniform growth habit, these plantations can be harvested very economically.

In Denmark, due to the implementation of the "85/15-strategy", coal in power plants will be replaced by biomass. The conversion not only leads to changes in the firing process, but also the entire bulk material logistic process must be adapted to the properties of the substitute fuel. When converting from coal to wood chips, the reduction of bulk energy density is considerable. This presents shipping companies, port terminals and power plant operators with the challenge of providing the same amount of energy. Not only the density but also the structure of the bulk material is changed. Therefore, no conventionally designed equipment can be used after the conversion. However, there have been approaches to change the structure of biofuels by Darren so that it resembles the coal [2]. Wood chips are becoming brittle, so they no longer have the high elasticity. Therefore, the chips are unloaded in raw form and fed to the roasting process.

When unloading ships with conventionally designed grabs, there is a high degree of compaction in the bulk material. Since the wood chips are jammed in each other, the grab only compresses the bulk material. In contrast, when wood pellets are gripped, they can slide off each other due to their smooth structure and are rearranged. Wood chips, on the other hand, are compacted, due to the high porosity and low particle stiffness. However, if the wood chips are compressed, they can absorb very high forces and counteract the closing forces of a grab.

Figure 1 shows a conventional orange peel grab, in which a consolidation of the bulk material has occurred. The grab shells can no longer be closed even when the wood chips have flowed down in the lower region of the grab.



Figure 1 – Conventional orange peel grab with partially closed shells during ship unloading of wood chips

Unclosed grab shells lead to a flow of bulk material in the non-compacted areas and out of the grab. Hence, the handling capacity is significantly reduced. If bulk material falls between the ship and the quayside, it leads to contamination of water which must strictly be avoided. Another problem arises from the uncontrolled dust that cannot be cleaned by exhaust systems in the hopper area in Figure 1.

In order to understand the bulk material behavior and to quantify the interaction with

the grab, coupled DEM-MBS simulations can be used (DEM - Discrete Elements Method, MBS Multi-body System) [3], [4]. DEM offers the possibility to model the bulk material, e.g. to simulate the flow properties through bottlenecks or component wear [5], [6]. The MBS model describes the machine or/and system parameters. This results in a highly dynamic simulation model that is able to represent the interactions realistically. Simulations and analyses of biomass handling were carried out by, among others, Rackl [7] and Lommen [8]. Further, Xia particularly focused towards the consideration of deformable wood chips [9].

2. Wood chips – bulk material analysis. Standard properties for wood chips can be found in the literature [10], [11]. Nevertheless, it is recommended to carry out a bulk material analysis, as wood chips are subject to strong fluctuations as a natural product. Biomass is usually delivered in chopped form or as pellets. The most common form are chopped wood chips. The goods differ in moisture content and in the proportion of bark and soil [12]. Wu assumes wood moisture content between 40 % and 50 % [11]. The quality of the product is determined by the standard EN ISO 17225 [13]. Wood chips are cut by rotating knives to a grain size that depends heavily on the plant type and thus can vary from supplier to supplier. Since the cutting forces are very large and shearing forces in the wood structure are developed, the pieces of wood are torn parallel to the fibre direction. The shape and size of the chips are largely determined by the tree species used, as well as the size of the trunk [14]. From the piece of wood, a fairly long-fibrous bulk material with a fissured surface is created. The fibre structure makes the wood chips very flexible. However, wood chips are among the few bulk materials that do not show significant grain breakage during handling. Other bio fuels like straw, elephant grass or almond shells have a similar long fibrous structure and behavior. The fibre structure of these bulk materials leads to a very low bulk density due to the very high porosity of the interlocking particles.

The commonly unloaded wood chips are available in sizes between 10 mm and 200 mm (Figure 2). They are mainly made of beech wood. The average bulk density is 200 kg/m³ with a solids density of 720 kg/m³ and a moisture content of 13 %. The samples considered here have a moisture content between 20.5 % and 37.0 %.



Figure 2 – Size range of wood chips with light soiling

In order to investigate the performance characteristics, an angle of repose test with a vertically lifting cylinder (diameter 250 mm) is used. It forms on average a slope angle of 40°. Very rarely, it can also lead to stable layers > 90°. In general, poor flow behavior from the gap

under the cylinder can be observed. As shown in Figure 3, the bulk column usually breaks down after a critical free height is reached.



Figure 3 – Angle of repose test with cylinder (250 mm diameter)

As mentioned above, wood chips can be highly compressed. This effect must be reproduced correctly in a simulation. For this purpose, measurements are carried out in which a hysteresis for loading and unloading of a defined material sample is recorded via a uniaxial compression test. This behavior must then be reproduced in the simulation to ensure a realistic deformation of the bulk material.

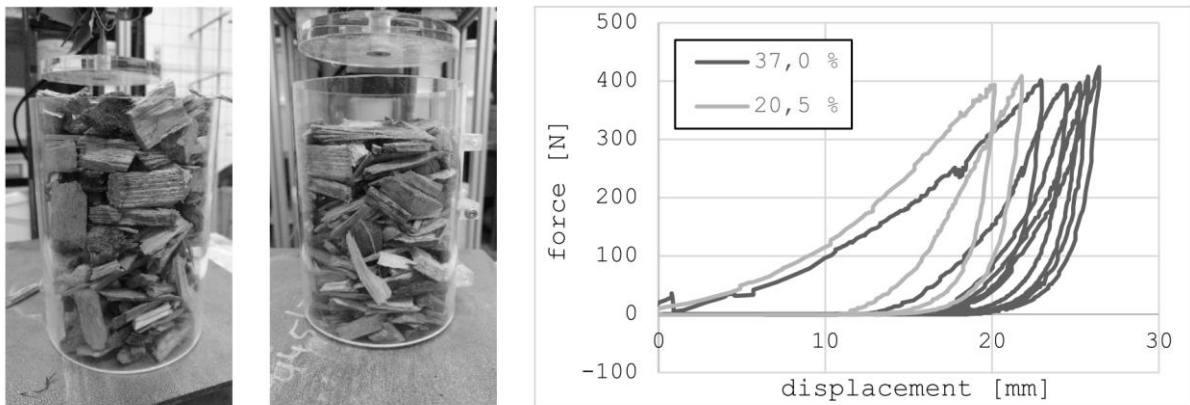


Figure 4 – Deformability of wood chips with different moisture contents during an uniaxial compression test

Figure 4 shows the compaction of wood chips. The diagram also shows that wood chips are more deformable with 37 % moisture. After applying the vertical load several times, the stiffness of the bulk material column increases (the slope of the curve in the diagram increases with each compacting process). It comes to a permanent consolidation.

3. MBS – DEM Coupling. In order to simulate the effect of the bulk material behavior on a machine, a coupling between DEM and a multi-body model is required. The advantages of the coupling of DEM with Multi Body Simulation (MBS) have been explained already in [15], [16]. In these works, the mechanics and kinematics of the machine were primarily considered. However, the force applied to the wood chips by the orange peel grab is strongly determined by the hydraulic subsystem of the machine, which must not be neglected in a process simulation.

The approach described here therefore includes the coupling of the DEM with the method of so called multi domain machine simulation, which can be understood as a MBS system which is extended by the hydraulic, drive and control technology.

In the simplest case, in which a quasi-static load of bulk material on the tool can be assumed, a single export of the load data from the DEM and an import into the coupled simulation approach are sufficient. This is e.g. applied in structural mechanics with the coupling of DEM and FEM simulations [17], [18]. In dynamic processes, in which strong deformations or kinematic changes in machine behavior can be assumed, a continuous iterative exchange of different results of both simulation methods is necessary. In this way, the machine dynamics or the component behavior can be examined under the realistic load assumptions resulting from DEM.

For this reason, in cooperation with the University of Magdeburg and the Dresden University of Technology, a coupled simulation model was developed in which the open source DEM program LIGGGHTS® [19] communicates with the multi-body system via the standardized FMI interface. Figure 5 illustrates the principle schematically.

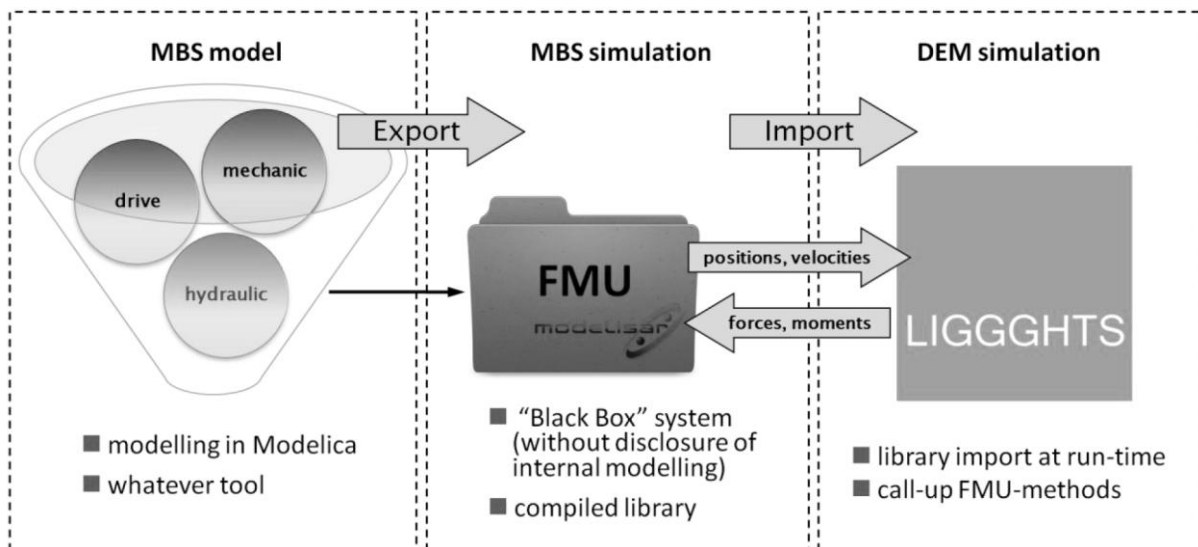


Figure 5 – Schematic sequence of a coupling of DEM and MBS via FMU interface

This is possible due to the open-source simulation program LIGGGHTS®, which can be easily extended with an FMI interface. Further, the easy generation and the option of exporting standardized functional mock-up units (FMUs) from a large number of free and commercial simulation programs makes the application of the described coupling relatively easy. A coupled simulation of this kind can thus also be transferred to other technical particle applications in which the dynamic machine behavior must also be taken into account, e.g. for crushers [20] or bucket elevators [21].

A program based coupling will be implemented at the integrator level [22]. This means that both simulation units use their own integration algorithm and exchange states with each other at certain intervals. The FMU is dynamically loaded as a library in LIGGGHTS® and then controlled by the DEM simulation by calling the FMI methods. The standardized FMI interface enables communication of the multi-body simulation with the DEM software LIGGGHTS®. However, the equation systems are no longer calculated in the MBS software but in the exported FMU. The library contains not only the systems of equations, but also a solution algorithm. It behaves like a separate program that provides a solution for an initial value and a time step. The simulation is thus independent of the MBS software used, which is only necessary for the generation of the systems of equations in the FMU (Figure 6).

In contrast to previous approaches to communicate through XMLRPC-based network protocols, the use of dynamically loaded libraries at runtime has a significant advantage in relation to the communication speed between particle and multi-body systems. It is thus also possible to load

different MBS into a particle simulation and to investigate their interaction, for example, a wheel loader when loading a dump truck. Another significant advantage is that due to the standardized interface, existing models can be used without revealing the model structure. For the user, only the knowledge of the available input and output variables of the FMU is necessary.

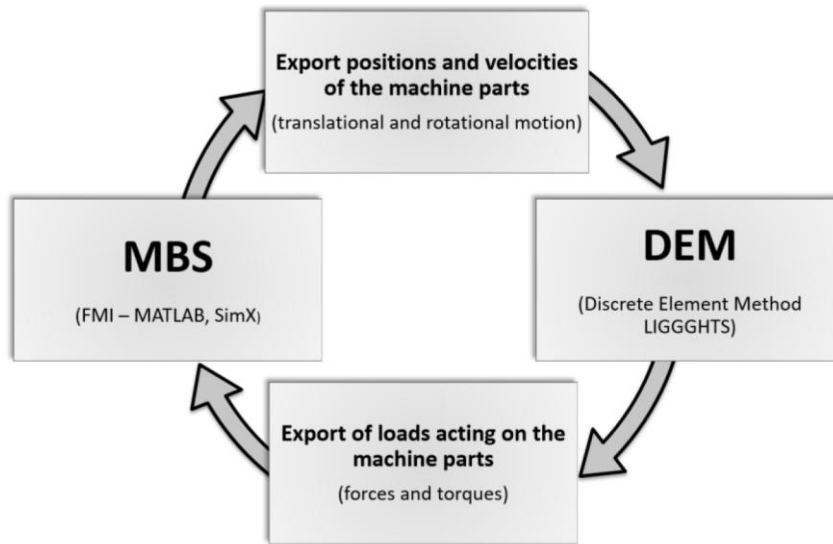


Figure 6 – Principle of program-based coupling

multispheres or clumps. To simplify and increase the computational efficiency here I, L and Y shaped particle chains (clumps) are used, each of 4-6 primary particles. A direct simulation of the surface structure and the edges is not possible. For this, the DEM primary particles would have to be reduced so much that the calculation times for the model would increase too much. The solution is a combination of Wensrich [24] proposed method and particles which are strongly stuck together.

To determine the rolling friction and sliding friction parameters of the primary particles, systematic simulations are carried out. The result is shown in Figure 7.



Figure 7 – Calibration of the angle of repose in simulation and experiment

in the simulation. Since the wood chips exert an opposing force on the hook shells, it can happen that the shells may not close properly. It can be assumed that this occurs especially when the rigidity of the bulk material to be gripped is particularly high. The stiffness is higher for pre-consolidated material than for unconsolidated material. To be able to compare the

4. Modelling the Grab. The bulk properties must be determined by calibrating the DEM model so that they are reflected in the simulation [23]. Due to the poor flow properties of wood chips and their fibrous structure, it is not sufficient to calibrate the particle roll and particle friction [24], but the particle shape must be modelled by an insoluble conglomerate of DEM primary particles – so called

A particle friction coefficient of 0.9 and a rolling friction of 0.7 were determined, which produce an identical slope angle of 43° on average in the simulation and in the test.

As mentioned above, besides mapping the flow properties, it is also important to choose the correct stiffness of a wood chip fill

stiffness, the force-displacement diagram in Figure 4 must be converted into a representation of the modulus of elasticity above the relative compaction rate.

Figure 8 compares the moduli of measurement and simulation. It is striking that the modulus of elasticity also increases with increasing compaction. The bulk material column shows no linear spring behavior. For compaction rates of 12-15%, a good match is achieved with a primary particle elastic modulus of 440 MPa.

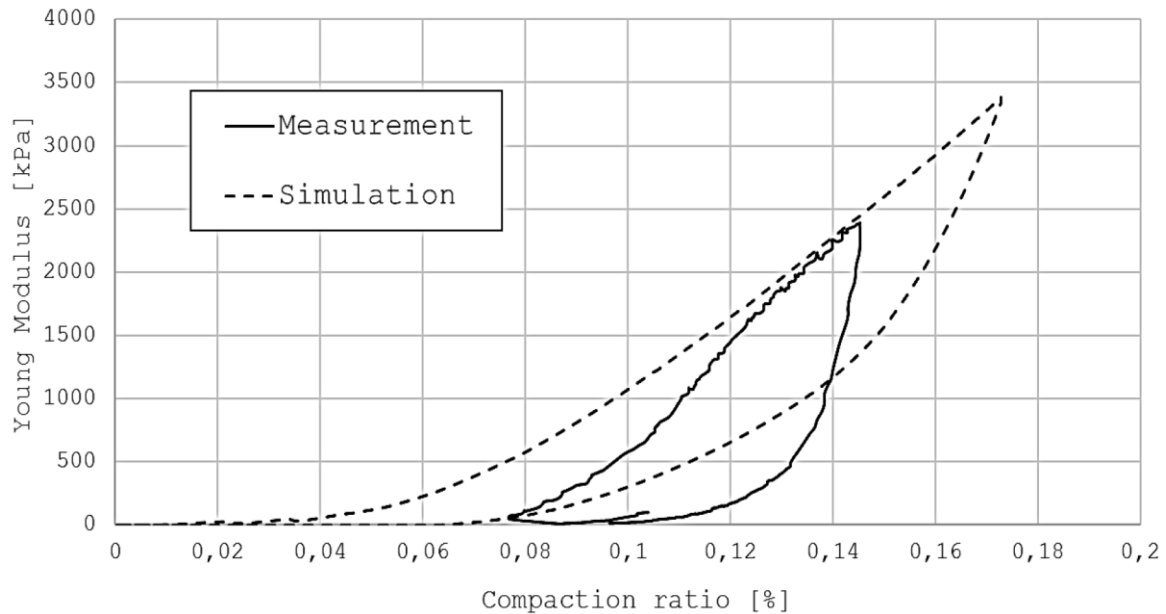


Figure 8 – Comparison of moduli of elasticity for pre-compacted bulk material

The determined properties are summarized in Table 1

Table 1 – Determined particle properties in measurement and simulation

Property	Value	Property	Value
Bulk density	200 kg/m ³	Rolling friction	0.7
Angle of repose	43°	Sliding friction	0.9
Moisture Content	20 % – 37 %	Modulus of elasticity	440 MPa
Wall friction (steel)	0.6	Clumps	I-, L-, Y-Type

In order to analyze the existing construction from Figure 9, all surfaces that come into contact with the material are derived and taken over into the DEM simulation as tetrahedral mesh. Components such as the hydraulic cylinder can be ignored for computational reasons.

To enable the grab shells to move, they are mapped in the MBS with hydraulic cylinders. The cylinders are interconnected so that the pressure in each cylinder is identical. This leads to an independent relative movement of each shell. The cylinder with the least drag is put into motion first. The rigidity of the pipes and hoses is also taken into account. At the connection point of the grab, a universal joint is modelled, which can lead to free movement of the grab. The grab can therefore adjust according to the material surface. Since the grab is mounted directly on a balance crane at the universal joint, the grab can also be pressed into the material surface with the crane. In this case, a maximum force is taken into account in the simulation in order to make the pre-compaction of the material reproducible.

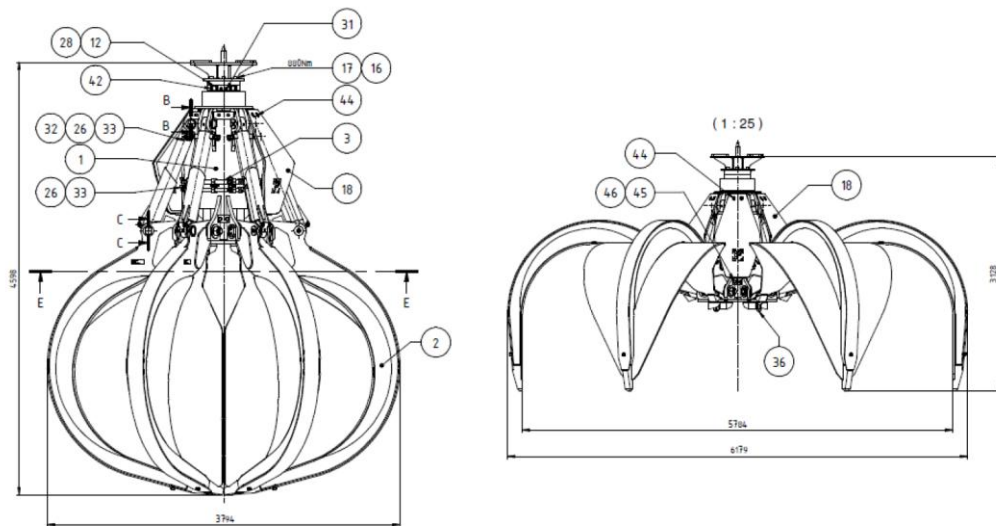


Figure 9 – Initial construction of the orange peel grab with a maximum opening width of 5700 mm

5. Simulation results. With the acquired data it is now possible to simulate the system. Figure 10 shows the simulation results, in which a dome-like hardening of the wood chips in the left part of the picture can be seen. Only particles with force > 75 N are shown. On the right part of the Figure all of the particles are shown, so that the outflowing bulk material can be recognized.

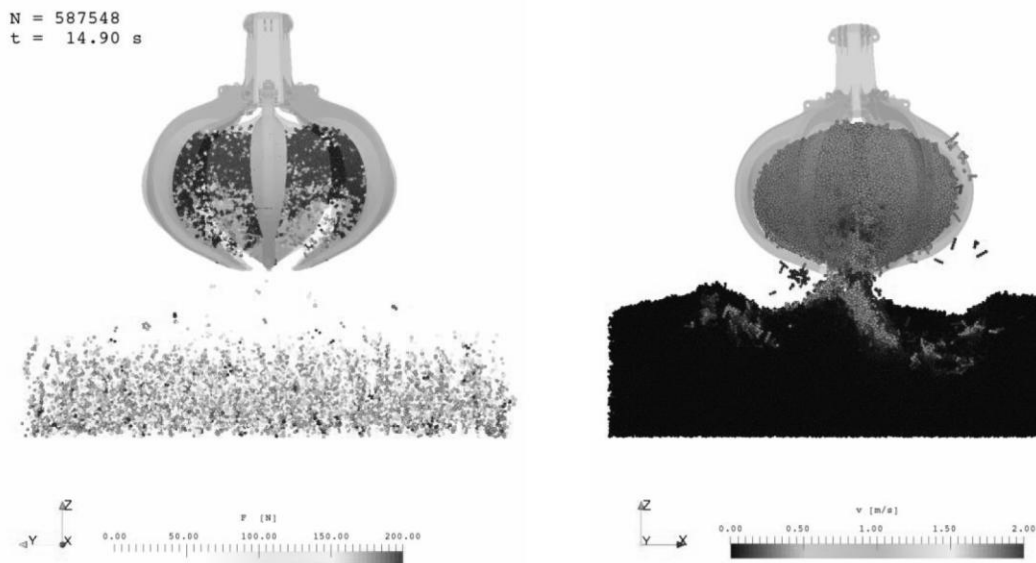


Figure 10 – Simulation results of the initial design
left: representation of the compressed zone, right: shells do not close completely and material flows out

When comparing the results with the grab in Figure 1, the model can be considered as validated. Both the consolidation of the material, as well as the outflow in the lower area are shown correctly. From the simulation it becomes clear that there is no rearrangement of the particles within the grab. The chips are merely compressed. When looking at the directions of movements in Figure 11 along the grab shell, the cause of the problem becomes clear.

The hollow shape of the shell leads to a spherical compression of the bulk material. Instead of gripping the wood chips, they are compressed. If there is a need to reduce the compaction, the upper sheets of the hook shells must be pulled outward so that they no longer press from above on the bulk material. The shape of the shells should move on an imaginary circular path, so that the

chips are gripped relatively loosely. However, a clearance angle of 10° - 15° must be adhered to in order to reduce the friction on the surface. In addition, from a logistical point of view, a certain reduction of the volume by compression is desirable [25].

Figure 12 shows two optimization steps based on the existing design. It becomes clear how the shape in the upper part is widened. Meanwhile, the tip is pulled up to bring the claw shell closer to the optimal circular shape. A low compression of the wood chips is still desired.



Figure 11 – Movement profile of the grab shell

Figure 12 – Design evolution as a result of the passive state of stress analysis in the simulation

Figure 13 shows the optimized grab. The figure can be directly compared to Figure 10. The loaded particles in the passive state of tension (left) with the overall view (right) are shown again.

It turns out that the compression zones have now migrated significantly downwards, also there are less highly loaded particles at the same time. The grab shells can be closed in the simulation. Only individual particles that are trapped directly between the cups prevent complete closure. However, it can also be seen that a passive state of tension can occur. This is to be explained by a bridging between the main support of the shell in the upper region and the shell tip. Comparison shows a significant improvement of the gripping result with constant grab volume.

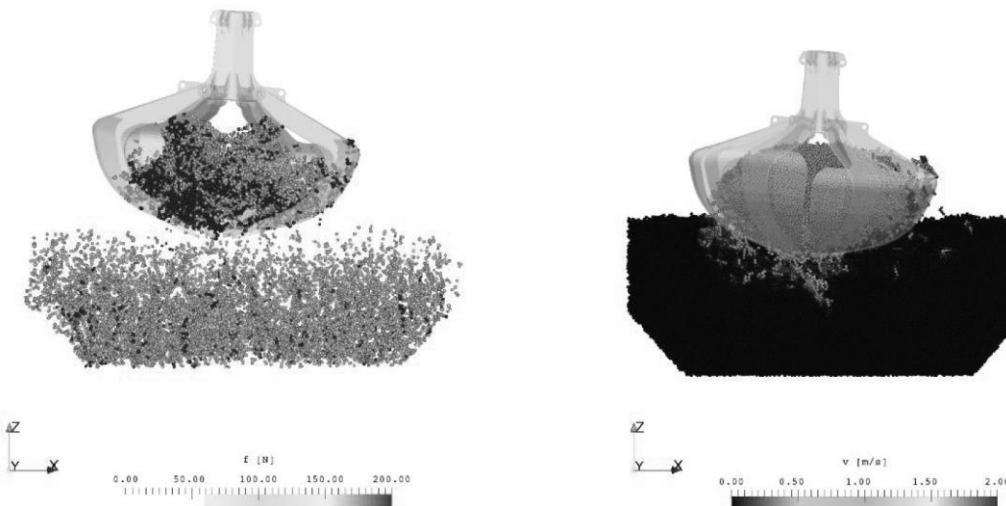


Figure 13 – Optimized grab shape with completely closed shells when the passive state of tension occurs

6. Summary. It can be shown that by using coupled MBS-DEM simulations a significant constructive improvement of the grab can be achieved for use in the unloading of wood chips. It is necessary to carefully measure and calibrate the bulk material. Compared to pure DEM simulations, it is not sufficient to only analyze the frictional properties. Since the wood chips are very soft and elastic, the modulus of elasticity of a bulk material column must also be compared with

measurements in the simulation. Only in this way a realistic material behavior can be generated, which responds to compressions of the bulk material in the grab with realistic forces. When the forces are too small, the simulation either always leads to a complete closing of the shells, or the forces are too high and the shells can never be closed. Figure 14 shows a photograph of the optimized grab in use when unloading a ship. The grab shells are completely closed.



Figure 14 – Fully closed grab with optimized shells when unloading a ship

Through the simulation results, general conclusions could be drawn for the construction of grabs for wood chips. The gripping result could be significantly improved while maintaining the same volume. Water pollution can be prevented effectively, without having to accept a reduction in throughput or an extension of the seasons.

Bibliography: 1. Stoll B. *Es wächst und wächst und wächst. Schnellwachsende Baumarten – 20 Jahre Hackschnitzel und positive ökologische Ergebnisse* / B. Stoll, F. Burger, T. Blick // *LWF Aktuell* (2015) H. 105. – S. 4-7. 2. Nejad M. *Grindability of torrefied wood chips and wood pellets* / M. Nejad, I. Van Giesen, S. Mani // *Fuel Processing Technology* (182), 2018. – S. 45-55. 3. Kunze G. *Plattform- und softwareunabhängige Simulation der Erdstoff-Maschine Interaktion* / G. Kunze, T. Grüning, A. Katterfeld // 5. *Fachtagung Baumaschinentechnik*, 2012. – S. 251-262. 4. Heß G. *Simulation of the dynamic interaction between bulk material and heavy equipment - calibration and validation* / G. Heß, C. Richter, A. Katterfeld // *ICBMH, International Conference on Bulk Materials Storage, Handling and Transportation*. – Darwin, 2016. – 10 s. 5. Rößler T. *Analysis of the discharge process of a cylindrical bin using a rotating paddle feeder* / T. Rößler, A. Katterfeld // *ICBMH, International Conference on Bulk Materials Storage, Handling and Transportation*. – Newcastle, Volume: 11 (2013). – 10 p. 6. Rößler T. *Experimentelle Analyse und DEM-Simulation der Funktionsweise eines Räumrades zum Bunkeraustrag* / T. Rößler, A. Katterfeld // *Jahrestreffen der ProcessNet-Fachgruppe "Agglomerations- und Schüttguttechnik"*. – Magdeburg, 2014. 7. Rackl M. *Feeding of Biomass: Design Experience with Wood Chips* / M. Rackl, Y. Tan, W. A. Günthner // *Bulk Solids Handling* (36), 2016. – S. 44-49. 8. Lommen S.W. *Multibody dynamics model of a scissors grab for co-simulation with discrete element method* / S.W. Lommen, Schott D., Lodewijks G. // *FME Transactions* № 40 (4), 2012. – S. 177-180. 9. Xia Y. *Discrete element modeling of deformable pinewood chips in cyclic loading test* / Y. Xia, Z. Lai, T. Westover // *Powder Technology* (345), 2018. – 30 p. 10. Günthner W.A. *DEM-Schüttgutdatenbank: Generierung einer Datenbank zur Kalibrierung von Schüttgütern für die DEM-*

Simulation von Förderanlagen / W.A. Günthner, J. Fottner, S. Kessler, H. Otto, M. Rackl. – München : Technische Universität München, 2017. – 64 s. 11. Wu M. R. Physical properties of solid biomass / M. R. Wu, D. Schott, G. Lodewijks // Biomass and Bioenergy 35 (5), 2011. – P. 2093 ... 2105. 12. Rackl M. Experimental investigation on the influence of different grades of wood chips on screw feeding performance / M. Rackl, W. A. Günthner // Biomass and Bioenergy (88), 2016. – S. 106-115. 13. EN ISO 17225-4:2014 2014. Solid biofuels - Fuel specifications and classes – Part 4: Graded wood chips (German version). – 8 p. 14. Suzuki Y. Relationship between Chip Size Distribution and Tree Species, Log Diameter and Length: On Wood Chips Processed from Logging Residue Stems with a Cutter-type Chipper / Y. Suzuki, D. Miyata, Y. Hatano, T. Yamaguchi, J. Yoshii, J. Gotou // Journal of the Japanese Forest Society, Vol. 89, Issue 2. – P. 92 ... 101. 15. Kunze G. Simulation maschineller Erdbauprozesse / G. Kunze, A. Katterfeld, T. Grüning // 15. Fachtagung Schüttgutördertechnik. – TU München, 2010. – 12 s. 16. Grüning T. Simulating the working process of construction machines / T. Grüning, A. Katterfeld, G. Kunze // Bulk Solids Europe, 2010. 17. Katterfeld. A. Gekoppelte Diskrete Elemente Simulation zur Berücksichtigung von Maschinendynamik, Bauteilverformung und Umgebungseinflüssen / A. Katterfeld, M. Dratt, H. Haut, T. Donohue // Fachtagung Schüttgutördertechnik, Tagungsband: 14, Magdeburg, 2009. 18. Dratt M. Coupling of FEM and DEM simulations to consider dynamic deformations under particle load / M. Dratt, A. Katterfeld // Granular Matter, 19(3), 49, 2017. – 11 p. 19. Kloss C. LIGGGHTS – open source discrete element simulations of granular materials based on LAMMPS / C. Kloss, C. Goniva // TMS Annual Meeting (2), 2011. – P. 781-788. 20. Katterfeld A. Coupled Discrete Element and Multi-Body Systems Simulation for Determination of the Performance of Primary Crushers / A. Katterfeld, H. Otto, C. Richter, E. Rossiter, P. Szczelina // CFDEM®project user meeting (2016). 21. Richter C. Dem Bechernicken auf der Spur / C. Richter, A. Katterfeld, T. Rößler // Logistics Journal : Proceedings, Vol. 2017, Iss. 10, 2017. – 8 s. 22. Dronka S. Die Simulation gekoppelter Mehrkörpersysteme und Hydraulik-Modelle mit Erweiterung für Echtzeitsimulation: Dis... Dr. – Ing. / S. Dronka ; Dresden Techn. Univ. – Shaker Verlag Aachen, 2004. – 253 s. 23. Rößler T. Scaling of the angle of repose test and its influence on the calibration of DEM parameters using upscaled particles / T. Rößler, A. Katterfeld // Powder Technology, Vol. 330, 2018. – P. 58-66. 24. Wensrich C. Rolling friction as a technique for modelling particle shape in DEM / C. Wensrich, A. Katterfeld // Powder Technology (217), 2011. – 9 p. 25. Ilic, D. u. a. Investigation into the relationship between compaction efficiency and supporting logistics networks for lignocellulosic biomass / D. Ilic, u. a. // Conference Proceedings of CHoPS 2018: 9th International Conference for Conveying and Handling of Particulate Solids. – London 2018.

H. Otto, A. Zimmermann, M. Kleiber, A. Katterfeld

OPTIMIZATION OF AN ORANGE PEEL GRAB FOR WOOD CHIPS

The switch from conventional power plants to renewable energy sources through the use of alternative fuels presents crane operators with new challenges. For the increasing mass turnover of wood chips, new grabs have to be developed, which ensures an economical and spillage-free unloading of ships.

This article presents an optimization strategy of an orange peel grab for wood chips. The shape of the grab shells is modified with simulations in such a way that the closing forces on the grab shells are reduced in order to grasp the long-fibre wood chips safely. With conventional grabs, this leads to a cyclic consolidation of the wood chips and their jamming within the grab. Arch-shaped consolidations in the upper part of the grab create loose areas in the lower part. Due to the consolidation, it may happen that the shells of the grab would not close completely. The material which is falling out represents a major source for water-pollution.

The consolidation / arching can be simulated with the DEM, while at the same time the machine is considered by a multi-body model. Hence, it is possible to evaluate direct interactions and to derive geometry changes. In order to carry out the investigations, a grab optimized for wood chips was developed, which can unload large quantities of wood chips without any losses.

Отто Х., Циммерманн А., Кляйбер М., Каттерфельд А.

ОПТИМИЗАЦИЯ ГРЕЙФЕРА ДЛЯ ПЕРЕГРУЗКИ ЩЕПЫ

Переход от традиционных электростанций к возобновляемым источникам энергии через использование альтернативных видов топлива бросает краностроителям новые вызовы. Для увеличения массового оборота щепы должны разрабатываться новые грейферы, которые бы обеспечивали экономичную и безопасную разгрузку судов.

В этой статье представлена методика оптимизации грейфера для перегрузки щепы. Форма грейферных челюстей изменяется с помощью симуляции таким образом, что силы закрытия на челюстях грейфера снижаются для безопасного захвата щепы, без повреждения последней. При работе обычных грейферов захват приводит к циклическому уплотнению древесной щепы и ее заклиниванию в грейфере. Дугообразные уплотнения в верхней части грейфера создают рыхлые участки в нижней части. Уплотнение может приводить к неполному закрытию грейфера. При этом выпадающий груз представляет опасность, так как загрязняет воду в водоемах.

Уплотнение либо изгиб могут быть смоделированы с помощью ЦМР, в то же время механизм рассматривается как многокомпонентная модель. Следовательно, возможно оценивать прямое взаимодействие и выводить изменения геометрии. В ходе исследований был разработан оптимизированный грейфер для щепы, который может производить перегрузку большого количества щепы без потерь.

Отто Х., Циммерманн А., Кляйбер М., Каттерфельд А.

ОПТИМІЗАЦІЯ ГРЕЙФЕРА ДЛЯ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ ТРІСКИ

Перехід від традиційних електростанцій до поновлюваних джерел енергії через використання альтернативних видів палива кидає кранобудівникам нові виклики. Для збільшення масового обігу тріски мають бути розроблені нові грейфери, які б забезпечували економічне та безпечне розвантаження суден.

В цій статті надана методика оптимізації грейфера для перевантаження тріски. Форма грейферних щелеп змінюється за допомогою симуляції таким чином, що сили закриття на щелепах грейфера знижуються для безпечного захоплення тріски без пошкодження останньої. при роботі звичайних грейферів захоплення призводить до циклічного ущільнення тріски та її заклинювання в грейфері. дугоподібні ущільнення в верхній частині грейфера створюють рихлі ділянки в нижній частині. Ущільнення може призводити до неповного закриття грейфера. При цьому вантаж, що випадає, становить небезпеку, оскільки забруднює воду у водоймищах.

Ущільнення чи згин можуть бути змодельовані за допомогою ЦМР, в той же час механізм розглядається як багатокомпонентна модель. Отже, можливо оцінювати пряму взаємодію та виводити зміни геометрії. В ході досліджень було розроблено оптимізований грейфер для тріски, що може здійснювати перевантаження великої кількості тріски без втрат.

SET OF HARMONIZED EUROPEAN STANDARDS FOR PROOF OF COMPETENCE OF CRANES – UPDATE 2019

General. The European standards for proof of competence of cranes EN 13001-1 ff., developed by CEN TC 147, is a set of C-type standards acc. to EN ISO 12100, which serves the assumption of conformity with the EC machinery directive. It gives regulations independent on the special type of crane. For special cranes types additional specific C-type standards are developed.



Figure 1 – Bridge crane at THGA

The set of standards consists of part EN 13001-1 "General principles and requirements", part EN 13001-2 "Load actions" and several (drafted) parts 3 which give limit states for different mechanical components. Part EN 13001-3-1 "Limit states and proof of competence of steel structure". Part EN 13001-3-2 "Limit states and proof of competence of wire ropes in reeving systems". Part EN 13001-3-3 "Limit states and proof of competence of wheel/rail contacts". Part EN 13001-3-4 "Limit states and proof of competence of machinery – Bearings". Part EN 13001-3-5 "Limit states and proof of competence of forged hooks". Part EN 13001-3-6 "Limit states and proof of competence of machinery – Hydraulic cylinders". Part EN

13001-3-7 "Limit states and proof of competence of machinery – Gearings". Part EN 13001-3-8 "Limit states and proof of competence of machinery – Shafts". Following text gives explanations on EN 13001-1, EN 13001-2, EN 13001-3-1 and EN 13001-3-3.

1. General Principles and Requirements. EN 13001-1 "General principles and requirements" covers the concept for proof of competence and classification parameters.

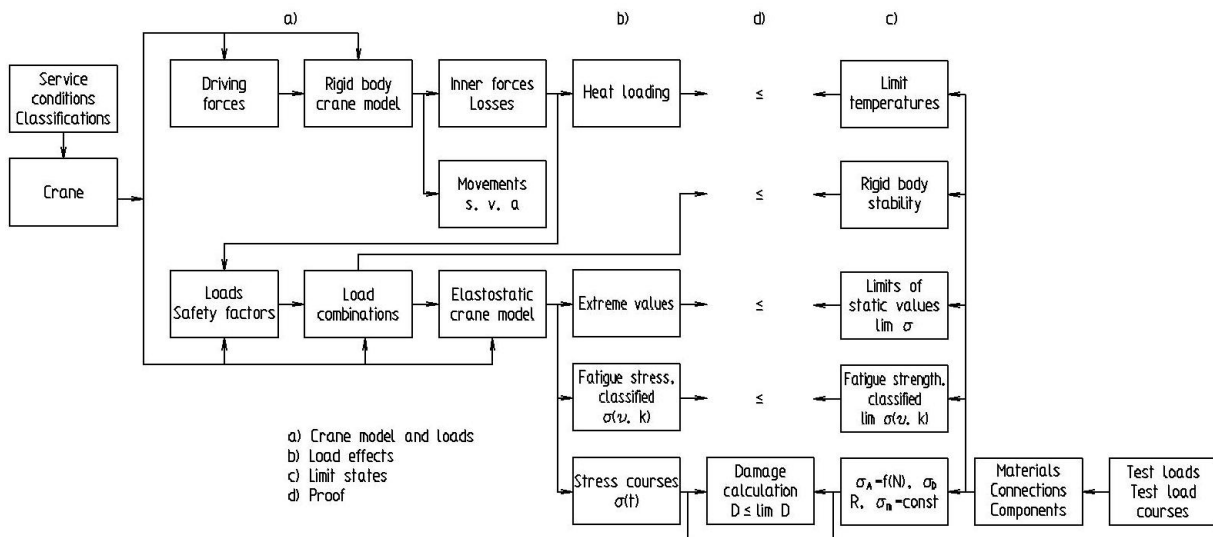


Figure 2 – Proofs to be executed

The standard covers the reduction or elimination of certain hazards: Mechanical strength (yield strength, fracture strength, fatigue strength), rigid body instability, elastic stability (buckling, bulging), deformation and heating.

For the proof the limit state method and the permissible stress method may be applied. The limit state method applies partial safety factors onto the different loads, which gives the opportunity of different evaluation of different loads. This may be of special importance in cases of non-linear effects or of poor quality of load evaluation. The permissible stress method applies a global safety factor onto the sum of resulting stresses. This "classical" method leads to the same results as the limit state method in case of linear systems, as long as the total safety factors are the same.

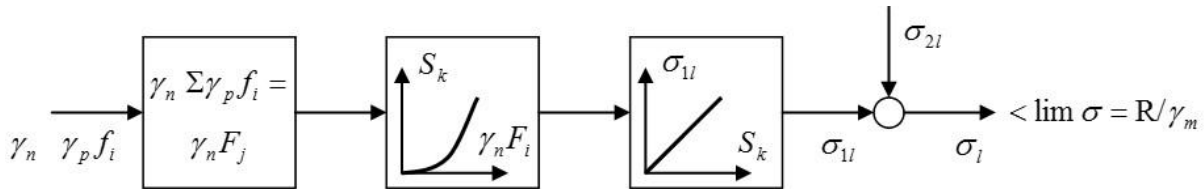


Figure 3 – Concept of limit state method

For classification of cranes a set of classification parameters is introduced. The parameters indicate the intensity of usage of the crane with regard to different aspects. The classification of the total number of load cycles, the medium driving distances, the relative frequency of loads and the mean number of accelerations per movement. Furthermore, the stress course parameter classifies the intensity of fatigue loading of a certain crane detail.

2. Load Actions. EN 13001-2 "Load actions" covers the various loads on cranes.

Loads are grouped in regular loads, non-regular loads and exceptional loads.

Regular loads occur regularly during usual operation: Acceleration of masses of crane due to gravitation and lifting, gravitation and inertia acting onto vertically onto the load, loads out of driving across uneven tracks, acceleration of crane drives and loads out of forced deformations.

Non-regular loads occur seldom during usual operation: Loads out of wind in service, snow and ice loads, loads out of heat and loads out of skewing.

Exceptional loads occur seldom during usual operation: Loads out of raising a load from ground under exceptional conditions, loads out of wind out of service, test loads, loads out of buffer impact, loads out of tilting forces, loads out of emergency stop, loads out of dynamic switch-off due to load limit switch, loads out of dynamic switch-off due to torque limit switch, loads out of unintended loss of the load, loads out of drive or component failure, loads out of external excitation of crane structure and loads out of assembly and disassembly.

The calculation bases on a rigid body model. Dynamic effects are considered by dynamic factors for own masses, for the load raised from the ground, for partial loads dropped off, for driving over uneven tracks, for acceleration of drives, for test loads, for buffer collision and for unintended loss of load.

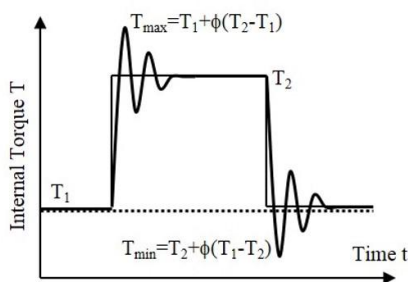


Figure 4 – General definition of dynamic factors

Rules for the calculation of loads out of wind in service, out of wind out of service, skewing, action of load limit switch, action of torque limit switch, weight of ascents are given.

The loads are combined in so called load combinations. Load combinations A combine regular loads. Load combinations B combine regular loads and non-regular loads. Load combinations C combine regular loads, non-regular loads and exceptional loads. For load combinations A the yield strength and the fatigue strength have to be proofed. For load combinations A and B the yield strength has to be proofed.

The safety level is adjusted by safety factors. Using the limit states concept all loads are evaluated by certain partial safety factors. The partial safety factor for the cranes masses and for forced deformations depend on unfavourable or favourable character. The safety level given by the partial safety factor can be increased by a risk coefficient in case of high risk applications. The limit states are reduced by a general resistance factor and a special resistance factor for the design detail considered. For the proof of fatigue strength the partial safety factors are set to $\gamma_p=1,0$.

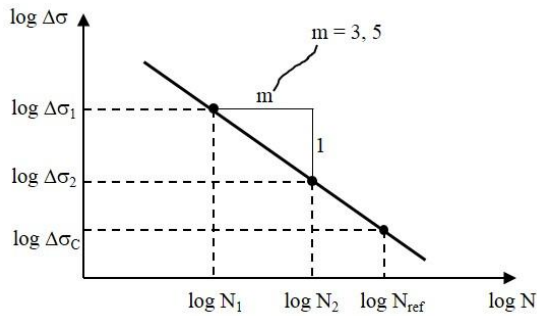


Figure 7 – Definition of limits states for dynamic stresses

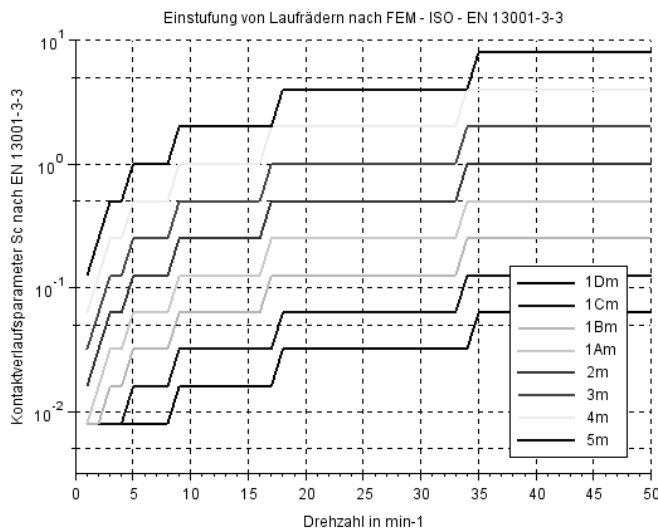


Figure 8 – Conversion of Classification from FEM/ISO to EN 13001-3-3

are described for cross sections A-A and B-B in hook body and critical cross section in hook shaft.

Resulting stresses have to be proofed with regard to static strength and fatigue strength. Negative, inverse slope of the Wöhler curve is set to $m=5$.

Bibliography: 1. Stölzner M. Schwingungsmodell zur Abbildung der dynamischen Beanspruchung von Gittermast-Fahrzeugkranen und Lkw-Ladekranen / M. Stölzner, M. Kleeberger, W. Günthner, Fottner J. // *Logistics Journal*, 2018. – 9 s. 2. Wehner D. Kranberechnung nach neuer Europeanorm / D Wehner // *Kran & Bühne*, 2/3, 2017. – S. 50. 3. Steinbach G. Drahtseile in Seiltrieben nach DIN EN 13001-3-2:2014-12 / G. Steinbach, M. Anders, D. Ryk // *Exklusivbeitrag für „Hebezeuge Fördermittel“*, 2016. – 23 p. 4. Wehner D. Neue Europeanorm für Krane - EN 13001 / D Wehner // *Bauportal*, № 5, 2015. – S. 66-68. 5. Wehner D. DIN EN 13001 – Neue Europeanorm für Krane / D Wehner // *f+h*, № 1-2, 2015. – S. 70-71. 6. Samec B. Design of hoisting mechanism of overhead cranes based on DIN 15018 and EN 13001 / B. Samec, T. Lerher, I. Potrc // *Material handling, Construction and Logistics*. –Vienna, 2015. 7. Jarmai K. Minimum cost design of a double box beam structure for an overhead travelling crane / K. Jarmai, J. Farkas // *Int. Conf. on Eng. Sc., Tatranská Štrba*, 2015. 8. Kleeberger M. Untersuchung der dynamischen beanspruchungen bei Gittermast-Fahrzeugkranen und Vergleich mit der quasistatischen Auslegung nach Norm / M. Kleeberger, S. Schneidler, W.A. Günthner // *Tagungsband 22 Kranfachtagung, Magdeburg*, 2014. 9. Wehner D. DIN En 13001 – Neue Europeanorm für Krane / D Wehner // *Bauportal* № 3, 2013. – S. 44. 10. Schneidler, S. Dynamische Krantragwerksberechnungen, 20 / S. Schneidler, M. Kleeberger // *Tagungsband 3 Kranfachtagung*, 2012. – 24 s. 11. Wehner D. Neue Europeanorm für Krane / D Wehner // *Bauportal*, № 2, 2011. – S. 31. 12. Warkenthin W. Betrachtungen zur Windlastannahme nach DIN EN 13001-2 / W. Warkenthin // *Hebezeuge Fördermittel*, № 47, 2007. – 10 p. 13. Wehner D. Erfahrungsaustausch zur Anwendung der DIN EN 13001. Berechnungsnorm für Krane / D. Wehner // *Hebezeuge Fördermittel*, № 3, 2007. – S. 124-125. 14. Markusik S. Strength conditions for wheel/rail system ac-

The statical proof has to be executed for the weaker part, wheel or rail. The dynamical proof has to be executed for both parts, wheel and rail.

In dynamical proof the intensity of fatigue loading is classified by contact course parameter SC. Contact course parameter SC gives a description of all factors of influence on fatigue loading. This is different to classifications according to FEM/ISO. To evaluate fatigue impact those classifications have to be added by information on travelling speed v and wheel diameter d .

5. Limit States and Proof of Competence of Forged Hooks. EN 13001-3-5

"Limit states and proof of competence of forged hooks" covers the rules for proof of competence and limit states for forged hooks. Casted hooks and lamella hooks are not covered by this standard.

Materials used for hooks must meet requirements with regard to ductility, stability and hardness properties. According to strength materials may be classified into groups P, S, T, U, V and W.

Several geometric properties are defined dependant on each other. Geometry has to guarantee critical cross-sectional areas A-A and B-B.

Vertical and horizontal forces onto the hook, internal force and stresses

cording with European standard EN 13001-3-3 / S. Markusik // Transport Problems, Vol. 2. 1, 2007. – P. 5-12. 15. Gentsch J. Berechnung der Tragwerke von Brückenkränen auf der Basis der neuen europäischen Krannormen / J. Gentsch // 14. Kranfachtagung, 3, 2006. – 26 P. 16. Sedlaczek G. Normativer Hintergrund für den Entwurf und die Berechnung von Kranstrukturen / G. Sedlaczek, Ch. Müller, S. Hoehler, D. Schäfer // Stahlbau, Vol. 75, 11. – P. 939-949. 17. Kempkes O. Europäische Krannorm DIN EN 13001. Wege zur Konstruktion sicherer und wirtschaftlicher Krane / O. Kempkes; J. Scholten; G. Wagner // Hebezeuge Fördermittel № 7–8, 2005. – S. 356–358. 18. Golder M. Die praktische Anwendung der EN 13001 am Beispiel von Brückenkrananlagen / M. Golder/ Beitrag der 12. – Ruhr-Universität Bochum, 2004. – S. 3-34. 19. Wagner G. Neue Möglichkeiten im Festigkeitsnachweis – die zukünftige Krannorm EN 13001 / G. Wagner, J. Scholte, H. Haensel // Tagungsband 11 Kranfachtagung. – Dresden, 2003. – 22 p. 20. Obretinow R. Die Europäische Kran norm (EN 13001) – Verbindung zu den Eurocodes und grundlegende Änderungen gegenüber DIN 15018 / R. Obretinow, G. Wagner // Stahlbau № 4, 2000. – S. 2018-227. 21. Vöth S. Restlebensdauerabschätzung für Krananlagen / S. Vöth // fördern und heben № 1-2, 1996. – S. 65-68. 22. Obretinow R. Belastungsannahmen nach der zukünftigen CEN-Krannorm I / R. Obretinow // Hebezeuge Fördermittel № 10, 1996. – S. 431-434. 23. Obretinow R. Belastungsannahmen nach der zukünftigen CEN-Krannorm II / R. Obretinow // Hebezeuge Fördermittel № 11, 1996. – S. 530-532. 24. Warkenthin W. Klassifizierung eines Krans nach Betriebsbedingungen zu den Beanspruchungsgruppen des Tragwerkes / W. Warkenthin / Fachtagung Fördertechnik. – Dresden, 1995. – 16 p.

Фьот Ш.

КОМПЛЕКТ ГАРМОНІЗОВАНИХ ЄВРОПЕЙСЬКИХ СТАНДАРТІВ, ЩО РЕГЛАМЕНТУЮТЬ ВИМОГИ ДО КРАНІВ – ОНОВЛЕННЯ 2019

У статті досліджено проблему гармонізації нормативних документів, спрямованих на забезпечення безпечної експлуатації підйомно-транспортних машин (кранів). На прикладі гармонізації розглянутих стандартів EN 13001-1, EN 13001-2, EN 13001-3-1 і EN 13001-3-3, які містять нові концепції, показано відповідність вимогам безпеки за Директивою ЄС «Машини, механізми та машинне обладнання». Розглянуті ключові концепції: «Класифікація», «Метод граничного стану», «Клас розподілення за масою» та «Коефіцієнт запасу міцності», що використовуються для перевірки придатності конструктивних елементів, колісних і рейкових контактів крана, а також впливають на їх розрахунок.

Фёт Ш.

КОМПЛЕКТ ГАРМОНИЗИРОВАННЫХ ЕВРОПЕЙСКИХ СТАНДАРТОВ, РЕГЛАМЕНТИРУЮЩИХ ТРЕБОВАНИЯ К КРАНАМ – ОБНОВЛЕНИЕ 2019

В статье исследована проблема гармонизации нормативных документов, направленных на обеспечение безопасной эксплуатации подъемно-транспортных машин (кранов). На примере гармонизации рассмотренных стандартов EN 13001-1, EN 13001-2, EN 13001-3-1 и EN 13001-3-3, которые содержат новые концепции, показано соответствие требованиям безопасности по Директиве ЕС «Машины, механизмы и машинное оборудование». Рассмотрены ключевые концепции: «Классификация», «Метод предельного состояния», «Класс распределения по массе» и «Кoeffициент запаса прочности», которые используются для проверки пригодности конструктивных элементов, колесных и рельсовых контактов крана, а также влияют на их расчет.

S. Vöth

SET OF HARMONIZED EUROPEAN STANDARDS FOR PROOF OF COMPETENCE OF CRANES – UPDATE 2019

With EN 13001-1 ff. a harmonized set of standards for safety of cranes was and is established. Due to harmonization the use of the standards leads to the assumption of conformity with the safety requirements of the machinery directive. A major argument for the application of the standards. The standards comprise new concepts of proof of competence in comparison to previous standards. Keywords of these new concepts are "Classification", "Limit state method", "Mass Distribution Class" and "Partial safety factors". The article gives an overview to EN 13001-1, EN 13001-2, EN 13001-3-1 and EN 13001-3-3. This is the set of standards for the proof of the structural parts and wheel/rail contacts of a crane. The main aspects of the standards are shown and discussed with regard to their impact on calculation.

АНАЛІЗ ЛОГІСТИКИ ВИРОБНИЦТВА ПЕЛЕТ В УКРАЇНІ

Вступ. В умовах намагання України стати енергонезалежною все більше актуальним стає питання використання поновлюваних джерел енергії: енергія Сонця; енергія вітру; гідроенергетика; геотермальна енергія; біогаз; біопаливо. В останні роки себе добре зарекомендував такий вид палива як паливні гранули (пелети). Переваги цього виду палива в порівнянні з традиційними – висока теплота згоряння, екологічність і відносно низька собівартість (таблиця 1). Теплотворність пелет становить 4,3-4,5кВт/год, що в 1,5 рази перевищує теплотворну здатність деревини і може порівнюватись з вугіллям, а при згоранні 2 т паливних пелет виділяється стільки ж теплової енергії як і при згоранні 3,2 т деревини, 957 м³ газу, 1000 л дизельного палива, 1370 л мазуту [1]. Крім того, пелети мають високу екологічність і викидають в атмосферу мінімальну кількість вуглекислого газу [2].

Таблиця 1 – Порівняння видів палива

Вид палива	Теплота згоряння, МДж/кг	сіра, %	зола, %	Вуглекислий газ, кг/ГДж	Ціна, дол./т
Кам'яне вугілля	15-25	1-3	10-35	60	85-260
Дизельне паливо	42,5	0,2	1	78	1050
Мазут	42	1,2	1,5	78	400
Тріска деревини	10	0	2	0	90
Пелети з соломи	14,5	0,2	4	0	70
Пелети з соняшника	15	0,23	4	0	110
Пелети з тріски	17,5	0,1	1	0	120
Природний газ	*	0	0	57	295

* теплота згоряння природного газу становить 35-38 МДж/м³

Логістика розташування виробництва пелет. Статистика виробництва та споживання пелет в Україні в 2007-2016 роки [3] (див. рис. 1) свідчить не тільки про велику зацікавленість до цієї теми, особливо в останні роки. Чималий попит на пелети українського виробництва за кордоном, значна кількість споживачів, які переходять з традиційних видів палива саме на пелети, робить даний вид виробництва цікавим видом бізнесу.

Привабливість цього бізнесу для потенційних інвесторів пояснюється ще й тим, що для виробництва пелет існує велике різноманіття сировини: тріска, лушпиння соняшника, солома, торф, виноградна лоза, стебла соняшнику, стебла кукурудзи та багато чого іншого. На рис. 2 наведено статистику щодо того, з якої сировини в Україні пелети виготовлялися в 2015 р. найчастіше [3].

Проте варто відзначити – різна сировина має характеристики, які впливають на властивості та цінність кінцевого продукту. В таблиці 2 наведені дані про вологість і теплотворну здатність різної сировини, що використовується для виробництва пелет [2].

Проаналізувавши дані, наведені в таблиці 2, стає зрозумілим: найкращою сировиною для виробки пелет є солома, що зберігається в тюках, тобто висушена під час зберігання. Проте з рис. 2 ми бачимо, що використання соломи в якості сировини набагато менше за популярністю, ніж лушпиння соняшнику та тріски. На це є декілька причин. По-перше, солома – це сезонна сировина, а, по-друге, солома користується великим попитом у фермерів для великої рогатої худоби. Популярність же тріски пояснюється тим, що вона є майже нікому не потрібним продуктом виробництва, а лушпиння соняшнику – великою місткістю ефірних масел і великою кількістю фермерських господарств, що вирощують соняшник.

© В.О. Коваленко, 2019

До обговорення

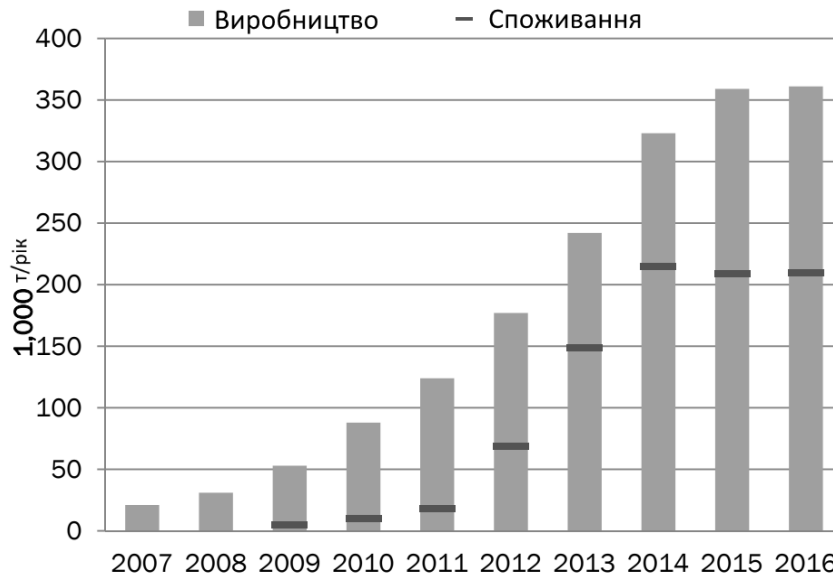


Рисунок 1 – Статистика виробництва та споживання пелет в Україні в 2007-2016 роках

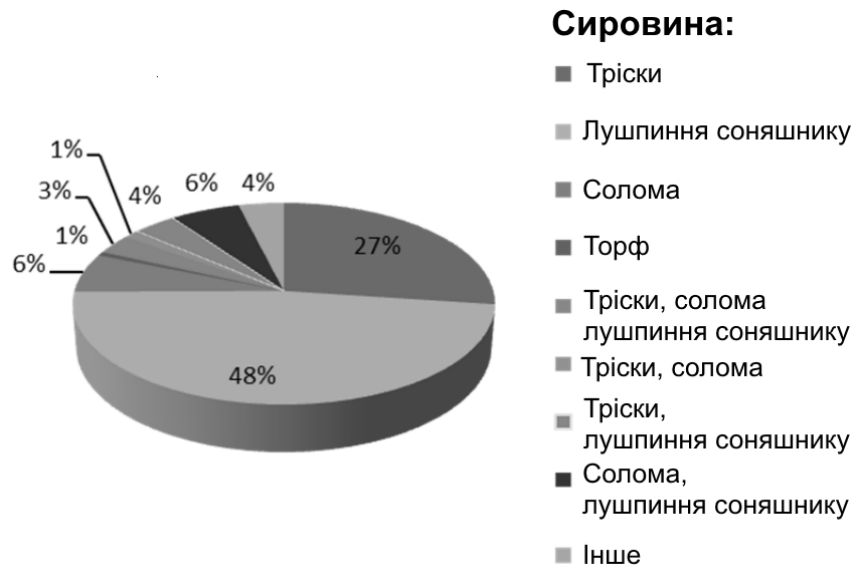


Рисунок 2 – Розподілення сировини, з якої найчастіше виробляли пелети в 2015 р.

Таблиця 2 – Вологість та теплотворна здатність сировини для виробництва пелет

Сировина	Вологість, %	Теплотворна здатність, МДж/кг
Гілки плодкових дерев	20	10,5
Виноградна лоза	20	14,2
Тріски дерев, тирса	40-45	10,5-12,0
Солома	20	10,5-12,5
Солома в тюках	14-17	14,2
Стебла соняшнику	20	12,5
Стебла кукурудзи	20	12,5

Оскільки база сировини є одним із ключових чинників розвитку пелетних виробництв, – варто прослідити розташування виробництв пелет в Україні [3] (див. рис. 3). Найбільші обсяги виробництва – в Житомирській області (більше 80 тисяч тонн на рік),

До обговорення

друге місце за обсягом посідають Закарпатська, Волинська та Київська (30-80 тисяч тонн на рік) та третє – Рівненська, Чернігівська, Сумська, Харківська та Дніпропетровська (15-30 тисяч тонн на рік).

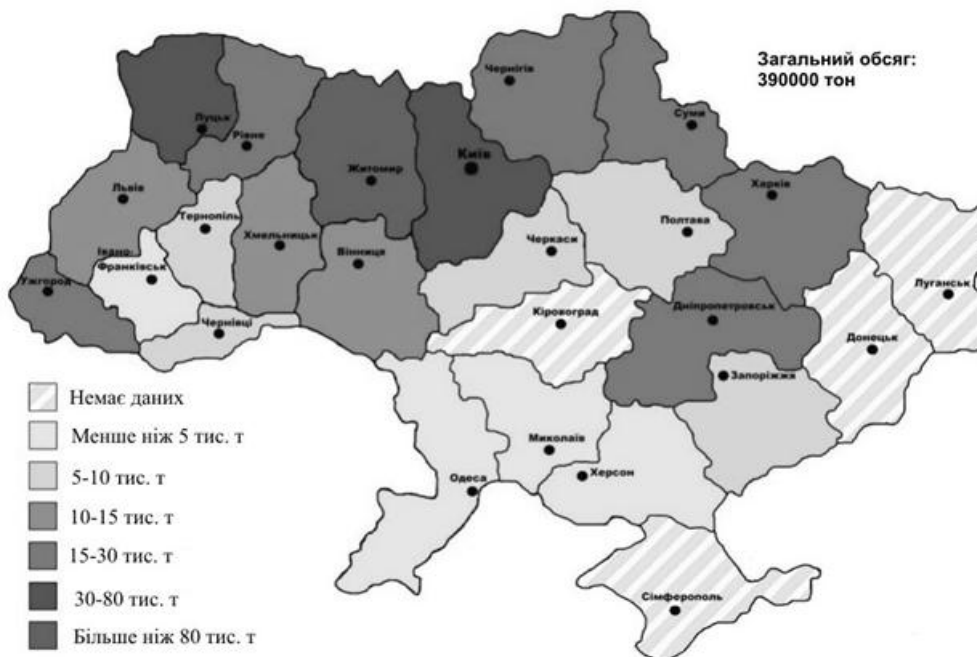


Рисунок 3 – Розташування обсягів виробництва пелет в Україні в 2015 р.

Аналізуючи карту виробництва пелет по областях України (рис. 3) та карту лісів України (рис. 4), що наведена в [3], між ними можна побачити пряму залежність. Найвищі показники виробництва пелет сконцентровані на Поліссі. Саме Полісся є найбільш лісистим регіоном країни. Пряма залежність спостерігається і на півдні України. У степовій зоні досить мало лісів, а тому і розміщення ліній пелетутування там є економічно не доцільним.



Рисунок 4 – Лісистість території України по адміністративним районам

До обговорення

Звісно, що привабливість будь-якого бізнесу для потенційного інвестора в першу чергу залежить від розмірів прибутку, отриманого після вкладення грошей. Тому варто ще розглянути вартість кінцевого продукту. На рис. 5 наведені дані з вартості в 2016 р. в Україні однієї тонни пелет, отриманих з різної сировини [3]. Так 1 тонна пелет з тріски коштує майже 120 євро, 1 тонна пелет з соломи – 100 євро, а 1 тонна пелет з лушпиння соняшнику – 70 євро. Тобто в реаліях українського ринку найвигіднішим є виготовляти пелети з лушпиння соняшнику, оскільки саме вирощування останнього є дуже поширеним в останні роки.

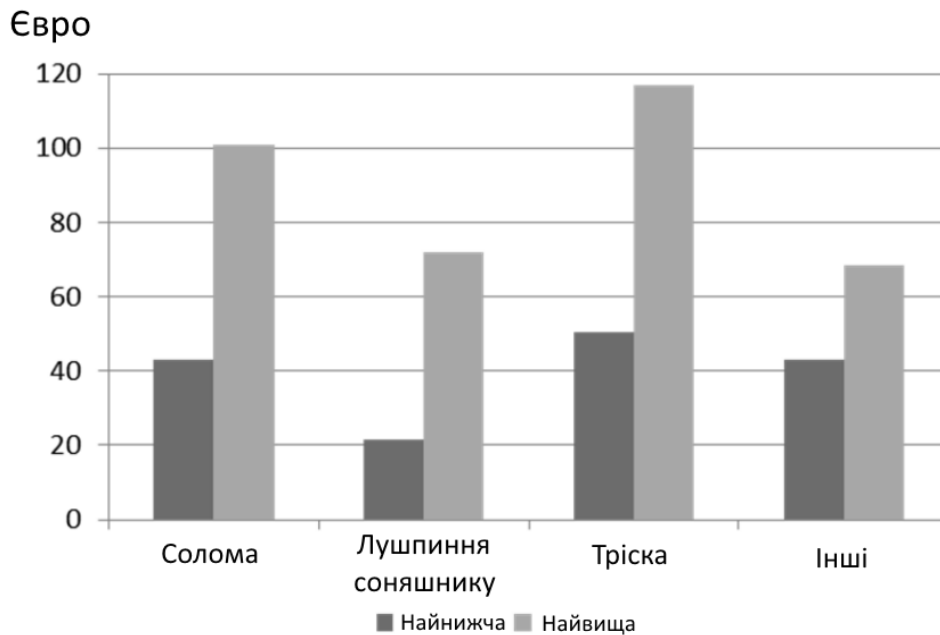


Рисунок 5 – Вартість в Україні в 2016 р. однієї тонни пелет, вироблених з різної сировини

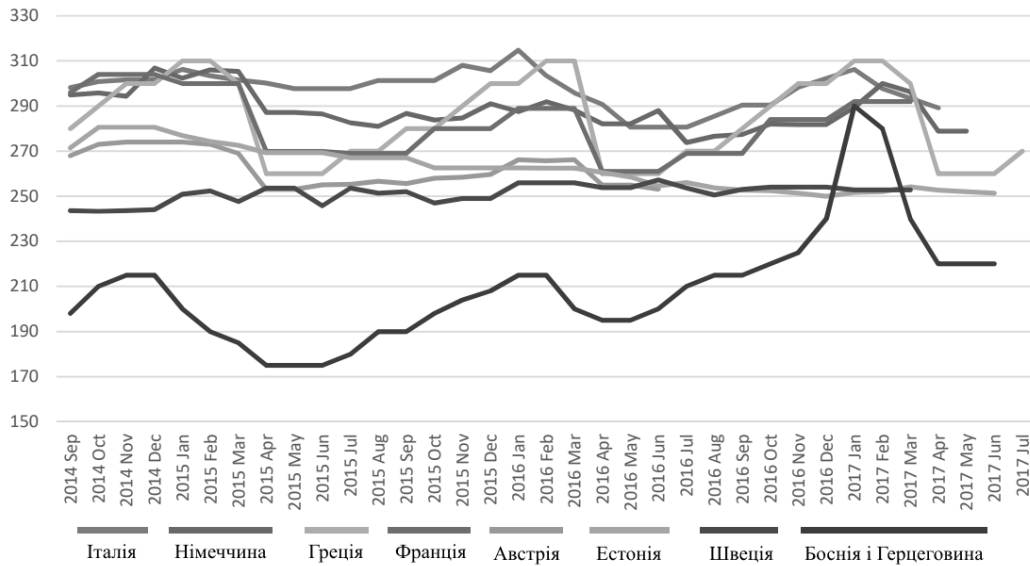
На рис. 6 наведена вартість деревних пелет в країнах Європи [4]. Як видно з графіків, вартість однієї тонни пелет тримається на рівні 250 євро для найдорожчих країн Європи та 150 євро – для найдешевших країн Європи. В Україні ж вартість однієї тонни деревних пелет становить нижче 100 євро.

Це дає підставу стверджувати, що при організації виробництва пелет в Україні та дотриманні належної якості готової продукції, варто орієнтувати виробництво пелет на експорт.

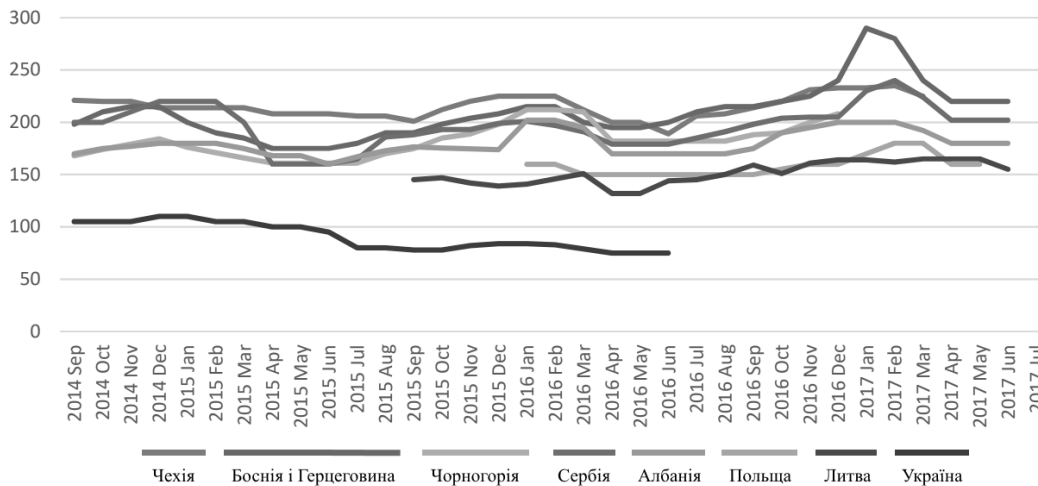
Якщо ж порівняти характеристики пелет, виготовлених з різної сировини (таблиця 1), стає очевидним, що найвигіднішим є виробництво пелет з тріски.

Отже, розглянувши логістику розташування виробництва пелет, можна зробити такі висновки: найвигіднішим є вироблення пелети з лушпиння соняшника, якщо виробництво розташовано в місцях, де масово вирощується ця культура. Інакше слід розглянути виробництво пелет з тріски, щоб не залежати від коливань врожаю та кон'юнктури ринку. В цьому випадку варто розташовувати виробництво пелет на заході країни, оскільки там зосереджені місця утворення великої кількості відходів тріски. Крім того, значно зменшується логістичні витрати при транспортуванні готової продукції до країн Європи.

До обговорення



а



б

Рисунок 6 – Вартість пелет в країнах Європи:
а – найдорожчі країни Європи; *б* – найдешевші країни Європи

Логістика виробництва пелет. Умовно виробництво пелет можна розподілити на чотири основних етапи: подрібнення сировини, сушка, гранулювання та запакування. Вони є невід’ємними. Ці частини лінії в більшості випадків схожі на всіх підприємствах, адже це фінальні стадії обробки сировини. Лінії відрізняються першими етапами, на яких сировину доводять до дрібної фракції. Тут вже все залежить від сировини, а саме, таких її параметрів, як габарити та вологість сировини. В залежності від цих параметрів лінії можуть бути з додатковими сушильними комплексами, якщо рівень вологи сировини високий, або з декількома дробильними комплексами, – ця опція дозволяє підприємству збільшити обсяг виробництва за рахунок використання різноманітної сировини від тріски до величезних колод деревини, або навпаки є можливим адаптування виробництва під один вид вхідної сировини, що дозволяє заощадити на виробничій площі або персоналі.

На ринку пелет існує досить багато готових ліній з виробництва даного виду палива. На рис. 7 показана типова схема лінії пелетування [5]: 1 – приймальний пристрій; 2 – живильник; 3 – транспортер; 4 – паливний бункер; 5 – камера спалювання; 6 – теплогенератор 7 – сушарка; 8 – циклон; 9 – дробарка; 10 – циклон подрібненої маси; 11 – циклон додатковий; 12 – циклон охолоджувача; 13 – бункер-накопичувач генератора; 14 – прес-гранулятор; 15 – охолоджувач пелет.

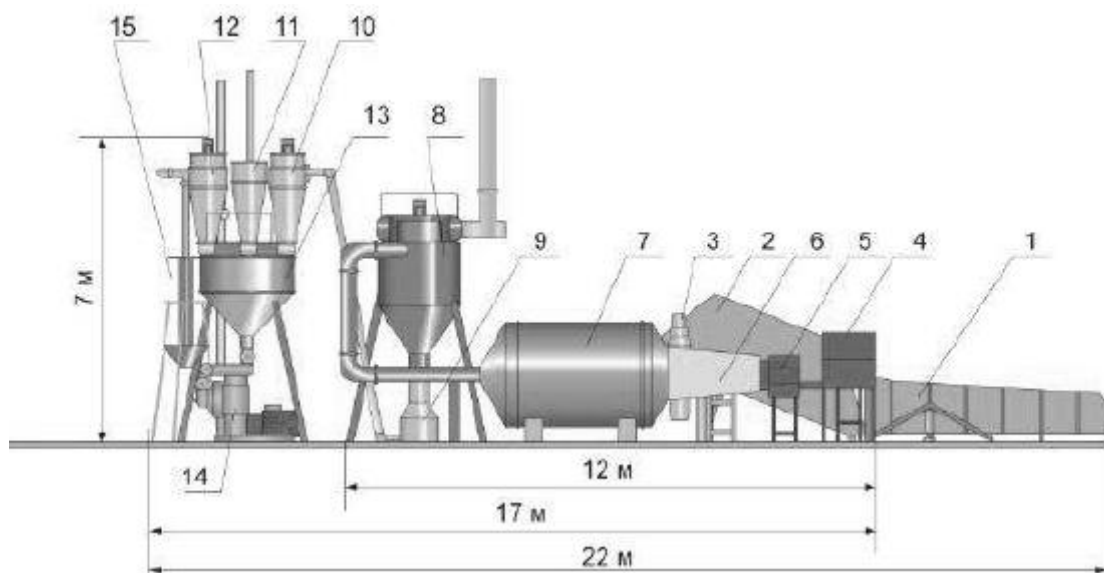


Рисунок 7 – Схема типової технологічної лінії виробництва біопаливних гранул (пелет)

Аналіз технічних рішень виконання елементів ланцюгів виробництва пелет [2, 5, 6, 7] показує, що для підвищення продуктивності виробництва варто коригувати деякі параметри. Так наприклад, всі лінії мають одну суттєву ознаку, що збільшує час циклу сировина-продукт, а саме – некомпактність. На всіх них досить значна відстань між основними вузлами і скоротивши її за рахунок інтеграції нових технічних рішень (засобів) ми зможемо зберегти технологічність і збільшити продуктивність.

Слід зауважити, що для підвищення продуктивності варто надавати перевагу шнекам або конвеєрам закритого типу на відміну від відкритих конвеєрів. У цьому випадку є можливість мінімізувати втрату сировини на місцях технологічних переходів, а також забезпечити екологічність виробництва.

Але, крім параметрів, що впливають на продуктивність, є ще параметри, що з першого погляду не призводять до підвищення обсягів виробництва, проте впливають на безпеку праці, а отже, умови роботи обслуговуючого персоналу, що в підсумку безпосередньо впливає на кількість виробленої продукції. Тому варто приділити увагу безпеці праці, а саме, рівню запиленості, – як одному з найбільш негативних факторів на виробництвах подібного типу. Запиленість утворюється через транспортування сировини від одного вузла переробки до іншого. Для зменшення рівня запиленості варто встановлювати транспортувальні засоби закритого типу, про що вже йшла мова вище.

Порівняння самих ліній виробництва не є доцільним, оскільки такі лінії складаються з окремого обладнання, що, в свою чергу, можна компонувати між собою. Отже, слід робити аналіз складових компонентів лінії, що пропонуються різними виробниками. Перш за все варто порівняти гранулятори, адже саме в цьому агрегаті сировина перетворюється на кінцевий продукт. Ми будемо порівнювати два найпоширеніші гранулятори на українському ринку, це гранулятори ОГМ-1,5 (рис. 8) та Grand-300 (рис. 9).

Основним параметром гранулятора є продуктивність. Вона в значній мірі залежить від вхідних параметрів сировини, що гранулюється, тому процес порівняння обладнання є досить складним. При порівнянні продуктивності грануляторів варто зважати на сировину, на якій вони працювали, – вона не тільки має бути однаковою (тріска, лушпиння соняшнику та ін), але й мати однакові характеристики. Таких характеристик досить багато, і їх потрібно враховувати при організації виробництва. Отже, при порівнянні обладнання, варто зробити припущення, що вони працюють на сировині, що має однакові параметри, тобто: порода деревини та розміри тріски.

Наступне, на що варто звернути увагу, це – вологість (див. таблицю 2). Тут слід бути досить обережним, адже навіть при однаковому рівні вологості може бути різний ефект. Це

До обговорення

пов'язано з тим, як саме ми досягли такого рівня вологості, оскільки є два поняття: внутрішньоклітинна та поверхнева вологість, тобто, якщо сировина буде додатково зволожена після висушування, то продуктивність гранулятора буде менше ніж при роботі з сировиною, що отримала таку ж саме вологість в результаті висушування та без додаткового зволоження.



Рисунок 8 – Гранулятор ОГМ-1,5



Рисунок 9 – Гранулятор Grand-300

У таблиці 3 наведені основні технічні характеристики грануляторів ОГМ-1,5 і Grand-300. Проаналізувавши дані з таблиці можна зробити висновок, що перевагу отримає Grand-300, який при продуктивності 0,5 т/год. буде виробляти 4 тонни готової продукції за одну робочу зміну. Гранулятор ОГМ-1,5 буде виробляти 8 тонн за зміну, але буде програвати, адже на цей об'єм він буде споживати електроенергії більше ніж в 3,5 рази, що є економічно не доцільним. Крім того, гранулятор типу ОГМ програє за габаритами та закупівельній вартості. Отже, доцільним є використання гранулятора GRAND-300.

Таблиця 3 – Технічні характеристики ОГМ-1,5 і Grand-300

Виробник	ТехноМашСтрой	Grand	Юкон	Биотоп
Модель	GRAND-300	GRAND-300	ОГМ-1,5	ОГМ-1,5М
Ціна, тис. дол.	3,7	3,5	8,3	11,1
Продуктивність середня, т/год.	0,5		1	
Споживана потужність, кВт	22		157	
Напруга, В	380		380	
Кількість вальців, шт.	3		2	
Кількість ножів, шт.	1		1	
Габаритні розміри (довжина-ширина-висота), мм	1700x1200x1300		2250x1100x2100	
Маса, т	0,6		1,2	

Примітка. Значення споживаної потужності наведені приблизні, оскільки це значення дуже залежить від сировини, яка завантажується в гранулятор.

Ще одним із ключових вузлів пелетування є сушарка. Як правило, вони бувають двох типів: аеродинамічні (див. рис. 10) та барабанні (див. рис. 11).

Барабанні сушарки достатньо громіздкі та важкі, тому вимагають надійного кріплення конструкції і підвищеної уваги до рівності підлоги для унеможливлення перекосу та, як результат, – руйнування. Хоча розміри площі, яку займають сушарки обох типів, приблизно однакові, проте слід розуміти характер розташування обох агрегатів та обирати оптимальний варіант виходячи з параметрів приміщення. Основні технічні характеристики сушарок наведені в таблиці 4.

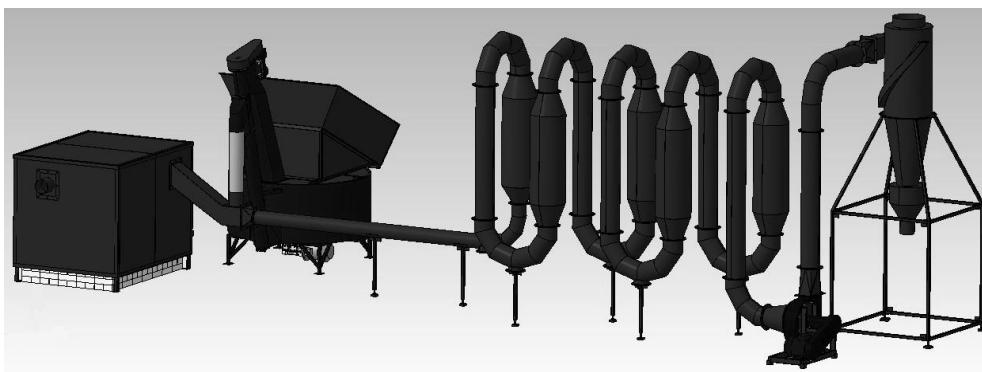


Рисунок 10 – Сушарка аеродинамічного типу

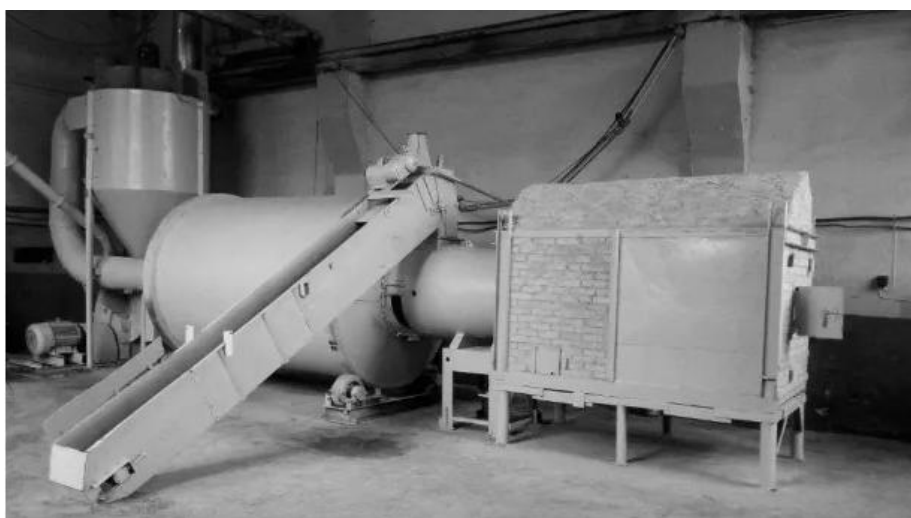


Рисунок 10 – Сушарка барабанного типу [2]

Таблиця 4 – Технічні характеристики сушарок

Виробник	ТехноМашСтрой	ЮКОН
Тип сушарки	аеродинамічна	Барабанна
Модель	СА-600	АВМ 0,65
Ціна, тис. дол.	8,2	11,5
Продуктивність, т/год.	0,6	0,6
Габаритні розміри: довжина/ширина/висота, м	10,75x3,06x3,6	4x8x6,3

Особливість сушарки аеродинамічного типу полягає в тому, що вона працює з сировиною, фракція якої наближена до пиловидної форми, а сушарка барабанного типу може працювати як з дрібною так і з більш великою фракцією сировини.

Сушильні комплекси знаходяться в одному ціновому діапазоні та не сильно відрізняються якістю кінцевого продукту. Обидва вони в якості палива використовують паливні гази твердопаливних котлів, які працюють на цих же пелетах.

Варто також зауважити, що безпека виробництва є одним із найважливіших його критеріїв, тому саме на цьому вузлі треба встановити надійну систему пожежогасіння, а також дуже важливим є контролювати об'єми та швидкість гарячого повітря для уникнення загоряння.

Отже, розглянувши логістику виробництва пелет, можна зробити такі висновки:

1) для підвищення продуктивності виробництва варто застосувати конвеєри закритого типу (шнеки) та розробляти інноваційне обладнання, що дозволить поєднати декілька технологічних операцій, не витрачаючи часу на транспортування сировини від одного технологічного вузла до іншого;

2) необхідно приділяти увагу безпеці праці на таких виробництвах, оскільки запыленість впливає на робітників таких підприємств, наслідком чого є зменшення продуктивності виробництва;

3) з обладнання, що представлено на ринку України, варто обирати гранулятор GRAND-300 й аеродинамічну сушарку СА-600.

Логістика транспортування. Розглянемо практику транспортування сировини та пелет, що склалася в світі [8]. Автомобільний транспорт зазвичай застосовується для транспортування пелет на відносно короткі відстані (до 100 км). Вантажівка може дістатися до виробничих ділянок, які безпосередньо виробляють пелети, адже, як правило, в таких місцях залізнична або судноплавна (водна) інфраструктура відсутня. Вартість і вантажопідйомність транспорту залежить від відстані, об'єму вантажу та законодавства. Використання великотоннажного транспорту обмежується через неможливість його експлуатації на деяких ділянках доріг, наприклад лісових. Вантажівки використовуються тільки для транспорту біомаси, а отже, у зворотному напрямку вони їдуть порожніми. Вантажівку доцільно використовувати у трьох випадках транспортування деревних пелет:

- 1) транспортувати з місця виробництва до терміналу;
- 2) транспортування від терміналу до порту експорту;
- 3) перевезення з порту імпорту до енергетичного заводу.

Перші два види залежать від відстані та типу вантажівки, що використовується. У третьому випадку на транспортування можуть впливати інші фактори, адже транспортування за кордоном може відрізнитись: у різних країнах діють різне транспортне законодавство.

Залізничний транспорт застосовується на великих відстанях (більше 100 км) і дозволяє уникнути два пункти перевантаження: порт експорту та порт імпорту. Це дозволяє знизити часові витрати, а також зменшити складські приміщення на виробничому майданчику. Проте варто зважати на те, що в різних країнах різні логістичні умови [9]. Так, наприклад, відповідно до списку Logistics Performance Index 2018 Україна в 2018 році посіла 119 місце за показником логістичної інфраструктури і 89 місце за показником митниці, хоча загалом за показником логістичної ефективності вона посіла 66 місце, піднявшись в рейтингу на 14 позицій в порівнянні з 2016-м роком [10]. Серед проблем, на які варто звернути увагу при транспортуванні пелет до країн Європи та які можуть значно затримати продукцію в дорозі, а отже, і підвищити її вартість: потреба в заміні ходових візків вагонів через відмінність ширини залізничних колій і складнощі при проходженні митниці.

Морський транспорт – найкращий спосіб для транспортування на великі відстані: наявність великої кількості вантажних пунктів низькі змінні витрати та низьке енергоспоживання в порівнянні з іншими транспортними засобами. Проте на практиці судна часто наймаються на чартерній основі для конкретного плавання (включаючи заправку судна, транзитне мито та портові зборів) або визначеного часу. Ціни змінюються з маршрутами, часом і ринком. Тому, для встановленого ринку біопалива витрати на більш тривалий період часу можуть бути різними. Витрати на морський транспорт складаються з капіталовитрат, витрат на експлуатацію та обслуговування, вартість палива, витрати на трансфер та портові збори.

Отже, проаналізувавши логістику транспортування пелет, можна зробити висновок, що доцільно використовувати автомобільний транспорт для транспортування сировини до виробництва та готової продукції від виробництва до залізничної станції в Україні та від залізничної станції в країні призначення до кінцевого споживача. Залізничний транспорт варто використовувати для великих відстаней (транспортування з України до країни-призначення). Також доцільно розглянути можливість транспортування пелет до країн Європи морським транспортом або річковим (по Дунаю). Але це питання потрібно додатково вивчати в залежності від країни призначення.

Висновки

Пелети – це сучасний вид палива, виробництво якого є цікавим з точки зору інвестицій. В результаті огляду й аналізу цього виробництва було зроблено такі висновки:

1) виробництво пелет варто розміщати на заході України та орієнтувати на сировину, що є відходом деревної промисловості – тріски;

2) при організації виробництва є доцільним зменшувати відстань між технологічними вузлами, залучаючи нові технічні рішення, для підвищення продуктивності, а для транспортування сировини та проміжних продуктів пелетування слід використовувати шнеки або конвеєри закритого типу для підвищення безпеки праці та зменшення запиленості виробництва;

3) для організації лінії пелетування з обладнання, що представлено на ринку України, варто обирати гранулятор GRAND-300 й аеродинамічну сушарку СА-600;

4) для транспортування сировини до виробництва та готової продукції від виробництва до залізничної станції в Україні та від залізничної станції в країні призначення до кінцевого споживача варто застосовувати автомобільний транспорт; для великих відстаней (транспортування з України до країни-призначення) є доцільним залучати залізничний транспорт; також варто розглянути використання водного транспорту.

Література: 1. Афтанюк В. В. Особенности применения пеллетных котлов / В. В. Афтанюк, В. М. Спинов // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 11 (81). – С. 9-13. 2. Клименко В. В., Кравченко В. І., Боков В. М., Гуцул В. І. Технологічні основи виготовлення біопалива з рослинних відходів та їх композитів: Монографія. / За ред. В. В. Клименка – Кропивницький : ПП «Ексклюзив-Систем», 2017. – 162 с. 3. Thrän D. Global Wood Pellet Industry and Trade Study 2017 / D. Thrän, D. Peetz, K. Schaubach // IEA Bioenergy Task 40. Червень 2017 [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://task40.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/2013/09/IEA-Wood-Pellet-Study_final-2017-06.pdf. 4. Calderón C. AEBIOM Statical report 2017 / C. Calderón, G. Gauthier, J.-M. Jossart. European Biomass Association (AEBIOM). 2017 [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://www.aebiom.org/wp-content/uploads/2017/10/FINAL-AEBIOM-2017-STATISTICAL-REPORT.pdf>. 5. Дубровін В. О. Напрями розвитку вітчизняної техніки для твердпаливних виробництв / В. О. Дубровін, О. І. Єременко // Енергетика, енергетичні засоби, електротехнології та автоматизація. – 2013. – Вип. 97. – С. 13-24. 6. Алієв, Е. Б. Технологія комплексної безвідхідної переробки макухи з насіння олійних культур з одержанням високоякісних повноцінних протеїнових добавок у вигляді пелет та твердого біопалива : Науковометодичні рекомендації / Е. Б. Алієв, О. М Пацула, В. Т. Гриценко ; Інститут олійних культур Національної академії аграрних наук України. — Електронний аналог друкованого видання (електронна книга). — Запоріжжя : СТАТУС, 2017. 7. Коваленко В. О. Сучасна технологія виробництва пелет / В. О. Коваленко, С. О. Губський // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXVI міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2018, 16-18 травня 2018р. Ч. І.с.101. 8. Hoque M. Economics of pellet production for export market / M. Hoque, S. Sokhansanj, T. Bi, S. Mani, L. Jafari, J. Lim, P. Zaini, M. Staffan, T. Sowlati, M. Afzal // The Canadian Society for Bioengineering. 2006. №. 06-103. 9. Ісьєміні І. І. Використання піднімально-транспортного обладнання у внутрішньоскладській логістиці / І. І. Ісьєміні // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2018. – Вип. 21. – С. 6–13. 10. INTERNATIONAL LPI [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://lpi.worldbank.org/international/global/2018>.

Bibliography (transliterated): 1. Aftanyuk V. V. Osobennosti primeneniya pelletnykh kotlov / V. V. Aftanyuk, V. M. Spinov // Energosberezhenie. Energetika. Energoaudit. – 2010. – № 11 (81). – S. 9-13. 2. Klymenko V. V., Kravchenko V. I., Bokov V. M., Hutsul V. I. Tekhnologichni osnovy vyhotovlennia biopalyva z roslynnykh vidkhodiv ta yikh kompozytiv: Monohrafiia. / Za red. V. V. Klymenka – Kropyvnytskyi : PP «Ekskliuzyv-System», 2017. –

162 s. 3. Thrän D. *Global Wood Pellet Industry and Trade Study 2017* / D. Thrän, D. Peetz, K. Schaubach // *IEA Bioenergy Task 40. Cherven 2017* [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu : http://task40.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/2013/09/IEA-Wood-Pellet-Study_final-2017-06.pdf. 4. Calderón C. *AEBIOM Statical report 2017* / C. Calderón, G. Gauthier, J.-M. Jossart. *European Biomass Association (AEBIOM). 2017* [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu : <http://www.aebiom.org/wp-content/uploads/2017/10/FINAL-AEBIOM-2017-STATISTICAL-REPORT.pdf>. 5. Dubrovin V. O. *Napriamy rozvytku vitchyznianoï tekhniki dlia tverdopalyvnykh vyrobnytstv* / V. O. Dubrovin, O. I. Yeremenko // *Enerhetyka, enerhetychni zasoby, elektrotekhnologii ta avtomatyzatsiia*. – 2013. – Vyp. 97. – S. 13-24. 6. Aliiev, E. B. *Tekhnolohiia kompleksnoi bezvidkhidnoi pererobky makukhy z nasinnia oliinykh kultur z oderzhanniam vysokoiakisnykh povnotsinnykh proteinovykh dobavok u vyhlia-di pelet ta tverdoho biopalyva : Naukovometodychni rekomendatsii* / E. B. Aliiev, O. M Patsula, V. T. Hrytsenko ; *Instytut oliinykh kultur Natsionalnoi akademii ahrar-nykh nauk Ukrainy*. — *Elektronnyi analoh drukovanoho vydannia (elektronna knyha)*. – Zaporizhzhia : STATUS, 2017. 7. Kovalenko V. O. *Suchasna tekhnolohiia vyrobnytstva pelet* / V. O. Kovalenko, S. O. Hubsnyi // *Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnolohiia, osvita, zdorov'ia: tezy dopovidei KhXVI mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii MicroCAD-2018, 16-18 travnia 2018r. Ch. I.s.101*. 8. Hoque M. *Economics of pellet production for export market* / M. Hoque, S. Sokhansanj, T. Bi, S. Mani, L. Jafari, J. Lim, P. Zaini, M. Staffan, T. Sowlati, M. Afzal // *The Canadian Society for Bioengineering*. 2006. №. 06-103. 9. Isiemini I. I. *Vykorystannia pidnimalno-transportnoho obladnannia u vnutrishnoskladskii lohi-stytsi* / I. I. Isiemini // *Mashynobuduvannia : zb. nauk. pr. / Ukr. inzh.-ped. akad.* – Kh., 2018. – Vyp. 21. – S. 6–13. 10. *INTERNATIONAL LPI* [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu: <https://lpi.worldbank.org/international/global/2018>.

Коваленко В. О., Ісьєміні І. І., Костенко О. С.

АНАЛІЗ ЛОГІСТИКИ ВИРОБНИЦТВА ПЕЛЕТ В УКРАЇНІ

В статті розглянуто питання виробництва пелет в Україні та перспективи виходу на ринки країн Європи з точки зору комерційної привабливості для потенційних інвесторів. Проаналізовано можливі місця розташування виробництва, вартість і технічні характеристики складових ліній пелетування та логістику забезпечення виробництва сировиною та транспортування готової продукції. Надані рекомендації щодо оптимізації ліній виробництва пелет, що в подальшому може стати підґрунтям для підвищення продуктивності та зменшення впливу шкідливих факторів на довкілля та персонал.

Коваленко В. А., Ісьємини И. И., Костенко А. С.

АНАЛИЗ ЛОГИСТИКИ ПРОИЗВОДСТВА ПЕЛЕТ В УКРАИНЕ

В статье рассмотрены вопросы производства пеллет в Украине и перспективы выхода на рынки стран Европы с точки зрения коммерческой привлекательности для потенциальных инвесторов. Проанализированы возможные места расположения производства, стоимость и технические характеристики составляющих линий пеллетирования и логистику обеспечения производства сырьем и транспортирования готовой продукции. Даны рекомендации по оптимизации линий производства пеллет, что в дальнейшем может стать основой для повышения производительности и уменьшения влияния вредных факторов на окружающую среду и персонал.

V. Kovalenko, I. Isyemini, O. Kostenko

ANALYSIS OF LOGISTICS OF PELLET PRODUCTION IN UKRAINE

In the article the issues of pellet production in Ukraine and Europe's market entry outlook from the commercial appeal's point of view for potential investors are considered. The possible locations of the plants, cost and specifications of the pellet production components and logistics of the raw materials supplying and transportation of final product are analyzed. The advices on optimization pellet production are given, that in future can base for the increasing of manufacturing capability and for decreasing of influence of bad actors to environment and craft be.

ОХРАНА ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ КАК СОСТАВЛЯЮЩАЯ ЧАСТЬ БИЗНЕС-СТРАТЕГИИ КОМПАНИИ

Введение. На протяжении всей истории человечества национальное богатство основывалось на владении материальными объектами. Однако сейчас эта схема изменилась и новыми стимулами создания национального богатства в современном обществе стали ценности, основанные на знаниях. Результаты интеллектуального труда стали определяющим фактором в создании конкурентоспособных продуктов, а интеллектуальная собственность стала правовой базой для закрепления личных прав ее создателей. Объекты интеллектуальной собственности (далее - объекты ИС) определяющим образом влияют на обеспечение конкурентоспособности товаров и услуг, и являются решающим фактором экономического роста. Под коммерциализацией объектов ИС понимают использование интеллектуальной собственности с целью получения прибыли или иной выгоды. Коммерциализация начинается с оценки перспектив коммерческого использования новой разработки и заканчивается созданием объекта техники или новой технологии, позволяющих получить коммерческий результат.

В докладе рассмотрены актуальные вопросы, связанные с ролью и состоянием изобретательского дела в Украине, в частности, проведен анализ изобретательской активности национальных (украинских) заявителей, и освещена первостепенная роль изобретений в создании инноваций.

Также даны рекомендации по использованию объектов ИС в собственном производстве, а также их лицензированию и внесению в уставной капитал компании.

Проблемы изобретательства в Украине. В современной экономической реальности выигрывает тот, кто не только быстрее других продуцирует новые технологии, но и в кратчайшие сроки сможет воплотить их в реальный продукт и предложить его на рынке.

Охрана интеллектуальной собственности - ключевой вопрос при внедрении инноваций, так как именно от решения этого вопроса зависит доход, полученный компанией, производящей инновационный продукт. Патенты на изобретения, полезные модели, промышленные образцы являются единственным реальным механизмом, обеспечивающим защиту инновационных разработок в условиях рынка.

Посмотрим, как обстоят дела с патентованием изобретений в Украине.

Одни говорят, что на изобретения нет общественного запроса и изобретательство, как общественное явление, уже умерло и перестало играть заметную роль в экономике Украины, другие утверждают, что время расцвета изобретательского движения еще не пришло и не за горами тот светлый день, когда наступит расцвет изобретательства и Украина продемонстрирует всему миру свою казацкую удаль и смекалку.

Где же эта грань, между двумя полярными взглядами на проблему изобретательства в Украине?

Действительно, изобретательское творчество после распада СССР пришло в упадок, что было связано с падением экономики на постсоветском пространстве. Но упала ли экономика в той мере, как об этом сообщает Госстат Украины? По данным Министерства экономического развития и торговли (МЭРТ) объем теневого сектора в различных отраслях производственной сферы составляет до 50 % относительно общего объема производства товаров и услуг. По данным МЭРТ объем теневого сектора за 2018 год сократился на 2,5 % по сравнению с аналогичным периодом прошлого года и

© Е.С. Стогний, 2019

составляет 42,6 %. Таким образом, определенные направления хозяйственной деятельности находятся вне сферы государственного контроля, чего нельзя сказать о деятельности украинского Патентного ведомства (далее – Укрпатента), который выдает только официальные документы: патенты на изобретения, полезные модели, промышленные образцы и свидетельства на торговые марки (знаки для товаров и услуг). Никаких теневых изобретений, полезных моделей и промышленных образцов не существует, поскольку любые документы, выданные в обход Патентного ведомства, никакого юридического значения не имеют. В итоге получается, что Укрпатент предоставляет правовую охрану не только в рамках легального сектора экономики, но и всей экономики Украины в целом. Поэтому нижеприведенная патентная статистика содержит объективные данные, характеризующие реальное состояние изобретательства в стране.

Анализ патентной ситуации в Украине за 2010-2018 годы показал, что активность патентования изобретений постоянно снижается. Так, по данным Укрпатента, в 2018 году было подано всего 3965 заявок на изобретения, что на 18,2 % меньше, чем в 2014 году, и на 25,4 % меньше, чем в 2010 году [1]. Также ежегодно сокращается количество действующих патентов национальных заявителей на территории Украины, что говорит о незащищенности страны перед массивной экспансией импортной продукции и незавидном положении отечественного производителя. Мы наблюдаем продолжающийся ввоз импортных товаров и технологий, в том числе промышленной и бытовой техники, которые давно заняли доминирующее положение на украинском рынке, вытеснив отечественных производителей товаров и услуг.

На фоне общего сокращения промышленного производства в стране и объема патентования изобретений, в частности, особую обеспокоенность вызывает крайне низкий показатель изобретательской активности украинских заявителей, который определяется количеством подаваемых заявок на изобретения в год. Объем поданных заявок национальными заявителями в последние годы составлял около 50% от общего числа поданных заявок в Украину, при этом абсолютное число поданных украинскими заявителями заявок в 2018 году стало своеобразным антирекордом, и составило – 2102 заявки, что является самым низким показателем за последние 20 лет.

Количество подаваемых заявок на изобретение в год служит индикативным показателем технологического развития каждой страны. Средний объем поданных заявок на изобретения украинскими заявителями за период с 2014 по 2018 годы составлял менее 2500 заявок в год. Если сравнить этот показатель с количеством ежегодно подаваемых заявок национальными заявителями США, то в США за 2018 год было подано более 300 тысяч заявок на изобретения [2]. Таким образом, количество ежегодно создаваемых изобретений в Украине составляет менее 1% от количества изобретений, создаваемых в США. По самым приблизительным расчетам в 2018 году показатель активности патентования изобретений национальными заявителями в США составлял около 1 заявки на 1 тысячу резидентов, в Китае была подана 1 заявка на 1,25 тыс. резидентов, а в Украине – 1 заявка на 20 тысяч резидентов. Из этого расчета видно, что дальше падать некуда, – мы достигли дна, от которого обязаны оттолкнуться!

Для принятия мер по исправлению ситуации с изобретательством в Украине необходимо поднять престиж изобретательского творчества, что невозможно сделать без поддержки государства. Эта задача не может быть решена частными усилиями отдельных энтузиастов. Любые разрозненные действия в этом направлении заранее обречены на неудачу. Только целенаправленная государственная политика может обеспечить подъем изобретательства и положить начало научно-техническому возрождению Украины.

Новые технологии определяют уровень жизни. Новые технологии касаются каждого – это, в первую очередь, решение насущных вопросов жизнеобеспечения человека, от экологии и энергетики до медицины и сельского хозяйства.

Если говорить об инновациях, то следует отметить, что без изобретений инноваций не бывает.

Каждая страна стремится к повышению уровня жизни и благосостояния своих граждан.

Наиболее важным показателем уровня жизни в стране является валовый внутренний продукт (ВВП), который на 2017 год составил 112 млрд \$. При расчете ВВП на душу населения, по данным Всемирного банка в Украине за 2017 год, он составлял 2,6 тыс. \$. В среднем по странам ЕС этот показатель превышает 30 тыс. \$.

Каким образом в Украине можно повысить этот показатель?

Единственный способ повышения этого показателя – это путь инновационного развития страны.

Самая мощная экономика мира США построена прежде всего на инновациях. В первой пятерке высокотехнологичных компаний США находятся такие IT-гиганты, как Apple, Microsoft, Google. США ежегодно получают от экспорта инновационных технологий около 700 млрд. \$, что превышает почти в 5 раз ВВП Украины. Такие высокие достижения в сфере трансфера технологий компаниями США объясняются господдержкой научных исследований и разработок, на которые расходуется 2,8% ВВП США, в то время, как на аналогичные цели в бюджете Украины отводится только 0,3%.

Давно известно, что страны с сырьевой экономикой имеют низкие возможности роста. Украина относится именно к таким странам. Экспортный потенциал Украины - это металлургия (20,6%), с/х продукция (18,6%), продукты химического производства (12,8%). Единственное высокотехнологичное направление – это IT-технологии, которые в объеме украинского экспорта составляют по разным оценкам от 2,5 до 5,0 млрд. \$ в год. Этот показатель в основном связан с объемом аутсорсинга, где все экономические оценки носят приблизительный характер. Тем не менее, руководство нашей страны с гордостью констатирует, что по суммарному доходу, полученному от реализации разработанного и экспортируемого программного продукта, последний уверенно занимает в настоящее время третье место после экспорта украинской металлургии и продовольствия.

В настоящее время происходят глобальные изменения в Украине, которые пока трудно оценить в полной мере. Сейчас невозможно предсказать в каком виде, и какими именно будут эти изменения. Но перед изобретателями и предпринимателями открылись новые горизонты, вызванные изменением политического и экономического положения Украины в мире. К таким изменениям, в частности, относится тот факт, что с 2016 года Украина полностью вступила в зону свободной торговли с ЕС. Это привело к более жесткой конкуренции товаров на внутреннем рынке Украины, но в то же время облегчило выход на европейский рынок, что предъявило отечественным производителям дополнительные требования по повышению качества и конкурентоспособности выпускаемой продукции и заставило предпринять дополнительные меры для защиты своего сектора рынка.

Одной из таких мер является патентование новых разработок как в Украине, так и за рубежом, что следует рассматривать как неотъемлемую часть бизнес-стратегии каждой компании.

С чего начинается бизнес-стратегия компании? Ведущие менеджеры бизнеса разных стран утверждают, что для того, чтобы создать сильную конкурентоспособную компанию, имеющую устойчивое развитие, нужно выбрать правильную стратегию управления бизнесом. Можно привести слова Билла Гейтса, который утверждает, что для того «чтобы выйти на рынок первыми, Вы должны двигаться быстро, иначе пропадете. Помните, что клиентам нужны товары высокого качества, по низким ценам и немедленно...» [3].

Что такое бизнес-стратегия компании?

Бизнес-стратегия компании – это выбор шагов, определяющих характер и направление деятельности организации, направленных на достижение максимального результата в условиях рыночной конкуренции. Помните, что даже на относительно ста-

бильных рынках ваши конкурентные преимущества непостоянны. Шансы, что конкурентные преимущества у вас сохранятся в неизменности длительное время, быстро тают. Их устойчивость теперь больше, чем когда-либо, зависит от факторов, находящихся вне вашего контроля. Всегда существует опасность, что ваши конкуренты окажутся впереди вас, еще до того, как вы узнаете об этом.

Чтобы стать лидером рынка, необходимо ставить перед собой, по словам автора книг и консультанта по вопросам управления бизнесом Джин Коллинз, «большие мохнатые дерзкие цели». Нельзя ограничиваться учетом прошлого или нынешнего состояния рынка. Необходимо предугадывать, в каком направлении рынок будет двигаться дальше, и каким образом следует строить свой бизнес, чтобы учесть изменения конъюнктуры рынка в ближайшей и долгосрочной перспективе. Конкурентное преимущество сильной компании состоит в том, чтобы предложить комплексный товар или услугу в любом объеме – от единицы продукции (по индивидуальному заказу) до максимального объема, 365 дней в году, семь дней в неделю и двадцать четыре часа в сутки.

Известно, что доходность бизнеса зависит от выпуска конкурентоспособной продукции, производства более качественных товаров и услуг. Этого можно достичь только при использовании новых технических решений в выпускаемом продукте. Но перед тем, как приступить к патентованию выбранного технического решения, необходимо изучить всю доступную информацию, чтобы определить тенденции развития данного продукта, а также убедиться в том, что разрабатываемый продукт не подпадает под действие патентов третьих лиц.

Вместе с тем необходимо принять меры для защиты собственного продукта, обеспечить его охрану путем патентования.

Для этого нужно иметь разработанную **стратегию патентования** и четкое понимание тех рисков, которые подстерегают компанию при создании нового продукта.

Разработка бизнес-стратегии компании. Одним из важных элементов управления бизнесом в условиях конкуренции является выполнение следующего требования: «Патентуй, или опоздаешь», для чего необходимо разработать стратегию патентования объектов ИС и настойчиво следовать ей при ведении бизнеса. Целью патентования является создание устойчивого положения выпускаемого продукта на выбранном сегменте рынка товаров и услуг. Однако само по себе патентование не должно и не может быть самоцелью компании. Важным является правильное использование полученного патента в стратегических интересах развивающегося бизнеса.

Вот что сообщают об успешном выборе стратегии патентования зарубежные аналитики Майк Фридман и Бенджамин Трегоу: «Мы работали с одной компанией, занимающейся электроникой, которая первой в 60-х годах разработала радиопейджер. Тогда это был технологический прорыв. В конце концов, компания все-таки запуталась в вопросах стратегии собственного развития, поскольку оказалась неспособна определить, где она сможет применить свое изобретение. Такие компании, как «Motorola» или «Sony» думали не долго: они перехватили технологическое лидерство у этой небольшой фирмы и удачно воспользовались изобретением» [4].

Как правило, обладание правами ИС, к которым относятся изобретения, полезные модели, промышленные образцы, торговые марки, компьютерные программы, ноу-хау и другие результаты интеллектуального труда, предусматривают несколько направлений их коммерческого использования.

Это прежде всего – использование объектов ИС в собственном производстве, а также их лицензирования и внесения в уставной капитал предприятия.

Патентное право, которое распространяется на изобретения, полезные модели, промышленные образцы, торговые марки, обеспечивает монопольное право на их использование на территории Украины, либо любой другой страны при условии патентования в выбранной стране. Патентное право носит запретительный характер, т.е. пре-

доставляет своему владельцу право запрещать третьим лицам использование запатентованного изобретения, полезной модели, промышленного образца, либо зарегистрированной торговой марки. И, соответственно, разрешать им использование указанных объектов ИС на договорных началах.

Компьютерные программы, ноу-хау и другие объекты, которые защищаются авторским правом, также являются объектами ИС, согласно ст. 41 Закона Украины «О собственности» [5], и могут быть использованы как в собственном производстве, так и оценены владельцем и поставлены на баланс компании либо для продажи третьим лицам.

Во всем мире изобретения и ноу-хау расцениваются как товар, который можно передать или продать заинтересованной стороне. Эти процедуры осуществляются, как правило, на основе лицензионного договора, в котором предусматриваются все аспекты и условия передачи технической документации или прав по патенту. Использование изобретения в собственном производстве позволяет обеспечить уникальные потребительские качества товара и установить на него более высокую цену, а заодно защитить свой сектор рынка от конкурентов. Однако такая стратегия коммерческой реализации изобретений в основном пригодна для предприятий и организаций, которые имеют значительные производственные мощности, соразмерные с емкостью рынка данного товара. Поэтому крупные компании-монополисты, которые стремятся ограничить конкуренцию на своем сегменте рынка, как правило, не продают лицензии на изготовление продукции, выпуском которой занимаются сами. Например, шведская компания «Alfa Laval», которая специализируется в области машиностроения для пищевой промышленности, практически не занимается продажей лицензий. Безусловно, и отдельные украинские производители, в первую очередь те, которые относятся к ВПК, не заинтересованы в распространении известных им технологий, и стремятся сохранить приоритетные позиции на рынке своей продукции.

В то же время передача прав на объекты ИС и продажа лицензий привлекательна для предприятий и организаций с небольшими производственными мощностями, которые занимаются разработкой инновационной продукции. При этом патентообладатель, как правило, стремится к реализации своего изобретения на рынке лицензий, если предполагаемый доход от продажи лицензии будет выше, чем при использовании данного изобретения в собственном производстве.

Использование объектов ИС в управлении бизнесом. Известно, например, что наиболее успешные менеджеры бизнеса в нашей стране активно используют имеющиеся в их распоряжении объекты ИС для увеличения собственной доли в активах компании путем увеличения ее уставного фонда. При этом в качестве вклада вносятся патенты на объекты ИС, принадлежащие учредителям, что позволяет определить их долевое участие в уставном фонде компании и, соответственно, их долю в распределении дивидендов.

Еще одним путем использования объектов ИС, с целью управления бизнесом и увеличения объема продаж, является обеспечение конкурентоспособности собственной продукции на внешнем рынке, в частности на рынке ЕС. В этом случае, при выходе компании на внешний рынок, требуется осуществить зарубежное патентование объектов ИС, которые обеспечат конкурентное преимущество импортируемому товару. Принятие решения о зарубежном патентовании нельзя откладывать в долгий ящик. Несмотря на годичный срок, предоставленный заявителю в связи с конвенционным приоритетом для патентования в других странах, практика показывает, что заявителю, как правило, не хватает времени, чтобы своевременно осуществить выбор стран для дальнейшего патентования своего изобретения, и он спохватывается в последнюю минуту, пытаясь успеть на уходящий поезд, неся при этом дополнительные затраты, либо теряя приоритет своего изобретения. Следует помнить, что по истечении 12 месяцев с даты подачи заявки, независимо от того, была ли проведена квалификационная экспертиза

(експертиза по существу) или нет, его право на подачу заявки в другую страну с первоначально присвоенным приоритетом теряется. Правильно продуманная заявителем стратегия дальнейшего продвижения патента позволяет наиболее полно и эффективно достичь целей, связанных с защитой выбранного объекта патентования, как в стране первичной подачи заявки, так и за рубежом.

В заключение следует отметить, что выдающийся американский изобретатель Томас Эдисон был неутомимым экспериментатором и получил более 2000 патентов на электрическую лампочку.

Известно, как Томас Эдисон планировал создание изобретений. Он считал для себя обязательным патентовать одно изобретение каждые десять дней. А также одно выдающееся изобретение - в течение полугода. В итоге он стал автором 1093 изобретений и получил более 3500 патентов в разных странах. Эдисон затратил на патентование своих разработок более 250 тыс. долларов, но в результате патентных споров смог отсудить у конкурентов более 2 млн. долларов.

Он утверждал, что получение патентов стоит недешево, однако их отсутствие обходится еще дороже.

Выводы. 1. Для принятия мер по улучшению ситуации с изобретательством в стране необходимо поднять престиж изобретательского творчества, что невозможно сделать без поддержки государства. Эта задача не может быть решена частными усилиями отдельных энтузиастов. Любые разрозненные действия в этом направлении заранее обречены на неудачу. Только целенаправленная государственная политика может обеспечить подъем изобретательства и положить начало научно-техническому возрождению Украины. 2. В Украине нет разработанной инновационной политики, не созданы условия для развития венчурного бизнеса и внедрения новых разработок. Страна балансирует на грани очередного экономического кризиса, поскольку без развития собственного научно-технического потенциала невозможно решить более важные геополитические задачи и определить место Украины в современном мире. 3. Разработка бизнес-стратегии компании, и, в частности, стратегии патентования является составляющим элементом планирования и управления бизнесом. Лучшие компании непрерывно совершенствуют свою систему управления бизнесом, патентуют все выпускаемые продукты и технологические процессы, и делают это ежедневно. Поэтому, если перед Вами стоит задача – развития и повышение эффективности бизнеса, то одним из важнейших направлений бизнес-стратегии компании является разработка стратегии патентования объектов ИС. 4. Бизнес-стратегия каждой компании начинается с патентования собственных разработок и осознания того факта, что патентование является инвестицией в свой бизнес и если Вы верите в свой бизнес, то надо инвестировать именно в него.

Литература: 1. *Промислова власність у цифрах. Показники діяльності Міністерства економічного розвитку і торгівлі України та Державного підприємства «Український інститут промислової власності» за 2018 рік.* – К., 2019. – 65 с. 2. *Сайт патентного ведомства США – www.uspto.gov.* 3. Гейтс Б. *Бизнес со скоростью мысли / Б. Гейтс.* – М. : Эксмо, 2003. – 480 с. 4. Фридман М. Трегоу Б. *Искусство и наука стратегии лидерства: Новый подход к корпоративному управлению / М. Фридман, Б. Трегоу.* – М. : ФАИР-ПРЕСС, 2004. – 272 с. 5. Закон Украины «О собственности» от 07.02.1991 № 697-ХІІ.

Bibliography (transliterated): 1. *Pro-my` slova vlasnist` u sy`frax. Pokazny`ky` diyal`nosti Ministerstva ekonomichnogo ro-zvy`tku i torgivli Ukrayiny` ta Derzhavnogo pidpry`yemstva «Ukrayins`ky`j insty`tut pro-my` slovoyi vlasnosti» za 2018 rik.* – K., 2019. – 65 s. 2. *Sajt patentnogo*

vedomstva SSHA – www.upsto.gov. 3. Gejts B. Biznes so skorost'yu mysli / B. Gejts. – M. : Eksmo, 2003. – 480 s. 4. Fridman M. Tregou B. Iskusstvo i nauka strategii liderstva: Novyj podhod k korporativnomu upravleniyu / M. Fridman, B. Tregou. – M. : FAIR-PRESS, 2004. – 272 s. 5. Zakon Ukrainy «O sob-stvennosti» ot 07.02.1991 № 697-XII.

Стогний Е.С.

ОХРАНА ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ КАК СОСТАВНАЯ ЧАСТЬ БИЗНЕС-СТРАТЕГИИ КОМПАНИИ

В современной экономической реальности выигрывает тот, кто не только быстрее других продуцирует новые технологии, но и в кратчайшие сроки сможет воплотить их в реальный продукт и предложить его на рынке. Охрана интеллектуальной собственности – ключевой вопрос при внедрении инноваций, так как именно от решения этого вопроса зависит доход, полученный компанией, производящей инновационный продукт. Патенты на изобретения, полезные модели и промышленные образцы являются единственным реальным механизмом, обеспечивающим защиту инновационных разработок в условиях рынка. В докладе освещены актуальные вопросы, связанные с состоянием изобретательского дела в Украине. Также даны рекомендации по использованию и коммерциализации объектов интеллектуальной собственности.

Стогній Є.С.

ОХОРОНА ІНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ ЯК СКЛАДОВА ЧАСТИНА БІЗНЕС- СТРАТЕГІЇ КОМПАНІЇ

У сучасній економічній реальності виграє той, хто не тільки швидше інших продукує нові технології, але і в найкоротші терміни зможе втілити їх в реальний продукт і запропонувати його на ринку. Охорона інтелектуальної власності – ключове питання при впровадженні інновацій, так як саме від рішення цього питання залежить дохід, отриманий компанією, що виробляє інноваційний продукт. Патенти на винаходи, корисні моделі та промислові зразки є єдиним реальним механізмом, що забезпечує захист інноваційних розробок в умовах ринку. У доповіді висвітлені актуальні питання, пов'язані зі станом винахідницької справи в Україні. Також надано рекомендації щодо використання та комерціалізації об'єктів інтелектуальної власності.

E. Stognij

INTELLECTUAL PROPERTY PROTECTION AS AN INTEGRAL PART OF THE COM- PANY'S BUSINESS STRATEGY

In modern economic reality, the one win, who not only generates new technologies faster than others, but also will be able to translate them into a real product and offer it on the market as soon as possible. Intellectual property protection is a key issue in introducing innovations, since it is the solution of this issue that determines the income received by a company producing an innovative product. Patents for inventions, utility models and industrial designs are the only real mechanism ensuring the protection of innovative developments in market conditions. The article highlights current issues related to the state of inventiveness in Ukraine. It also provides recommendations on the use and commercialization of intellectual property.

УДК 623.522

Торяник Д.О., Зюбан М.І., Соколовський В.В., канд. техн. наук; Кошкарів Ю.Ю., канд. техн. наук

РОЗРАХУНОК ТЕРМІНУ ЗБЕРІГАННЯ БОЄПРИПАСІВ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ТЕМПЕРАТУРНО-ЧАСОВОГО РЕЖИМУ ЗБЕРІГАННЯ В РІЗНИХ УМОВАХ

Вступ. При зберіганні боєприпасів, у більшому чи меншому ступені, на них неминуче будуть впливати об'єктивні (кліматична обстановка, біологічне середовище, сонячна радіація, властивості атмосфери, старіння) і суб'єктивні (залежні від дій обслуговуючого персоналу) фактори. У результаті спільного впливу суб'єктивних і об'єктивних факторів технічний стан боєприпасів чи поступово, чи стрибкоподібно буде змінюватися, і через якийсь час, у залежності від умов зберігання, значення показників, що визначають технічний стан боєприпасів, досягнуть граничного значення, якщо не почати завчасно спеціальних мір, що зменшують шкідливий вплив цих факторів.

Постановка проблеми. При зберіганні боєприпасів, у більшому чи меншому ступені, на них неминуче будуть впливати об'єктивні (кліматична обстановка, біологічне середовище, сонячна радіація, властивості атмосфери, старіння) і суб'єктивні (залежні від дій обслуговуючого персоналу) фактори. У результаті спільного впливу суб'єктивних і об'єктивних факторів технічний стан боєприпасів чи поступово, чи стрибкоподібно буде змінюватися, і через якийсь час, у залежності від умов зберігання, значення показників, що визначають технічний стан боєприпасів, досягнуть граничного значення, якщо не почати завчасно спеціальних мір, що зменшують шкідливий вплив цих факторів.

Метою статті є наведення практичних розрахунків щодо календарного терміну зберігання боєприпасів в різних температурно-часових режимах, встановлені закономірності зміни цього терміну, як непрямого показника їх технічного стану, в залежності від інтенсивності процесів старіння.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Періодична форма технічного обслуговування (ТО), яка застосовується при зберіганні боєприпасів, характеризується строго визначеною періодичністю їх проведення. При виконанні періодичного технічного обслуговування переслідуються цілі – шляхом поглибленого огляду і контролю технічного стану боєприпаси переконатися в його справності, а також виявити та усунути наявні несправності і відхилення параметрів від їх номінальних значень на ранніх стадіях їх розвитку з тим, щоб попередити появу відмов при подальшому зберіганні.

Виклад основного матеріалу. Строки проведення періодичного ТО і їх зміст залежить від того в якому стані знаходяться боєприпаси. Як уже вище зазначалося, що у якості параметрів, що характеризують технічний стан боєприпасів, доцільно використовувати параметри, значення яких можна виміряти під час апаратного контролю їх технічного стану. Але існує ряд об'єктів, до яких можна віднести і боєприпаси, виділення подібних параметрів або реалізація контролю яких ускладнена або не доцільна. В цьому випадку до числа параметрів, що побічно характеризують стан боєприпасів, слід віднести календарний термін його зберігання.

Таким чином, збережуваність виробу як одна з характеристик надійності є функцією умов збереження, а її граничне (максимальне) значення збігається з початком процесів найбільш інтенсивного старіння.

© Д.О. Торяник, 2019

До обговорення

Граничне (максимальне) значення терміну збережуваності $T_{зб\ гр}$ може бути визначене для цілком визначених (стандартних) умов збереження розрахунковим чи досвідченим шляхом.

Знаючи значення терміну збережуваності для стандартних умов зберігання, термін збережуваності будь-якого виробу для умов зберігання, що відрізняються від стандартних, можна визначити по формулі (1):

$$T_{зб\ i} = k_{зб} \cdot T_{зб\ гр}, \quad (1)$$

де $T_{зб\ i}$ – термін збережуваності виробу при стандартних умовах зберігання;
 $k_{зб}$ – коефіцієнт збережуваності, що являє собою величину відносини швидкостей старіння при стандартних і розглянутих умовах зберігання (визначається з досвіду).

З метою порівняння терміну збережуваності боєприпасів для стандартних умов, які визначені керівними документами, з термінами збережуваності боєприпасів в реальних умовах, оперуючи даними температурно-часового режиму зберігання боєприпасів на відкритій площадці та у сховищі (цегляному) в помірно теплому кліматичному районі був проведений розрахунок еквівалентних температур для вищезазначених умов зберігання за формулою (2).

$$T_e = -\frac{E}{R} \left\{ \ln \left[\frac{1}{\tau_0} \sum_{j=1}^n \Delta\tau_j \exp \left(-\frac{E}{RT_j} \right) \right] \right\}^{-1}, \quad (2)$$

де R – універсальна газова стала ($R = 8,314$ Дж / (К·моль));

τ_0 – середньостатистична кількість часу, ч;

$\Delta\tau_j$ – тривалість інтервалу температури з середньою температурою T_j ;

n – кількість інтервалів температури зі середньою температурою T_j .

Коефіцієнт E прийнято рівним $104,5$ кДж·моль⁻¹ як найбільш типове значення для піротехнічних засобів і засобів ініціювання.

Враховуючи те, що процеси старіння у порохових зарядах, які викликані термічною їх деструкцією під впливом температури, при температурі зовнішнього середовища, що дорівнює $T = 273$ К уповільнюються, є можливість по еквівалентній температурі порівняти ступінь зміни запасу стійкості ВР, а значить і терміну її збережуваності від жорсткості режимів зберігання.

Так, коефіцієнт збережуваності визначимо за формулою (3):

$$k_{зб} = (\alpha_i - \alpha_0) / \alpha_i = 1 - \alpha_0 / \alpha_i, \quad (3)$$

де $\alpha_0 = \exp(-E/RT_{bi})$ – інтенсивність (швидкість) теплового старіння при зберіганні у стандартних умовах;

$\alpha_i = \exp(-E/RT_{bj})$ – інтенсивність (швидкість) теплового старіння при зберіганні у визначених умовах.

Таким чином, відношення $\exp(-E/RT_{bi})/\exp(-E/RT_{bj})$ буде характеризувати ступінь зміни швидкості теплового старіння за рахунок процесу, якому відповідає величина $E = 104,5$ кДж·моль⁻¹ при переході від умов зберігання при $T = 273$ К до умов зберігання, які характеризуються еквівалентною температурою T_{ei} . При проведенні розрахунків коефіцієнт теплопровідності латуні був прийнятим $\lambda = 108,7$ Вт/(м·К).

Результати розрахунків наведені на рисунку 1.

Отримані результати розрахунків свідчать, що жорсткість теплового режиму при зберіганні боєприпасів в різних умовах значно відрізняється. Зростання температурного режиму зберігання буде при зводити до інтенсифікації процесу старіння, результатом

До обговорення

впливу якого буде зниження термінів зберігання боєприпасів (рисунок 2).

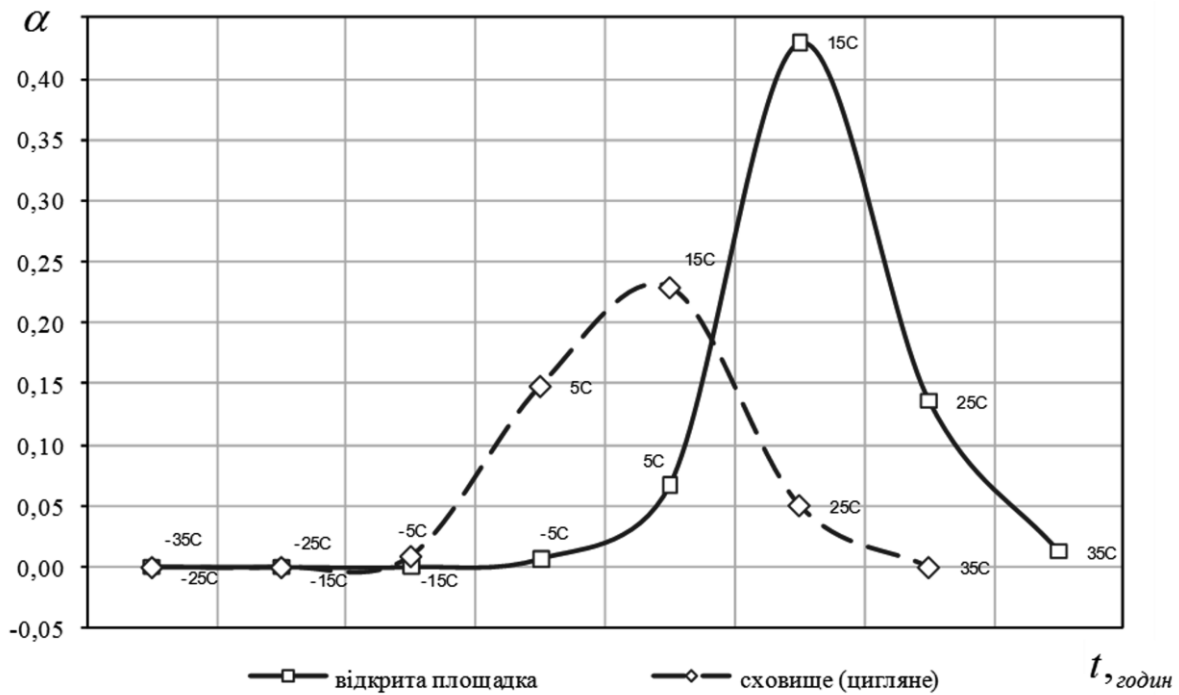


Рисунок 1. – Залежність інтенсивності процесу старіння порохових зарядів боєприпасів від терміну зберігання в певному температурно-часовому режимі для різних умов зберігання

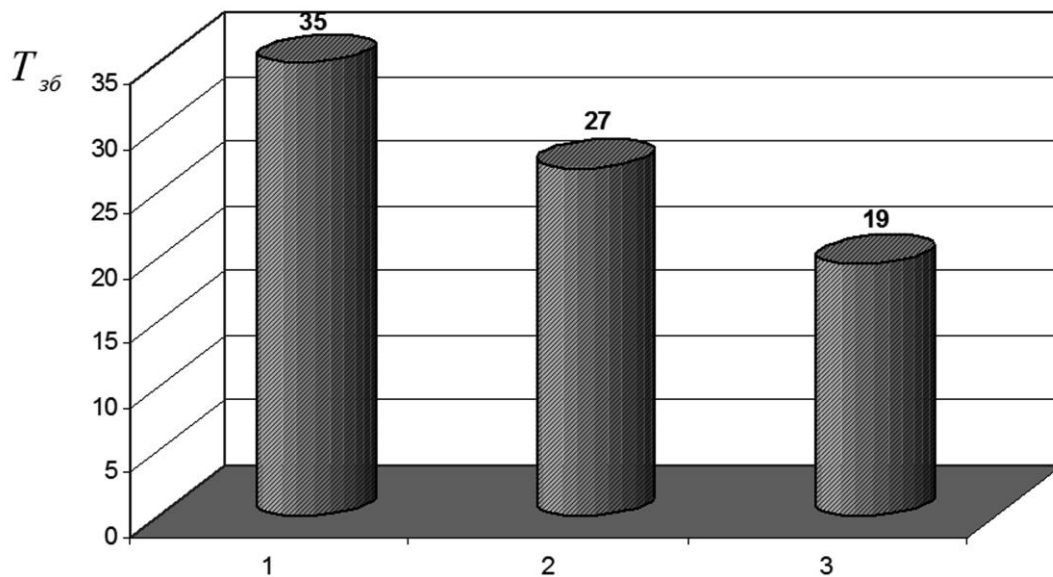


Рисунок 2. Значення термінів зберігання порохових зарядів (в герметичній укупочці) у залежності від умов зберігання:

- 1 – $T_{зб}$, призначений (в герметичній тарі);
- 2 – $T_{зб}$, розрахований при зберіганні зарядів у сховищі;
- 3 – $T_{зб}$, розрахований при зберіганні на відкритій площадці

Отримані дані щодо термінів зберігання боєприпасів на відкритих площадках практично співпадають з даними, які можна отримати з формули для розрахунку

До обговорення

умовного терміну збереження – для боєприпасів (комплектуючих елементів) в герметичній тарі:

$$T_{\text{ум}} = T_{\text{сх}} + 1,5T_{\text{вп}} + T_{\text{бу}}, \quad (4)$$

де $T_{\text{сх}}$ – термін зберігання в сховищі;

$T_{\text{вп}}$ – термін зберігання на відкритій площадці;

$T_{\text{бу}}$ – термін зберігання в бойовій укладці.

В той же час, як показали проведені дослідження, величина терміну зберігання у сховищах також будуть відрізнятися одна від одної, в залежності від температурно-часового режиму їх зберігання, який, в свою чергу, залежатиме від конструкційних особливостей кожного сховища.

Вищенаведений порядок розрахунку фактичних значень термінів зберігання боєприпасів, в залежності від отриманих розрахункових даних щодо ступеня зміни швидкості теплового старіння, дає можливість на кожному арсеналі, базі і складі побічно визначати технічний стан боєприпасів, збереження яких здійснюється в різних умовах і при різних температурно-часових режимах, а також використовувати дані таких розрахунків під час здійснення планування відбору зразків-боєприпасів і їх елементів для випробування в лабораторіях.

Висновок. Результати проведених теоретичних досліджень свідчать, що однією з основних властивостей, яка визначає терміни зберігання порохових зарядів зокрема і боєприпасів в цілому є їх стійкість (хімічна і фізична), величина якої забезпечує незмінність балістичних властивостей пороху.

В результаті проведення практичних розрахунків щодо календарного терміну зберігання боєприпасів в різних температурно-часових режимах, встановлені закономірності зміни цього терміну, як непрямого показника їх технічного стану, в залежності від інтенсивності процесів старіння. Отримані результати свідчать, що при зберіганні боєприпасів в умовах, які відрізняються від оптимальних, календарна тривалість їх зберігання істотно зменшується. А саме, при зберіганні боєприпасів на відкритій площадці календарна тривалість зменшується майже у два рази.

Також показано, що існуючий загальний підхід до визначення умовного терміну зберігання в не повній мірі відповідає дійсному його значенню при зберіганні боєприпасів у сховищах різної конструкції.

Таким чином, для того щоб забезпечити умови збереження, близькі до оптимальних, необхідні наступні умови:

- незмінна відносна вологість повітря нижче 70-60%;
- постійна позитивна температура повітря, близька до 0°C (2 - 4°C);
- нерухомість повітря (герметичність приміщень);
- відсутність прямих сонячних променів;
- відсутність цвілі.

Очевидно, що виконання перерахованих умов можливо тільки при організації збереження боєприпасів у спеціально обладнаних приміщеннях. Найбільш легше такі умови забезпечити у підземних сховищах.

Поряд з цим, при вирішенні даного питання слід враховувати не тільки конкретні кліматичні умови і характер навколишнього середовища, але й особливості конструкції конкретного виду боєприпасів і їх елементів.

Література: 1. Благодравов А.А. Действие выстрела на оружейные стволы / А.А. Благодравов. – Л.: Издание Артиллерийской академии РККА, 1933. – 51 с.
2. Вертелецкий В.Ф. Прогнозирование изменения физико-химических свойств

порохового заряду и начальной скорости 30 мм артиллерийских боеприпасов морской номенклатуры / В.Ф. Вертелецкий // *Интегровані технології та енергозбереження. Х.: Национальний технічний університет «ХПІ».* – 2012. – №2. – С. 24–31.

3. Анипко О.Б. Преждевременные разрывы снарядов корабельной артиллерии и методы их предупреждения. Зарубежный опыт / О.Б. Анипко, П.Д. Гончаренко, В.Л. Хайков // *Зб. наукових праць Акад. ВМС ім. П.С. Нахімова. – Севастополь. – 2011. – Вип.4(8). – С. 6–16.*

4. Болотин Д.Н. История советского стрелкового оружия и патронов / Д.Н. Болотин. – СПб.: «Полигон», 1995.– 303 с.

5. Баулін Д.С. Експлуатаційні характеристики стрілецького озброєння при використанні боеприпасів довготривалого зберігання / Д.С. Баулін, І.Ю. Бірюков // *Интегровані технології та енергозбереження. Х.: Национальний технічний університет «ХПІ».* – 2008. – №2, С. 113–117.

6. Соколовський В.В. Дослідження властивостей порохів, що визначають їх терміни зберігання / О.Є. Забула, О.І. Мельничук // *Зб. наукових праць Акад. ВВ – Х.: – 2009. – с. 32-35.*

7. Анипко О.Б. Внутренняя баллистика ствольных систем при применении боеприпасов длительных сроков хранения / О.Б. Анипко, Ю.М. Бусяк. – Х.: Акад. внутрішніх військ МВС України, 2010. – 129 с.

8. Кирилов В.М. Основания устройства и проектирования стрелкового оружия / В.М. Кирилов.– Пенза: ПВАИУ, 1963. – 343 с.

9. Кувеко А.Е. Внутренняя баллистика ствольных систем и ракетных двигателей твердого топлива / А.Е. Кувеко, Ф.П. Миропольский. – М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1987. – 312 с.

10. Чурбанов Е.В. Внутренняя баллистика артиллерийского орудия / Е.В. Чурбанов. – М.: Военное издательство, 1973.– 103 с.

11. Особливості характеристик внутрішньої балістики порохових зарядів боеприпасів, які знаходяться за межами гарантійних строків зберігання : [навч.-метод. посібн. для вищ. навч. закл.] / О.Б. Аніпко, І.Ю. Бірюков, Д.С. Баулін, В.І. Воробійов. – Х.: Акад. внутрішніх військ МВС України, 2008. – 40 с.

12. Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. – Т.1: Методология. Организация. Терминология / Под ред. Рембезы А.И. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

Bibliography (transliterated): 1. Blagonravov, A.A. "Deystvie vyistrela na oruzheynye stvoliy" [Action shot at weapon barrels] A.A. : Izdanie Artilleriyskoy akademii RKKA, 1933. – 51 p.

2. Verteletskiy V.F. "Prognozirovaniye izmeneniya fiziko-himicheskikh svoystv porohovogo zaryada i nachalnoy skorosti 30 mm artilleriyskikh boepripasov morskoy nomenklaturyi" [Prediction of changes in the physical and chemical properties of the powder charge and the initial speed of 30 mm artillery munitions of the naval nomenclature] *Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. H.: Natsionalniy tehnicheskiy universitet "HPI".* – 2012. – #2. – P. 24–31.

3. Anipko O.B. "Prezhdevremennyye razryvy snaryadov korabelnoy artillerii i metody ih preduprezhdeniya. Zarubezhniy opyt" [Premature ruptures of shells of naval artillery and methods for their prevention. Foreign experience] O.B. Anipko, P.D. Goncharenko, V.L. Haykov // *Zb. naukovih prats Akad. VMS Im. P.S. Nahimova. – Sevastopol. – 2011. – Vip.4(8). – P. 6–16.*

4. Bolotin D.N. "Istoriya sovetskogo strelkovogo oruzhiya i patronov" [The history of Soviet small arms and ammunition] D.N. Bolotin. – SPb.: "Poligon", 1995.– 303 p.

5. Baulin D.S. "Ekspluatatsiyni harakteristiki striletskogo ozbroennya pri vikoristanni boepripasiv dovgotrivalogo zberigannya" [Operational characteristics of small arms with the use of longterm ammunition] *Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. H.: Natsionalniy tehnicheskiy universitet " HPI".* – 2008. – #2, P. 113–117.

6. Sokolovsky V.V. "Doslidgenya vlastuvostey porohiv, sho vuznachaut ih terminu zberigannya" [Investigation of the properties of the powders that define their storage terms] O.E Zabula, O.I. Melnuchuk// *Zb. naukovih prats AVV – Kharkiv. – 2009. – Vip.2(14). – P. 32–35.*

7. Anipko O.B. "Vnutrennyaya ballistika stvolnyih sistem pri primenenii boepripasov dlitelnyih srokov hraneniya" [Internal ballistics of barrel systems with the use of ammunition for long periods of storage] – H.: Akad. vnutrIshnlh vIysk MVS UkraYini, 2010. – 129 p.

8. Kirilov V.M. "Osnovaniya ustroystva i proektirovaniya strelkovogo oruzhiya" [Grounds for the design and design of small arms] – Penza: PVAIU, 1963. – 343 p.

9. Kuveko A.E. "Vnutrennyaya ballistika stvolnykh sistem i raketnykh dvigateley tverdogo topliva" [Internal ballistics of barrel systems and rocket engines of solid fuel] – M.: VVIA im. prof. N. E. Zhukovskogo, 1987. – 312 p. 10. Churbanov E.V. "Vnutrennyaya ballistika artilleriyskogo orudiya" [Internal ballistics of artillery pieces] – M.: Voennoe izdatelstvo, 1973.– 103 p. 11. "Osoblivosti harakteristik vnutrishnoyi ballistiki porohovykh zaryadiv boepripasiv, yaki znahodyatsya za mezhami garantiynykh strokiv zberigannya" [Features of the characteristics of the internal ballistics of the ammunition of powdered ammunition that are outside the warranty period of preservation]: [navch.–metod. poslbn. dlya visch. navch. zakl.] / O.B. Anipko, I.Y. Biryukov, D.S. Baulin, V.I. Vorobyov. – H.: Akad. vnutrishnih viysk MVS Ukrayini, 2008. – 40 p. 12. "Nadezhnost i effektivnost v tehnikе" [Reliability and efficiency in engineering]: Spravochnik: V 10 t. – T.1: Metodologiya. Organizatsiya. Terminologiya / Pod red. Rembezvi A.I. – M.: Mashinostroenie, 1986. – 224 p.

Торяник Д.О., Зюбан М.І., Соколовський В.В., Кошкаров Ю.Ю.

РОЗРАХУНОК ТЕРМІНУ ЗБЕРІГАННЯ БОЄПРИПАСІВ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ТЕМПЕРАТУРНО-ЧАСОВОГО РЕЖИМУ ЗБЕРІГАННЯ В РІЗНИХ УМОВАХ

При зберіганні боєприпасів, у більшому чи меншому ступені, на них неминуче будуть впливати об'єктивні (кліматична обстановка, біологічне середовище, сонячна радіація, властивості атмосфери, старіння) і суб'єктивні (залежні від дій обслуговуючого персоналу) фактори. У результаті спільного впливу суб'єктивних і об'єктивних факторів технічний стан боєприпасів чи поступово, чи стрибкоподібно буде змінюватися, і через якийсь час, у залежності від умов зберігання, значення показників, що визначають технічний стан боєприпасів, досягнуть граничного значення, якщо не почати завчасно спеціальних мір, що зменшують шкідливий вплив цих факторів.

Торяник Д.О., Зюбан М.І., Соколовський В.В., Кошкаров Ю.Ю.

РАСЧЕТ СРОКА ХРАНЕНИЯ БОЕПРИПАСОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРНО-ВРЕМЕННОГО РЕЖИМА ХРАНЕНИЕ В РАЗНЫХ УСЛОВИЯХ

При хранении боеприпасов, в большей или меньшей степени, на них неизбежно будут влиять объективные (климатическая обстановка, биологическая среда, солнечная радиация, свойства атмосферы, старение) и субъективные (зависящие от действий обслуживающего персонала) факторы. В результате совместного влияния субъективных и объективных факторов техническое состояние боеприпасов или постепенно, или скачкообразно будет меняться, и через некоторое время, в зависимости от условий хранения, значения показателей, определяющих техническое состояние боеприпасов, достигнут предельного значения, если не начать заблаговременно специальных мер, уменьшающих вредное воздействие этих факторов.

D.Toryanik, M.Zyuban, V.Sokolovsky, Yu.Koshkarov

CALCULATION OF THE TIME OF STORAGE OF BIOPIRES IN DEPENDENCE FROM TEMPERATURE-TIME MODE OF STORAGE IN DIFFERENT CONDITIONS

When storing munitions, to a greater or lesser extent, they will inevitably be influenced by objective (climate, biological environment, solar radiation, atmospheric properties, aging) and subjective (depending on the actions of the staff) factors. As a result of the joint influence of subjective and objective factors, the technical state of ammunition will either gradually or spin-free change, and after some time, depending on the conditions of storage, the values of indicators that determine the technical state of ammunition will reach the limit value, if not start in advance of special measures that reduce the harmful effects of these factors.

АККРЕДИТАЦИЯ ОРГАНИЗАЦИЙ, ВЫПОЛНЯЮЩИХ НЕРАЗРУШАЮЩИЙ КОНТРОЛЬ, КАК НЕОБХОДИМОЕ УСЛОВИЕ ДОСТУПА ПРЕДПРИЯТИЙ УКРАИНЫ К МЕЖДУНАРОДНЫМ РЫНКАМ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТОВАРОВ И УСЛУГ

Введение. В сентябре 2017 года, после принятия окончательного решения Советом ЕС вступило в силу «Соглашение об ассоциации Украины с Европейским союзом» (далее – Соглашение). В долгосрочной перспективе Соглашение должно повысить конкурентоспособность товаров и услуг, производимых в Украине, и как следствие, повысить объемы экспорта на мировых рынках. Кроме того, повышение качества украинских товаров, обусловленное действием Соглашения, укрепит позиции национальных производителей и на внутреннем рынке.

Положения раздела IV Соглашения «Торговля и вопросы, связанные с торговлей» определяют «углубленную и всеобъемлющую зону свободной торговли» Украина–ЕС (далее – ЗСТ). ЗСТ предусматривает либерализацию торговли как товарами, так и услугами, либерализацию движения капиталов и в определенной мере – движения рабочей силы.

Отличительной особенностью ЗСТ Украина–ЕС является комплексная программа адаптации регуляторных норм в сферах, связанных с торговлей, на соответствие стандартам ЕС. Это позволит в значительной мере устранить нетарифные (технические) барьеры в торговле между Украиной и ЕС и обеспечить расширенный доступ к внутреннему рынку ЕС для украинских экспортеров и наоборот – европейских экспортеров к украинскому рынку. Таким образом, углубленная и всеобъемлющая ЗСТ должна обеспечить постепенную интеграцию экономики Украины во внутренний рынок ЕС.

Предусмотренная Соглашением зона свободной торговли с одной стороны открывает значительные перспективы перед национальными производителями, но с другой стороны обуславливает выполнение определенных условий для их успешной реализации. Одним из важных шагов в этом направлении, является доведение качества промышленной продукции национальных производителей до уровня требований международных стандартов и Европейских директив. Известно, что понятие качества любого промышленного изделия неразрывно связано с его оценкой соответствия – подтверждением технических параметров и характеристик изделия заявленным свойствам или установленным требованиям. Проведение оценки соответствия должно быть организовано таким образом, чтобы обеспечить доверие заказчика или потребителя к такой процедуре, которое в первую очередь основано на должной компетенции при выполнении таких технических дисциплин как измерение и испытание. Ниже будут рассмотрены основные вопросы, связанные с аккредитацией организаций, выполняющих неразрушающий контроль качества метало- изделий, конструкций и промышленных объектов.

Международная система аккредитации органов оценки соответствия (ООС). Что такое аккредитация? Термин «аккредитация» происходит от латинского **accredo** – «доверять». Современная формулировка понятия аккредитации – это процедура официального подтверждения соответствия объекта установленным критериям и показателям (например, требованиям стандарта). Аккредитация наиболее распространена в сфере оказания профессиональных услуг, для оценки качества которых потребитель, как правило, не обладает достаточными компетенциями.

Примечание: *существует такое понятие как «Декларация о соответствии». В общем случае это документ, которым производитель удостоверяет, что поставляемая им продукция соответствует требованиям нормативных документов.*

© Н.Ф. Хорло, 2019

Ключевым здесь является слово «продукция», т.е. материальная сущность, которую при желании или необходимости можно проверить на соответствие Декларации. В нашем случае, испытание изделия неразрушающими методами контроля качества – это услуга, и её нематериальная сущность характеризуется такими факторами как неосязаемость, несохраняемость, непостоянство качества и неотделимость от источника. Т.е. проверить соответствие услуги Декларации потребителю практически невозможно.

Процедура аккредитации организации (лаборатории) выполняющей неразрушающий контроль проводится при обязательном соблюдении следующих принципов:

- добровольность (аккредитуют только те организации, которые изъявляют желание подвергнуться данной процедуре);
- независимость (органы по аккредитации не должны быть связаны с аккредитуемыми лабораториями, какими-либо общими интересами);
- компетентность (органы по аккредитации должны быть вовлечены в систему внешних проверок их компетентности, как правило – со стороны иных органов по аккредитации);
- доступность (процедура аккредитации должна проводиться по правилам, которые являются общедоступными);
- равноправность (ко всем организациям предъявляются одинаковые требования).

При положительном исходе процедуры аккредитации организация получает подтверждающий документ (аттестат аккредитации), который удостоверяет, что испытательная лаборатория или инспектирующий орган соответствует требованиям соответствующего стандарта.

Процедуру аккредитации осуществляет специальное уполномоченное учреждение – орган по аккредитации. Полномочия органа по аккредитации обычно исходят от правительства, но в мировой практике существуют и иные варианты. Правительственные органы по аккредитации для обеспечения независимости и незаинтересованности не должны исполнять никаких других функций (управления, надзора и т. п.) кроме аккредитации. В отношении вопроса о том, сколько органов по аккредитации должно быть в стране существуют две различные точки зрения. В Европейском союзе реализован следующий принцип: одна страна – один орган по аккредитации. США, Канада, Япония и некоторые другие страны считают, что органов по аккредитации может быть сколько угодно и регулировать их количество должен рынок. В Украине в настоящее время существует единый государственный национальный орган по аккредитации – **Национальное агентство по аккредитации Украины, НААУ**.

Кроме того, в мировом сообществе существуют авторитетные международные организации, координирующие деятельность различных стран в области аккредитации:

- **Международный Форум по Аккредитации (англ. International Accreditation Forum, IAF);**
- **Международное сотрудничество по аккредитации лабораторий (англ. International Laboratory Accreditation Cooperation, ILAC);**
- **Европейская кооперация по аккредитации (European co-operation for Accreditation, EA).**

Международный Форум по Аккредитации (IAF) является международной ассоциацией органов по аккредитации по оценке соответствия и других органов, заинтересованных в оценке соответствия в различных областях (систем управления, продуктов, услуг, персонала и других подобных процедур оценки соответствия). Его основная функция заключается в разработке единой международной программы оценки соответствия, которая снижает риск для бизнеса и его клиентов, гарантируя им, что сертификатам аккредитованных органов оценки соответствия (далее – ООС) можно доверять.

С 2016 года НААУ является полноправным членом IAF. Кроме того, между НААУ и IAF подписано ряд соглашений о взаимном признании результатов аккредитации в различных сферах. В настоящее время основной задачей НААУ является подписание Многостороннего соглашения о признании (IAF MLA), между органами по аккредитации – членами IAF.

Международное сотрудничество по аккредитации лабораторий (ILAC) ставит своей основной задачей развитие международного сотрудничества в целях содействия торговле путем поощрения признания результатов испытаний и калибровки аккредитованных организаций. ILAC является официальным международным органом по сотрудничеству с целью создания сети соглашений о взаимном признании между различными органами по аккредитации, которые обязуются обеспечивать это взаимопризнание. Конечной целью ILAC является более широкое использование и признание промышленностью, а также правительством результатов аккредитованных лабораторий, в том числе результатов лабораторий в других странах. Таким образом, может быть реализована цель свободной торговли *«продукта, проверенного один раз и принятого повсюду»*.

НААУ в 2007 году получило статус аффилированного члена ILAC. На сегодня, НААУ признано в ILAC по следующим направлениям деятельности: аккредитация калибровочных и испытательных лабораторий (стандарт ISO/IEC 17025) и аккредитация органов по инспектированию (стандарт ISO/IEC 17020).

Европейская кооперация по аккредитации (EA) является ассоциацией национальных органов по аккредитации Европы, официально назначенных правительством своих государств на проведение аккредитации организаций, оказывающих услуги по оценке соответствия, такие как сертификация, верификация, инспекции, испытания и калибровки. Целью существования EA является координация и управление инфраструктурой аккредитации Европы для того, чтобы результаты услуг по оценке соответствия, предоставленных в одной стране, были признаны в другой стране без дополнительных проверок, что должно способствовать развитию Европейского сообщества и мировой экономики в целом.

Сотрудничество НААУ и EA началось с подписания в 2004 году контракта о сотрудничестве. В настоящее время, НААУ признано в EA по многим направлениям деятельности, и в том числе:

- аккредитация испытательных лабораторий (стандарт ISO/IEC 17025);
- аккредитация органов по инспектированию (стандарт ISO/IEC 17020);

В соответствии со статьей 14 Регламента № 765/2008 Европейского парламента и Совета с 2008 года EA официально назначен органом, устанавливающим требования для аккредитации и надзора за рынком по реализации продукции. Таким образом, признание со стороны EA означает, что деятельность НААУ полностью эквивалентна деятельности любого другого национального органа по аккредитации – члена EA, что существенно упрощает процедуру выхода на европейский рынок предприятий-клиентов органов по оценке соответствия, аккредитованных НААУ.

Какие же нормативные требования регламентируют аккредитацию организаций, осуществляющих свою деятельность в области НК? В Европейском союзе такими стандартами являются:

- **ISO/IEC 17025:2017** General requirements for the competence of testing and calibration laboratories (*Общие требования к компетентности испытательных и калибровочных лабораторий.*)
- **EN ISO/IEC 17020:2012** Conformity assessment. Requirements for the operation of various types of bodies performing inspection (*Оценка соответствия. Требования к деятельности различных типов органов инспектирования.*)

В настоящее время идентичные версии (IDT) данных международных стандартов приняты в Украине, и действуют как национальные (ДСТУ) стандарты:

- **ДСТУ ISO/IEC 17025:2017** (ISO/IEC 17025:2017, IDT) Загальні вимоги до компетентності випробувальних та калібрувальних лабораторій.

➤ **ДСТУ EN ISO/IEC 17020:2014** (EN ISO/IEC 17020:2012, IDT) Оцінка відповідності. Вимоги до роботи різних типів органів з інспектування.

Для лучшего понимания какой из данных стандартов необходим конкретному потребителю необходимо уяснить терминологические особенности, принятые в международных стандартах EN и ISO. Как известно, неразрушающий контроль (НК) – контроль надежности основных рабочих свойств и параметров объекта или отдельных его элементов/узлов, не требующий выведения объекта из работы либо его демонтажа. В международных стандартах неразрушающим контролем [англ. Nondestructive testing (NDT)] также называется оценка надежности неразрушающими методами [англ. Nondestructive evaluation (NDE)] или проверкой изделия без его разрушения [англ. Nondestructive inspection (NDI)]. Международные и европейские стандарты терминов и определений в области НК – EN 1330-1,2 определяют данные важные понятия следующим образом:

- **Examination** (испытание) – Testing of a material in accordance with a standard, or a specification, or a procedure (*исследование материала в соответствии со стандартом, спецификацией или процедурой*);
- **Evaluation** (оценка) – Assessment of indications revealed by NDT against a predefined level (*оценка индикаций, выявленных при проведении неразрушающего контроля, на заранее определённом уровне*);
- **Inspection** (проверка) – Evaluation for conformity by measuring, observing or testing the relevant characteristics (*оценка соответствия путем измерения, наблюдения или тестирования соответствующих характеристик*).

В зависимости от того, какие конечные цели преследуются при выполнении неразрушающего контроля – испытание материала (например: контроль литья, проката, сварных швов и т.п.), оценка детали или узла (например: вала турбины, сварного соединения трубопровода, обечайки барабана котла и т.п.) или проверка промышленного объекта в целом (например: грузоподъёмный кран, паровой котёл, турбина, трубопровод, ректификационная колонна и т.п.) таким должен быть и выбор стандарта, определяющий область компетенции организации выполняющей НК.

В том случае, если основными задачами при проведении неразрушающих испытаний будет контроль качества продукции при её изготовлении или монтаже, то выбор должен быть сделан в пользу стандарта ISO/IEC 17025:2017, но если конечными целями проведения НК является оценка работоспособности изделия или промышленного объекта (в том числе и во время его эксплуатации) на основании различных методов контроля и испытаний, технических расчётов и т.п., то в этом случае необходимо принимать решение в пользу стандарта EN ISO/IEC 17020:2012.

Для лучшего понимания требований, сформулированных в данных стандартах, рекомендуется использовать документ **EA-4/15 G:2015** Accreditation for Non-Destructive Testing (*Аккредитация на право проведения неразрушающих испытаний*), разработанный Техническими Комитетами по испытательным лабораториям и органам инспектирования Европейской кооперации по аккредитации (EA). Данное подробное руководство предназначено для организаций, выполняющих неразрушающий контроль в качестве аккредитованного вида деятельности или претендующих на аккредитацию для выполнения испытаний и инспекций с помощью неразрушающего контроля.

Документ EA-4/15 G:2015 предусматривает, что организации, осуществляющие неразрушающий контроль могут быть аккредитованы на соответствие требованиям EN ISO/IEC 17025 или EN ISO/IEC 17020, при этом, независимо от выбранного направления, аккредитация проводится по одним и тем же техническим критериям.

Организация, аккредитованная на проведение неразрушающего контроля в соответствии с EN ISO/IEC 17025 или EN ISO/IEC 17020, может выполнять и документировать отчёты по следующим видам деятельности:

- испытания в соответствии с определёнными стандартами и процедурами;

До обговорення

- интерпретация результатов испытаний по согласованным стандартам приемки;
- определять соответствия и значимость обнаруженных дефектов на основании результатов испытаний.

Подробное рассмотрение всех существенных аспектов аккредитации испытательных лабораторий и органов инспектирования является предметом отдельного изыскания. Изучение данного вопроса для национальных производителей промышленной продукции и организаций, осуществляющих контроль объектов промышленной инфраструктуры во время эксплуатации является важным и крайне насущным. Актуальность поиска новых рынков для промышленной продукции предприятий Украины очевидна, как очевидна при этом и связь вопроса аккредитации ООС с успехом такого поиска.

Выводы. Процесс подтверждения качества промышленного изделия, неразрывно связан с его оценкой соответствия – подтверждением технических параметров и характеристик изделия заявленным свойствам или установленным требованиям. Оценка соответствия должна быть выполнена таким образом, чтобы обеспечить доверие заказчика или потребителя к такой процедуре, что обеспечивается соответствующей аккредитацией, базисом которой является установление должной компетенции при выполнении определённых технических дисциплин (в частности – неразрушающий контроль качества металлоизделия).

Международная система аккредитации органов оценки соответствия, обеспечивает не только подтверждение компетенции организаций, выполняющих неразрушающий контроль промышленных изделий, но и обладает действенными механизмами взаимного признания результатов аккредитации всеми участниками международного рынка товаров и услуг. Основанием к взаимному доверию по признанию компетенции аккредитованных ООС, является единые подходы к процедуре аккредитации, в основу которых положены требования международных стандартов ISO.

Хорло Н.Ф.

АКРЕДИТАЦІЯ ОРГАНІЗАЦІЙ, ЩО ВИКОНУЮТЬ НЕРУЙНІВНИЙ КОНТРОЛЬ, ЯК НЕОБХІДНА УМОВА ДОСТУПУ ПІДПРИЄМСТВ УКРАЇНИ ДО МІЖНАРОДНИХ РИНКІВ ПРОМИСЛОВИХ ТОВАРІВ ТА ПОСЛУГ

Виконано огляд міжнародної системи акредитації, що забезпечує підтвердження компетенції організацій, які виконують неруйнівний контроль промислових виробів, як органів оцінки відповідності. Розглянуто механізми, що забезпечують взаємне визнання результатів акредитації учасниками міжнародного ринку товарів та послуг. Визначено нормативні вимоги до процедури акредитації.

Хорло Н.Ф.

АККРЕДИТАЦИЯ ОРГАНИЗАЦИЙ, ВЫПОЛНЯЮЩИХ НЕРАЗРУШАЮЩИЙ КОНТРОЛЬ, КАК НЕОБХОДИМОЕ УСЛОВИЕ ДОСТУПА ПРЕДПРИЯТИЙ УКРАИНЫ К МЕЖДУНАРОДНЫМ РЫНКАМ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТОВАРОВ И УСЛУГ

Выполнен обзор международной системы аккредитации, обеспечивающей подтверждение компетенции организаций, выполняющих неразрушающий контроль промышленных изделий как органов оценки соответствия. Рассмотрены механизмы, обеспечивающие взаимное признание результатов аккредитации участниками международного рынка товаров и услуг. Определены нормативные требования к процедуре аккредитации.

N. Khorlo

ACCREDITATION OF ORGANIZATIONS PROVIDING NON-DESTRUCTIVE TESTING SERVICES, AS A NECESSARY CONDITION FOR ACCESS OF UKRAINIAN ENTERPRISES TO INTERNATIONAL MARKETS FOR INDUSTRIAL PRODUCTS AND SERVICES

A review of the international accreditation system was carried out, providing confirmation of the competence of organizations performing non-destructive testing of industrial products as conformity assessment bodies. The mechanisms that ensure mutual recognition of the results of accreditation by participants of the international market of goods and services are considered. Defined regulatory requirements for the accreditation procedure.

ДО ВІДОМА АВТОРІВ

Науково-технічний журнал «**Механіка та машинобудування**» відділення механіки та машинобудування Академії наук Вищої освіти України випускається з 1997 р. Періодичність випуску – 2 рази на рік. Перший номер – відкритий, видається авторам, розсилається організаціям обов'язкової розсилки та розміщується на сайтах НБУВ і НТУ «ХПІ». Другий номер – закритий, розсилається згідно відомості розсилки. До опублікування приймаються статті українською, російською або англійською мовами за науковими напрямками:

- **теоретична механіка;**
- **прикладна механіка;**
- **машинознавство;**
- **динаміка та міцність машин;**
- **транспортне машинобудування;**
- **управління в технічних системах;**
- **технологія машинобудування;**
- **історія машинобудування.**

ДОКУМЕНТИ, що подаються до редколегії для опублікування статті в журналі:

1. Текст статті (1 прим.) на аркушах формату А4.
2. Електронна версія статті в текстовому редакторі MS Word.
3. Рецензія на статтю. Статті з авторством (співавторством) докторів наук можуть подаватися без рецензування
4. Акт експертизи про можливість опублікування матеріалів у відкритому друку (для статей у відкритий журнал).
5. Відомості про авторів у вільному вигляді, де міститься наступна інформація:
 - повні прізвище, ім'я та по-батькові кожного з авторів;
 - їх місце роботи та посада, науковий ступінь, вчене звання;
 - контактний телефон.

СКЛАДОВІ СТАТТІ:

1. Код УДК.
2. Прізвища і Ініціали авторів, науковий ступінь (при його наявності).
3. Назва статті.
4. Текст статті.
5. Список літератури оформлений відповідно до вимог наказу ВАК України № 342 від 29.05.2007 р. Форма 23. (Бюлетень ВАК України №5, – 2009. – с.26 – 30).
6. Транслітерація списку літератури.
7. Анотації українською, російською та англійською мовами. Обсяг анотації до 5 рядків.

Складові статті відокремлюються одна від одної порожнім рядком.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ:

1. *Параметри сторінок та тексту:*

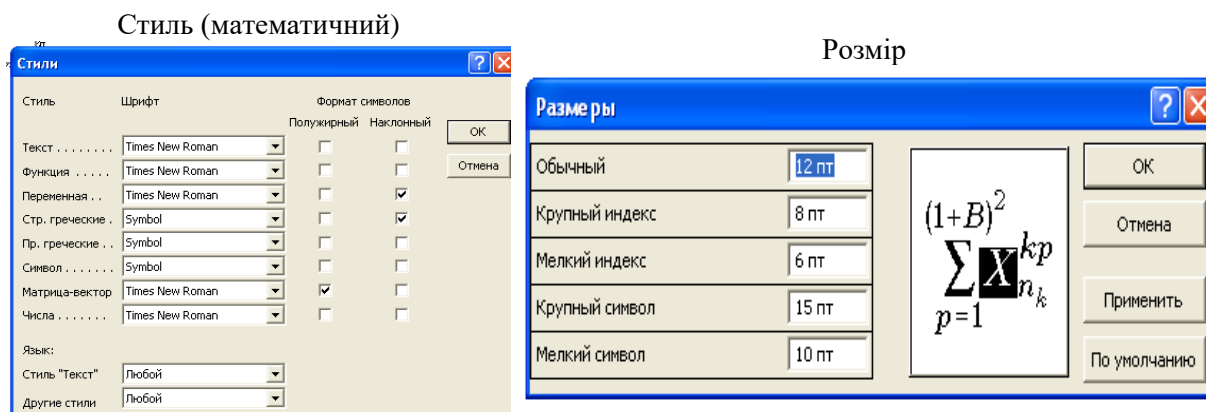
- розмір аркуша А4 (210×297 мм);
- ліве, праве поля – 25 мм, верхнє – 23 мм, нижнє – 27 мм;
- відступ від краю до колонтитула: верхній – 16 мм, нижній – 22 мм;
- шрифт Times New Roman, стиль звичайний;
- розмір шрифту – 12 пт;
- інтервал між рядками – 1;
- застосовувати автоматичну розстановку переносів;
- абзацний відступ – 12,5 мм;
- вирівнювання абзацу – по ширині.

2. *Формули* створюються у вигляді об'єктів редактором формул Equation, центруються.

Нумерація ставиться праворуч у дужках, вирівнюється по правому краю. Невеликі формули можна розміщати не в окремому рядку, а прямо в тексті. Після формул потрібно ставити розділові знаки, якщо цього вимагає орфографія. Якщо формула міститься у середині речення, то

продовження речення у наступному за формулою рядку здійснюється без відступу. Якщо формула займає окремий рядок перед і після неї повинні бути порожні рядки розміром в 8 пт.

Налаштування редактора Equation для відтворення формул і символів мають вигляд:



3. *Рисунок* повинен бути оформлений як окремий згрупований об'єкт у тексті статті, розташування поверх тексту не допускається; рисунок відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком і розташовується після посилання на нього. Рекомендується використовувати чорно-білу палітру, якість відтворення рисунків кольорової палітри не гарантується. Рисунки нумерують наскрізно арабськими цифрами. Якщо в тексті статті лише один рисунок, його нумерують. Підрисуючий підпис: Рисунок 1 – Назва (якщо є). Підпис центрується, шрифт – 11пт.

Символи на рисунку повинні бути близькими за розміром до основного тексту. Частина рисунку позначаються під рисунком літерами a , b без дужки. Написи на рисунку, позначення його елементів (1, 2, 3) виконують курсивом. Посилання у тексті на рисунки та їх частини мають вигляд (рис. 1), (див. рис. 2 a , b).

4. *Таблиця* відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком. Таблиці нумерують наскрізно арабськими цифрами. Якщо в тексті статті подано лише одну таблицю, її нумерують. Назву таблиці друкують з великої літери і розміщують над таблицею з центруванням по розміру таблиці (Таблиця 1 – Гамільтонова матриця). Назва таблиці виконується шрифтом 11пт.

5. *Текст статті* має бути структурованим відповідно до вимог МОНУ до наукових публікацій. Стаття подається єдиним файлом та виконується з форматуванням одним розділом в редакторі WORD. Між підрозділами статті пропускається один рядок. Сторінки альбомної орієнтації в тексті не допускаються (ілюстрації та таблиці альбомної орієнтації на повну сторінку розміщуються шляхом їх повороту в межах сторінки портретної орієнтації). У тексті рекомендується використовувати тире середньої довжини.

6. *В статті використовувати лапки*: для україно- та російськомовного тексту – «парні», для англійського – "прямі".

7. *Список літератури* та його транслітерація надаються курсивом, шрифт – 11 пт. Нумерація літератури напівжирним шрифтом.

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТУ СТАТТІ

УДК 517.977.58

Іванов В.Б., д-р техн. наук; Петров К.П., канд. техн. наук; Соколова И.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

Введение. Рассматривается стационарная линейная квадратичная задача (ЛК-задача) [1] с непрерывным временем...

Анализ литературных источников. Решение поставленной задачи...

Математическая модель. Движение объекта описывается стационарной системой линейных уравнений

$$x = Fx + Gu, x(0) = x_0, \quad (1)$$

где $x - \dots, F - \dots, G - \dots$

Квадратичный критерий качества имеет вид...

Таблица 1 – Гамильтонова матрица

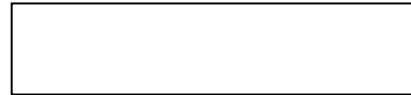


Рисунок 4.1 – Схема расположения ...:
 a – характеристика ...; b – зависимость

Из рисунка видно.....

Выводы. В результате...

Литература: 1. Сейдж Э. П. *Оптимальное управление системами* / Э. П. Сейдж, И. С. Уайт – М. : Радио и связь, 1982. – 392 с. 2. Ларин В. Б. *Синтез оптимальных линейных систем с обратной связью* / Ларин В. Б., Науменко К. И., Сунцев В. Н. – К. : Наук. думка, 1973. – 151 с. 3. Дубовицкий А. Я. *Задача на экстремум при наличии ограничений* / А. Я. Дубовицкий, А. А. Милютин // *Журнал вычислительной математики и математической физики*. – 1965. – Т.5, №3. – С. 395 – 453.

Bibliography (transliterated): 1. Sejdzh Je. P. *Optimal'noe upravlenie sistemami* / Je. P. Sejdzh, I.S. Uajt – M. : Radio i svjaz', 1982. – 392 s. 2. Larin V. B. *Sintez optimal'nyh linej-nyh sistem s obratnoj svjaz'ju* / Larin V. B., Naumenko K. I., Suncev V. N. – K. : Nauk. dumka, 1973. – 151 s. 3. Dubovickij A. Ja. *Zadacha na jekstremum pri nalichii ograniche-nij* / A. Ja. Dubovickij, A. A. Miljutin // *Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoy fiziki*. – 1965. – T.5, №3. – S. 395 – 453.

Иванов В.Б., Петров К.П., Соколова И.С.

ЛІНІЙНА КВАДРАТИЧНА ЗАДАЧА ІЗ СИНГУЛЯРНОЮ ГАМІЛЬТОНОВОЮ МАТРИЦЕЮ

За використанням методу простору станів, наведено рішення лінійної квадратичної задачі із сингулярною Гамільтоновою матрицею...

Иванов В.Б., Петров К.П., Соколова И.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

С использованием метода пространства состояний, приведено решение линейной квадратичной задачи с сингулярной Гамильтоновой матрицей...

V. Ivanov, K. Petrov, I. Sokolova

A LINEAR QUADRATIC PROBLEM WITH A SINGULAR HAMILTONIAN MATRIX

By using the state-space method, the solution of the linear quadratic problem with a singular Hamiltonian matrix is presented...

СТАТТІ, ЩО ВИКОНАНІ НЕ У ВІДПОВІДНОСТІ ДО НАВЕДЕНИХ ВИМОГ, НЕ РОЗГЛЯДАЮТЬСЯ.

Документи, подані до редакційної колегії, авторам не повертаються.

Редакційна колегія

Наукове видання

Науково-технічний журнал

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

1'2019

Технічний редактор *О.М. Ярмак*

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації:
Серія КВ № 3648 від 27.01.1999 р.

Підп. до друку 20.06.2019 р. Формат 60x84 1/8. Папір офісний. Riso-друк.
Гарнітура Таймс Ум. друк. арк. 21,3. Наклад 300 прим. 1-й з-д 1-40.
Зам. № 93. Ціна договірна

Видавець і виготовлювач
Видавничий центр НТУ «ХП»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р.