

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



*Одеська державна академія
технічного регулювання та якості*

ISSN 2412 – 5288 (Print)

ISSN 2414 – 9780 (Online)

DOI 10.32684/2412-5288-2019-1-14

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ
ОДЕСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ АКАДЕМІЇ
ТЕХНІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТА ЯКОСТІ

1(14) 2019

ОДЕСА

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ
ОДЕСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ АКАДЕМІЇ
ТЕХНІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТА ЯКОСТІ

Випуск 1(14) 2019

Заснований у 2012 р.

Засновник: Одеська державна академія технічного регулювання та якості

65020, м. Одеса, вул. Ковальська (Кузнечна), 15

Телефон: (048)726-68-92, факс: (048)726-76-95

E-mail: odatry@gmail.com

Сайти: <https://osatrq.edu.ua>, www.kachestvo.od.ua, odatrya.org.ua.

Редакційна колегія

Голова редакційної колегії

Коломієць Леонід Володимирович (д.т.н., професор)

Заступник голови редакційної колегії

Братченко Геннадій Дмитрович (д.т.н., професор)

Аніскін Олексій (к.т.н., доцент, Республіка Хорватія)

Боряк Костянтин Федорович (д.т.н., доцент)

Ваганов Олександр Іванович (д.т.н., професор)

Величко Олег Миколайович (д.т.н., професор)

Волков Сергій Леонідович (к.т.н., доцент)

Гасанов Юсиф Надир огли (д.т.н., професор, Азербайджанська Республіка)

Гордієнко Тетяна Богданівна (д.т.н., професор)

Грабовський Олег Вікторович (к.т.н., доцент)

Діденко Віктор Дмитрович (д.ф.-м.н., професор)

Зборовська Ірина Адамівна (к.т.н., доцент)

Квасніков Володимир Павлович (д.т.н., професор)

Корсун Валерій Іванович (д.т.н., професор)

Кучерук Володимир Юрійович (д.т.н., професор)

Лещенко Олег Іванович (к.т.н., доцент)

Мілковіч Марін (к.т.н., професор, Республіка Хорватія)

Мілованов Валерій Іванович (д.т.н., професор)

Меленчук Тетяна Михайлівна (д.т.н., доцент)

Новіков Володимир Миколайович (д.ф.-м.н., професор)

Салсеану Александру (д.т.н., професор, Румунія)

Семенова Алла Василівна (д.пед.н., професор)

Скачков Валерій Вікторович (д.т.н., професор)

Солдо Божо (д.т.н., професор, Республіка Хорватія)

Чундева-Блаєр Марія (д.т.н., професор, Республіка Північна Македонія)

Янковський Олег Георгійович (к.т.н., доцент)

Відповідальний секретар Братченко Геннадій Дмитрович

Внесений наказом Міністерства освіти і науки України від 15.04.2014 р. № 455 до «Переліку наукових фахових видань України» за № 37 (технічні науки).

Затверджений до друку і розповсюдження через мережу Інтернет Вченою Радою Одеської державної академії технічного регулювання та якості (протокол № 11 від 30.05.2019 р.).

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ № 18770-7570Р від 30.01.2012 р.

© Одеська державна академія технічного регулювання та якості

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE

ZBÌRNIK NAUKOVIIH PRAC' ODES'KOÏ DERŽAVNOÏ AKADEMII
TEHNIČNOGO REGULŪVANNÂ TA ÂKOSTI (COLLECTION OF SCIENTIFIC
WORKS OF THE ODESA STATE ACADEMY OF TECHNICAL REGULATION
AND QUALITY)
Issue 1(14) 2019

Established in 2012

Founder is Odesa state academy of technical regulation and quality

15 Kovalska street, Odesa, 65020, Ukraine

Phone: (048) 726-68-92, fax: (048) 726-76-95

E-mail: odatry@gmail.com

Websites: www.kachestvo.od.ua (<https://osatrq.edu.ua>), odatrya.org.ua.

Editorial board

Editor-in-Chief

Kolomiets Leonid (DSc, Professor, Ukraine)

Deputy Editor

Bratchenko Hennadii (DSc, Professor, Ukraine)

Aniskin Aleksej (PhD, Associate Professor, Republic of Croatia)

Boriak Kostiantyn (DSc, Associate Professor, Ukraine)

Vahanov Oleksandr (DSc, Professor, Ukraine)

Velychko Oleh (DSc, Professor, Ukraine)

Volkov Serhii (PhD, Associate Professor, Ukraine)

Hasanov Yusif Nadir Ogly (DSc, Professor, Azerbaijan Republic)

Gordiyenko Tetyana (DSc, Professor, Ukraine)

Hrabovskiyi Oleh (PhD, Associate Professor, Ukraine)

Didenko Viktor (DSc, Professor, Ukraine)

Zborovska Iryna (PhD, Associate Professor, Ukraine)

Kvasnikov Volodymyr (DSc, Professor, Ukraine)

Korsun Valerii (DSc, Professor, Ukraine)

Kucheruk Volodymyr (DSc, Professor, Ukraine)

Leshchenko Oleh (PhD, Associate Professor, Ukraine)

Milković Marin (PhD, Professor, Republic of Croatia)

Milovanov Valerii (DSc, Professor, Ukraine)

Melenchuk Tetiana (DSc, Associate Professor, Ukraine)

Novikov Volodymyr (DSc, Professor, Ukraine)

Salceanu Alexandru (DSc, Professor, Romania)

Semenova Alla (DSc, Professor, Ukraine)

Skachkov Valerii (DSc, Professor, Ukraine)

Soldo Božo (DSc, Professor, Republic of Croatia)

Cundeva-Blajer Marija (DSc, Professor, Republic of North Macedonia)

Yankovskiyi Oleh (PhD, Associate Professor, Ukraine)

Secretary Bratchenko Hennadii

Included by the Ministry of Education and Science of Ukraine order dated April 15, 2014 No. 455 to the "List of scientific professional editions of Ukraine" under No. 37 (technical sciences).

Approved for printing and distribution through the Internet by the Academic Council of the Odesa State Academy of Technical Regulation and Quality (protocol No. 11 dated May 30, 2019).

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ № 18770-7570Р від 30.01.2012 р.

© Odesa State Academy of Technical Regulation and Quality

ЗМІСТ

Стандартизація, сертифікація, менеджмент якості	5
О. М. Величко, д.т.н., О. В. Грабовський, к.т.н., Т. Б. Гордієнко, д.т.н. ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ V-МОДЕЛІ ПРИ РОЗРОБЛЕННІ ТА ОЦІНЮВАННІ ЯКОСТІ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ.....	6
Прилади та методи вимірювання фізичних величин, їх метрологічне забезпечення	12
В. А. Машенко, к.фіз.-мат.н., В. П. Квасніков, д.т.н., М. А. Бордюк, к.фіз.-мат.н., Т. М. Шевчук, к.фіз.-мат.н. ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ МОДУЛІВ ПРУЖНОСТІ ПОЛІМЕРНИХ АУКСЕТИКІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ІМПУЛЬСНИХ ІМЕРСІЙНИХ ВИМІРЮВАНЬ ШВИДКОСТЕЙ ПОШИРЕННЯ УЛЬТРАЗВУКОВИХ ХВИЛЬ.....	13
О. Г. Федоров, к.т.н. ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА ПРОПІЛЕНІ.....	19
Д. О. Балашов, В. І. Мілованов, д.т.н. ВПЛИВ ВКЛЮЧЕНЬ НАНОЧАСТОК ДО РОБОЧОГО ТІЛА ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА ЯКІСТЬ ЇЇ РОБОТИ.....	27
L. V. Kolomiets, DSc, V. F. Orobey, DSc, O. M. Lymarenko, PhD, A. S. Lymarenko DETERMINATION OF THE STRESSED-DEFORMED STATUS OF THE LOWER JAW NUMEROUS- ANALYTICAL OPTIONAL METHOD OF BOUNDARY ELEMENTS.....	33
Інформаційно-вимірювальні системи і технології	39
В. П. Квасніков, д.т.н., О. В. Діхтієвський РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ ІНФОРМАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШЕСТЕРНІ З УРАХУВАННЯМ ПОХИБКИ.....	40
Л. В. Коломієць, д.т.н., О. М. Лимаренко, к.т.н., А. С. Лимаренко, О. М. Яцинюк ОБҐРУНТУВАННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ОРТОПЕДИЧНИХ КОНСТРУКЦІЙ.....	47
О. І. Мірошніченко, С. В. Бугасєв, к.т.н., І. П. Солоненко, к.т.н., О. І. Лещенко, к.т.н. МОНІТОРИНГ ШВИДКОСТІ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ЗА ДОПОМОГОЮ GPS-НАВІГАТОРА.....	59
АЛФАВІТНИЙ ПОКАЖЧИК.....	65
ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ.....	66

РОЗДІЛ 1

Стандартизація, сертифікація, менеджмент якості

УДК 621.317.1

О. М. Величко, д.т.н., О. В. Грабовський, к.т.н., Т. Б. Гордієнко, д.т.н.*Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса***ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ V-МОДЕЛІ ПРИ РОЗРОБЛЕННІ ТА ОЦІНЮВАННІ ЯКОСТІ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ**

У статті подано результати дослідження особливостей застосування V-моделі при розробленні та оцінюванні якості програмного забезпечення (ПЗ) засобів вимірювальної техніки (ЗВТ). Проведено аналіз можливості застосування каскадної стратегії розроблення ПЗ та застосування її до оцінювання якості розроблюваного ПЗ. Розглянуто недоліки і переваги V-моделі, яка підтримує каскадну стратегію одноразового виконання етапів розроблення ПЗ. Представлено V-модель розроблення та оцінювання якості ПЗ ЗВТ, яка враховує всі специфічні складові випробування.

Ключові слова: програмне забезпечення, V-модель, тестування, оцінювання якості, засоби вимірювальної техніки.

О. Н. Величко, д.т.н., О. В. Грабовский, к.т.н., Т. Б. Гордиенко, д.т.н.**ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ V-МОДЕЛИ ПРИ РАЗРАБОТКЕ И ОЦЕНКЕ КАЧЕСТВА ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ СРЕДСТВ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ**

В статье представлены результаты исследования особенностей применения V-модели при разработке и оценке качества программного обеспечения (ПО) средств измерительной техники (СИТ). Проведен анализ возможности применения каскадной стратегии разработки ПО и ее применение к оценке качества разрабатываемого ПО. Рассмотрены недостатки и преимущества V-модели, которая поддерживает каскадную стратегию одноразового выполнения этапов разработки ПО. Представлена V-модель разработки и оценки качества ПО СИТ, которая учитывает все специфические составляющие испытания.

Ключевые слова: программное обеспечение, V-модель, тестирование, оценка качества, средства измерительной техники.

О. М. Velychko, DSc, О. V. Hrabovskiy, PhD, Т. В. Gordiyenko, DSc**FEATURES OF APPLICATION OF V-MODEL IN DEVELOPMENT AND ESTIMATION OF MEASURING INSTRUMENTS SOFTWARE**

The research results of the features of the use of the V-model in the development and evaluation of the quality of software of measuring instruments (MI) were presented. The analysis of the possibility of using a cascade software development strategy and its application to assessing the quality of the software being developed was carried out. It is difficult to implement a classical cascade model in its pure form, therefore, variants of such a model with feedback between its separate stages was developed. The disadvantages and advantages of the V-model, which supports the cascade strategy of one-time execution of software development stages, are considered. The main purpose of the V-model is to provide planning testing software in the early stages of its development. V-model is aimed at simplifying the understanding of the complexity of software development. It is used to determine a single procedure for developing software, hardware and user interface. To reduce the shortcomings of the cascade strategy, a number of modifications of the V-model have been developed due to the type of feedback that provides the ability to modify the results of the previous stages of development. Specific guidelines and recommendations of international and regional organizations for legal metrology have been used to determine the components for quality assessment of MI software. The tasks of developing a MI software on the left side of the letter V begin with the definition of requirements to the MI itself, then to the MI software, and only then as a traditional software development. The V-model of the development and evaluation of the MI software quality is proposed, which allows you to adapt this model to a particular MI at the very beginning of the software development. It takes into account all the specific components of software testing for the MI. The degree of verification of the components of the MI software

depends on the risk classes that are assigned to the software, depending on the MI for which it is created. The V-model of development and quality assessment of software of MI which takes into account all the specific components of the test are presented.

Keywords: software, V-model, software testing, software estimation, measuring instruments.

DOI 10.32684/2412-5288-2019-1-14-6-11

Вступ

Сучасні інформаційні технології широко впроваджуються в усі сфери діяльності людини. Обсяги і складність програмного забезпечення ПЗ) різного функціонального призначення постійно зростають, що призводить до появи досить складних методів проектування, аналізу і тестування ПЗ [1, 2].

Знайшли широке використання три основні стратегії розроблення ПЗ: каскадна, інкрементна і еволюційна. Значну популярність здобули два базові принципи розроблення ПЗ: модульний та об'єктно-орієнтований. В США створений і успішно діє Інститут якості ПЗ (Software Quality Institute, SQI) [3], одною із сфер діяльності якого є розроблення та впровадження сучасних методів оцінювання якості ПЗ. На міжнародному рівні ведуться активні роботи зі стандартизації оцінювання якості ПЗ та їх тестування [4, 5].

Актуальним питанням при розробленні та тестуванні ПЗ залишається вибір стратегії та оцінювання якості ПЗ конкретного призначення.

Аналіз публікацій та досліджень

Каскадна стратегія розроблення ПЗ базується на одноразовому проході всіх етапів розроблення ПЗ, а кожен такий етап починається після завершення попереднього. Повернення до вже виконаних етапів не передбачено. Таку стратегію розроблення ПЗ реалізують традиційна каскадна модель і V-подібна модель (далі – V-модель) [1, 6].

Основними перевагами каскадної стратегії розроблення ПЗ є: стабільність встановлених користувачем вимог протягом всього життєвого циклу розроблення ПЗ; простота застосування за рахунок лише одного проходження етапів розроблення ПЗ; простота планування, контролю та управління розробленням ПЗ тощо.

До основних недоліків цієї стратегії слід віднести: складність формулювання необхідних вимог на початковому етапі розроблення ПЗ і неможливість їх зміни у подальшому; лінійність структури процесу розроблення ПЗ; непридатність використання проміжних продуктів у розробленні ПЗ; недостатня участь користувача в процесі розроблення ПЗ тощо.

Інкрементна стратегія розроблення ПЗ базується на багаторазовому проході етапів розроблення ПЗ із запланованим поліпшенням ре-

зультату кожного етапу, який називається інкрементом. Особливістю цієї стратегії є велика кількість етапів розроблення ПЗ при незначній їх тривалості і невеликих відмінностях між інкрементами сусідніх етапів. Сучасною реалізацією такої стратегії є екстремальне програмування [3, 7].

Основними перевагами інкрементної стратегії розроблення ПЗ є: можливість отримання функціонального продукту після реалізації кожного інкремента; коротка тривалість і стабільність вимог під час створення певного інкремента; зниження ризиків у порівнянні з каскадною стратегією; залучення до процесу розроблення ПЗ користувача тощо.

До основних недоліків цієї стратегії слід віднести: необхідність повного функціонального визначення ПЗ на початку життєвого циклу для забезпечення планування інкрементів і управління розробленням ПЗ; складність планування і розподілу робіт з розроблення ПЗ; значний вплив людського фактору при вирішенні складних проблем розроблення ПЗ, що може знизити якість розробленого ПЗ.

Еволюційна стратегія розроблення ПЗ також базується на багаторазовому проході етапів розроблення ПЗ, однак реалізує лише часткове визначення вимог до ПЗ на початковому етапі його розроблення. Вимоги поступово уточнюються в послідовних циклах розроблення ПЗ. Для цієї стратегії характерна істотно менша кількість циклів розроблення ПЗ при більшій тривалості певного етапу в порівнянні з інкрементною стратегією [1, 2].

Основними перевагами еволюційної стратегії розроблення ПЗ є: можливість уточнення і внесення нових вимог в процесі розроблення ПЗ; придатність проміжного продукту для повноцінного використання; можливість управління ризиками; забезпечення широкої участі користувача в процесі розроблення ПЗ; реалізація переваг попередніх стратегій тощо.

До недоліків цієї стратегії слід віднести: невідомість точної кількості необхідних ітерацій (етапів) і складність визначення критеріїв для продовження етапів розроблення ПЗ при наступній ітерації; складність планування і управління розробленням ПЗ; необхідність активної участі користувачів у розробленні ПЗ тощо.

Постановка завдання

Метою дослідження є здійснення аналізу можливостей застосування каскадної стратегії розроблення ПЗ та застосування її до оцінювання якості розроблюваного ПЗ. Результатом цього аналізу повинна стати V-модель розроблення та оцінювання якості ПЗ засобів вимірювальної техніки (ЗВТ).

Методи дослідження

Перші публікації щодо класичної каскадної моделі з'явилися у 1970-х рр., які вперше формалізували структуру етапів розроблення ПЗ. У загальному випадку такі моделі є процесами розроблення ПЗ з різним ступенем деталізації. Наприклад, міжнародним стандартом ISO/IEC 12207 [8] встановлена каскадна модель, яка має умовну назву водоспадної.

Реалізувати класичну каскадну модель у чистому вигляді важко, тому розроблені варіанти такої моделі із зворотними зв'язками між її окремими етапами. Це дає можливість виправлення продуктів попередніх етапів розроблення ПЗ. Однак, до недоліків такого підходу відносяться складності планування та фінансування розроблення ПЗ, досить високий ризик порушення графіка розроблення ПЗ. У міжнародному стандарті ISO/IEC TR 15271 [9] наведено варіант каскадної моделі, орієнтований на колективне розроблення ПЗ.

Концепція V-моделі незалежно розроблена в Німеччині та США у 1980-х рр. [1, 6]. Сучасною версією V-моделі є модель ХТ, затверджена в 2005 р. Основним призначенням V-моделі є забезпечення планування тестування ПЗ на ранніх стадіях його розроблення. V-модель спрямована на спрощення розуміння складнощів розроблення ПЗ. Вона використовується для визначення єдиної процедури розробки ПЗ, апаратного забезпечення та інтерфейсу користувача.

V-модель підтримує каскадну стратегію одноразового виконання етапів розроблення ПЗ і базується на попередньому повному формуванні вимог до ПЗ. Відмінністю V-моделі від традиційної каскадної моделі є те, що в ній виділені зв'язки між етапами розроблення ПЗ і відповідними етапами тестування.

У V-моделі завдання розроблення ПЗ йдуть зверху вниз по лівій стороні літери V, а завдання тестування ПЗ – вгору по правій стороні літери V. Усередині цієї літери V наводяться горизонтальні лінії, що показують, як результати кожного з етапів розроблення ПЗ впливають на розвиток загальної системи тестування ПЗ на кожному з його етапів.

У V-моделі у ході розроблення ПЗ ставляться такі основні завдання: мінімізація ризиків; підвищення та гарантії якості розробленого ПЗ; зменшення загальної вартості розроблення ПЗ; підвищення якості взаємодії між користувачем і розробниками ПЗ. V-модель робить розроблення ПЗ більш прозорим і підвищує якість його контролю шляхом стандартизації проміжних цілей і результатів. Це дозволяє виявляти відхилення при розробленні ПЗ і ризики на його ранніх етапах.

Перевагами V-моделі є: участь користувача у розробці ПЗ і підтримці цієї моделі; на початку розроблення ПЗ модель може бути адаптована саме під це розроблення; модель дозволяє розподілити розроблення ПЗ на окремі етапи, кожен з яких буде включати в себе необхідні для нього дії. V-модель визначає продукти, які повинні бути отримані в результаті кожного з етапів розроблення ПЗ, причому кожен отриманий результат піддають спеціальному тестуванню.

До недоліків V-моделі можна віднести: модель не передбачає роботу з паралельними подіями; у моделі не передбачено внесення вимоги динамічних змін на різних етапах життєвого циклу; у модель не входять дії, спрямовані на аналіз ризиків; деякий результат можна отримати тільки при досягненні низу літери V.

З метою скорочення недоліків каскадної стратегії розроблений ряд модифікацій V-моделі, обумовлених різновидом зворотних зв'язків, які забезпечують можливість зміни результатів попередніх етапів розробки. Ця модель має наступні додаткові переваги: планування оцінювання якості (тестування) на ранніх стадіях розроблення ПЗ; спрощення перевірки проміжних результатів розроблення ПЗ; спрощення управління та контролю етапів розроблення ПЗ.

На рис. 1 наведена базова модель визначення якості розроблюваного ПЗ, яка демонструє зв'язки моделі якості ПЗ за міжнародним стандартом ISO/IEC 25010 [4] та моделлю вимірювання за міжнародним стандартом ISO/IEC 15939 [5].

Якісні властивості ПЗ є невід'ємними його властивостями і можуть бути поділені на одну або декілька характеристик якості (ХЯ), які мають відповідні підхарактеристики якості (ПХЯ). Вони вимірюються відповідним методом, який є логічною послідовністю операцій, що використовуються для кількісного визначення певних властивостей щодо встановленої шкали.

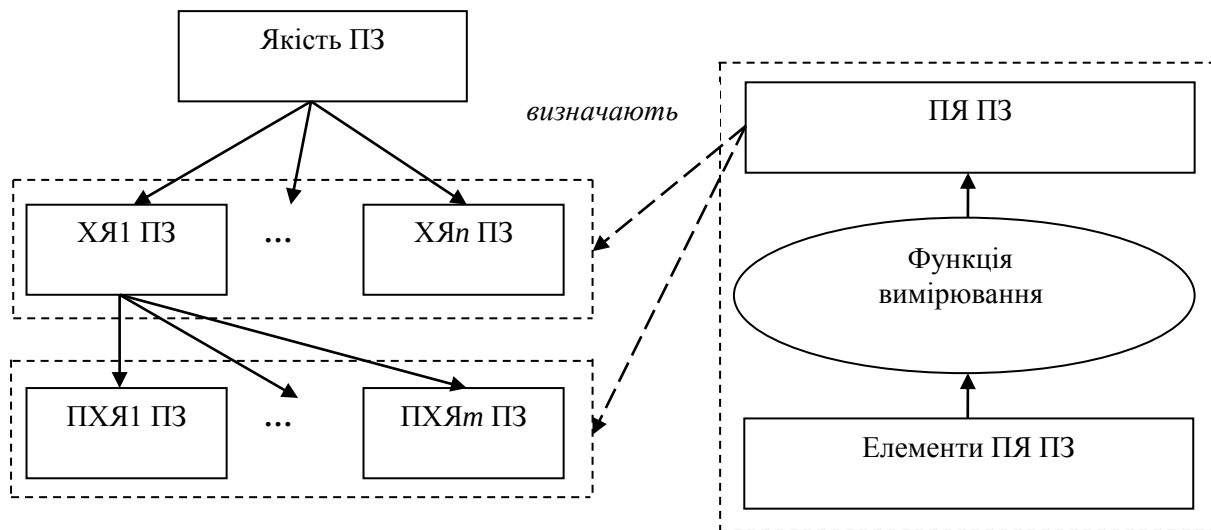


Рисунок 1 – Базова модель визначення якості розроблюваного ПЗ

Характеристики якості і ПХЯ можна визначити кількісно, застосовуючи функції вимірювання – алгоритм, що використовується для об'єднання елементів вимірювання якості. Результатом застосування функції вимірювання є показники якості (ПЯ) ПЗ, тобто кількісні ХЯ і ПХЯ. Для вимірювання ХЯ можна використовувати більше ніж один ПЯ ПЗ, які складаються з певних елементів, або ПХЯ.

На рис. 2 наведена загальна V-модель розроблення та оцінювання якості ПЗ. У цій моделі завдання розроблення ПЗ йдуть зверху вниз по лівій стороні літери V, а завдання оцінювання якості ПЗ – вгору по правій стороні літери V. У середині цієї літери V наведені горизонтальні лінії, що показують, як перевіряються результати кожного з етапів розроблення ПЗ за програмою випробувань (ПВ). ПЗ приймається у випадку реалізації всіх завдань ПВ ПЗ.

Доцільно застосувати загальну V-модель розроблення та оцінювання якості ПЗ для ПЗ ЗВТ.

Результати досліджень

У працях [10, 11] описані особливості оцінювання якості ПЗ для ЗВТ та наведені основні складові для оцінювання якості ПЗ ЗВТ. При визначенні складових для оцінювання якості ПЗ ЗВТ використані спеціальні настанови та рекомендації міжнародних та регіональних організацій з питань законодавчої метрології [12-15].

На рис. 3 наведена пропонування V-модель розроблення та оцінювання якості ПЗ ЗВТ. Завдання розроблення ПЗ ЗВТ по лівій стороні літери V починаються з визначення вимог до самого ЗВТ, потім до ПЗ ЗВТ, а вже потім як традиційного розроблення ПЗ (як на рис. 2).

При формуванні вимог до ПЗ ЗВТ повинні враховуватися як загальні вимоги до ПЗ, вбудованого у ЗВТ (Р), так і загальні вимоги до ПЗ, встановленого на універсальних комп'ютерах (U). Це залежить від особливостей самого ЗВТ. Крім того, особливістю ПЗ ЗВТ є також необхідність встановлення рівня розділення ПЗ (S) на законодавчо значиму та інші частини.

Завдання оцінювання якості ПЗ по правій стороні літери V починаються з перевірки зчитування (D) ПЗ ЗВТ, а вже потім перевірок запам'ятовуючих пристроїв (L) та пристроїв передачі даних (T). Всі ці перевірки повинні бути передбачені ПВ ПЗ для ЗВТ.

Лише при успішному завершенні всіх необхідних перевірок ПЗ ЗВТ, можна стверджувати про завершення загальної оцінки якості ПЗ ЗВТ. Випробування ПЗ ЗВТ є складовою приймальних випробувань самого ЗВТ, за результатами якого це ЗВТ приймається.

Ступінь перевірки складових ПЗ ЗВТ залежить від класів ризиків, які присвоюються ПЗ залежно від ЗВТ, для якого воно створюється.

Висновки

Аналіз можливостей застосування каскадної стратегії розроблення ПЗ та застосування її до оцінювання якості розроблюваного ПЗ показав таку доцільність.

Запропонована V-модель розроблення та оцінювання якості ПЗ ЗВТ дозволяє вже на початку розроблення ПЗ адаптувати цю модель під конкретне ПЗ для конкретного ЗВТ. При цьому враховуються всі специфічні складові випробування ПЗ для ЗВТ.

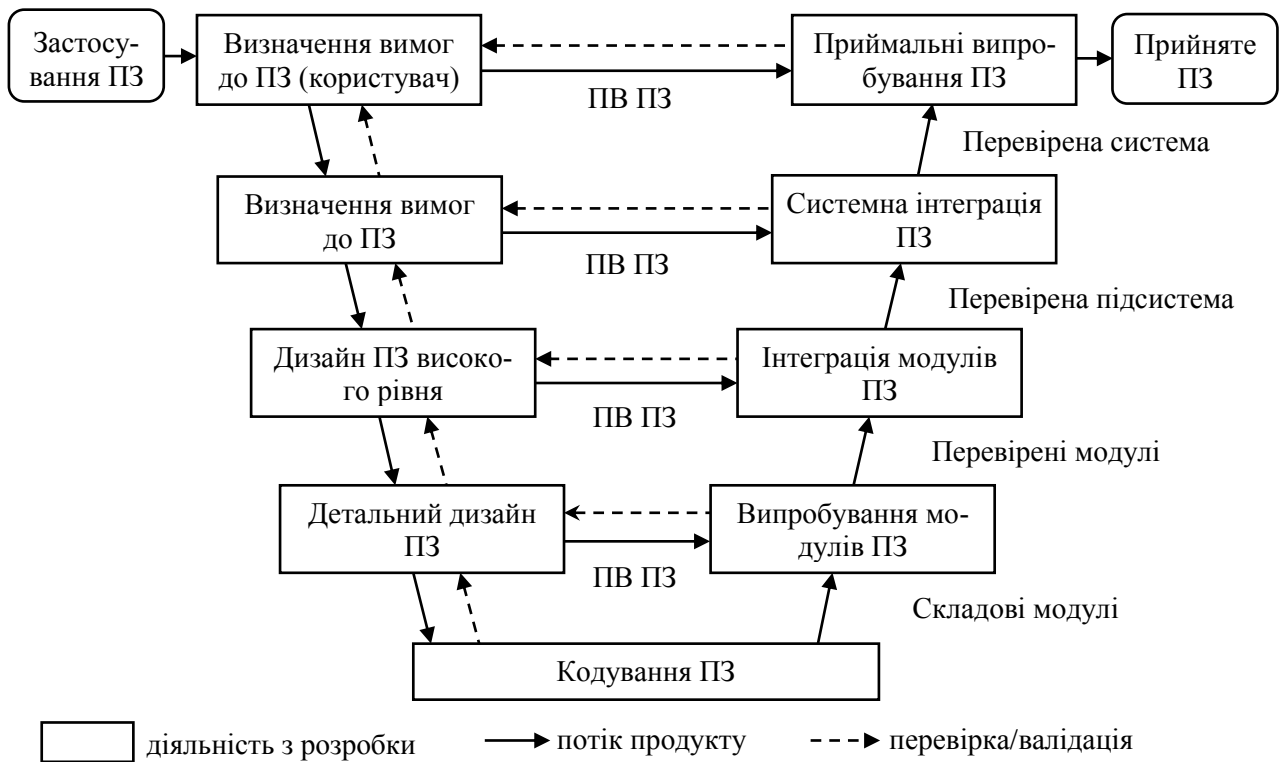


Рисунок 2 – Загальна V-модель розроблення та оцінювання якості ПЗ

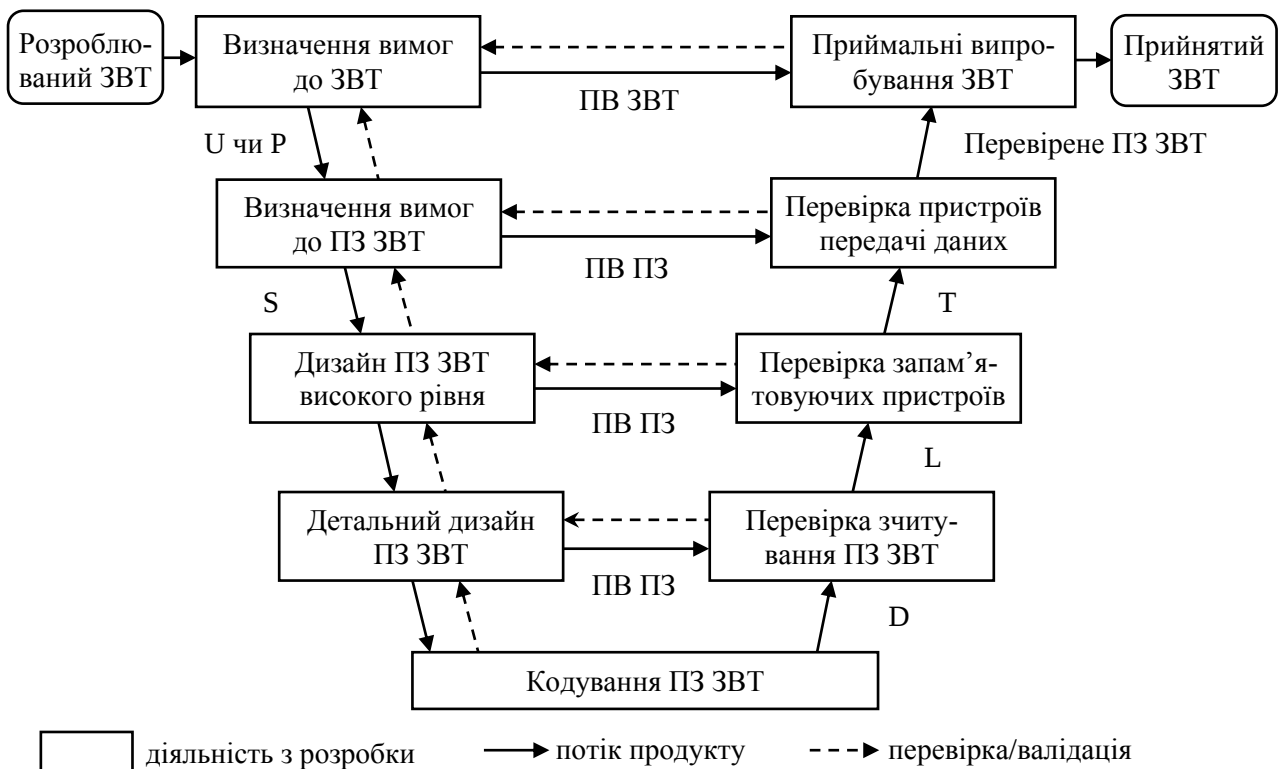


Рисунок 3 – V-модель розроблення та оцінювання якості ПЗ ЗВТ

Список використаних джерел

1. Бахтизин В. В. Технология разработки программного обеспечения: учеб. пособие / В. В. Бахтизин, Л. А. Глухова. – Минск: БГУИР, 2010. – 267 с.

2. Software Development Methodology Today. Software Development Strategies and Life-Cycle Models [Електронний ресурс]. – 2008. – Режим доступу: <http://www.informit.com/articles/article.aspx?p=605374&seqNum=2>.

3. Software Quality Institute, SQI [Електронний ресурс]. – 2019. – Режим доступу: <https://isqi.org/ua/en/>.
4. ДСТУ ISO/IEC 25010:2015 Інженерія програмних засобів і систем. Вимоги щодо якості та оцінювання систем і програмного продукту (SQuaRE). Моделі якості системи та програмних засобів (ISO/IEC 25010:2011, IDT).
5. ДСТУ ISO/IEC 15939:2008 Інженерія систем і програмних засобів. Процес вимірювання (ISO/IEC 15939:2007, IDT).
6. Фатрелл Р., Шафер Д., Шафер Л. Управление программными проектами: достижение оптимального качества при минимуме затрат. – М.: Вильямс, 2003. – 1125 с.
7. Брауде Э. Технология разработки программного обеспечения. – СПб.: Питер, 2004. – 655 с.
8. ISO/IEC 12207:2008 Systems and software engineering – Software life cycle processes.
9. ISO/IEC TR 15271:1998, Software Engineering – Software life cycle processes – Guide for ISO/IEC 12207 (Software Life Cycle Processes).
10. Velychko O., Gordiyenko T., Hrabovskiy O. Testing of measurement instrument software on the national level // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Information and controlling systems. – 2018. – № 2/9(92). – P. 13–20.
11. Velychko O., Gaman V., Gordiyenko T., Hrabovskiy O. Testing of measurement instrument software with the purpose of conformity assessment // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Information and controlling systems. – 2019. – № 1/9(97). – P. 19–26.
12. OIML D 31:2008. General Requirements for Software Controlled Measuring Instruments. OIML. Paris, 2008. – 53 p.
13. WELMEC 7.1. Informative Document: Development of Software Requirements.
14. WELMEC 7.2. Software Guide (Measuring Instruments Directive 2004/22/EC).
15. WELMEC 2.3. Guide for Examining Software (Non-automatic Weighing Instruments).
16. COOMET R/LM/10:2004. COOMET Recommendation: Software for Measuring Instruments: General Technical Specifications. COOMET. 2004. – 10 p.

References

1. Baxtizin V. V. *Texnologiya razrabotki programnogo obespecheniya: ucheb. posobie* / V. V. Baxtizin, L. A. Gluxova. – Minsk: BGUIR, 2010. – 267 s. (Russian).
2. Software Development Methodology Today.

Software Development Strategies and Life-Cycle Models [Електронний ресурс]. – 2008. – Режим доступу: <http://www.informit.com/articles/article.aspx?p=605374&seqNum=2>.

3. Software Quality Institute, SQI [Електронний ресурс]. – 2019. – Режим доступу: <https://isqi.org/ua/en/>.

4. DSTU ISO/IEC 25010:2015 Inzheneriya programnykh zasobiv i system. Vymogy shchodo yakosti ta otsinyuvannya system i programnogo produktu (SQuaRE). Modeli yakosti systemy ta programnykh zasobiv (ISO/IEC 25010:2011, IDT). (Ukrainian)

5. DSTU ISO/IEC 15939:2008 Inzheneriya system i programnykh zasobiv. Proces vymiryuvannya (ISO/IEC 15939:2007, IDT). (Ukrainian).

6. Fatrell R., Shafer D., Shafer L. Upravlenie programnymi proektami: dostizhenie optimal'nogo kachestva pri minimume zatrat. – М.: Vil'yams, 2003. – 1125 s. (Russian).

7. Braude E'. *Texnologiya razrabotki programnogo obespecheniya*. – SPb.: Piter, 2004. – 655 s. (Russian).

8. ISO/IEC 12207:2008 Systems and software engineering – Software life cycle processes.

9. ISO/IEC TR 15271:1998, Software Engineering – Software life cycle processes – Guide for ISO/IEC 12207 (Software Life Cycle Processes).

10. Velychko O., Gordiyenko T., Hrabovskiy O. Testing of measurement instrument software on the national level // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Information and controlling systems. – 2018. – № 2/9(92). – P. 13–20.

11. Velychko O., Gaman V., Gordiyenko T., Hrabovskiy O. Testing of measurement instrument software with the purpose of conformity assessment // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Information and controlling systems. – 2019. – № 1/9(97). – P. 19–26.

12. OIML D 31:2008. General Requirements for Software Controlled Measuring Instruments. OIML. Paris, 2008. 53 p.

13. WELMEC 7.1. Informative Document: Development of Software Requirements.

14. WELMEC 7.2. Software Guide (Measuring Instruments Directive 2004/22/EC).

15. WELMEC 2.3. Guide for Examining Software (Non-automatic Weighing Instruments).

16. COOMET R/LM/10:2004. COOMET Recommendation: Software for Measuring Instruments: General Technical Specifications. COOMET. 2004. 10 p.

Надійшла до редакції 23.04.2019

РОЗДІЛ 2

Прилади та методи вимірювання фізичних величин, їх метрологічне забезпечення

УДК 534.29+539.32

В. А. Мащенко¹, к.ф.-м.н., **В. П. Квасніков²**, д.т.н., **М. А. Бордюк³**, к.ф.-м.н.,
Т. М. Шевчук⁴, к.ф.-м.н.

¹Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса

²Київський національний авіаційний університет, м. Київ

³Рівненська медична академія, м. Рівне

⁴Рівненський державний гуманітарний університет, м. Рівне

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ МОДУЛІВ ПРУЖНОСТІ ПОЛІМЕРНИХ АУКСЕТИКІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ІМПУЛЬСНИХ ІМЕРСІЙНИХ ВИМІРЮВАНЬ ШВИДКОСТЕЙ ПОШИРЕННЯ УЛЬТРАЗВУКОВИХ ХВИЛЬ

В статті представлені методика вимірювань та експериментальні значення швидкостей поширення поздовжніх і поперечних ультразвукових хвиль та коефіцієнтів їх поглинання, отриманих за допомогою імпульсного імерсійного методу, у зразках металонаповнених полімерних ауксетиків з поліуретановою матрицею. На основі отриманих результатів показана можливість визначення коефіцієнта Пуассона, дійних та уявних частин комплексних динамічних модулів пружності: модуля Юнга, модуля зсуву, модуля об'ємної деформації і тангенса кута механічних втрат для поздовжніх, поперечних та об'ємних деформацій.

Ключові слова: поздовжня та поширення хвилі, швидкість поширення, коефіцієнт Пуассона, модуль Юнга, модуль зсуву, модуль об'ємної деформації, тангенс кута механічних втрат.

В. А. Мащенко, к.физ.-мат.н., **В. П. Квасников**, д.т.н., **Н. А. Бордюк**, к.физ.-мат.н.,
Т. Н. Шевчук, к.физ.-мат.н.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ УПРУГОСТИ ПОЛИМЕРНЫХ АУКСЕТИКОВ С ПОМОЩЬЮ ИМПУЛЬСНЫХ ИМЕРСИОННЫХ ИЗМЕРЕНИЙ СКОРОСТЕЙ РАСПРОСТРАНЕНИЯ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ ВОЛН

В статье представлены методика измерений и экспериментальные значения скоростей распространения продольных и поперечных ультразвуковых волн и коэффициентов их поглощения, полученных с помощью импульсного иммерсионного метода, в образцах металонаполненных полимерных ауксетиков с полиуретановой матрицей. На основании полученных результатов показана возможность определения коэффициента Пуассона, действительных и мнимых частей комплексных динамических модулей упругости: модуля Юнга, модуля сдвига, модуля объемной деформации и тангенса механических потерь для продольных, поперечных и объемных деформаций.

Ключевые слова: ауксетик, продольная и поперечная волны, скорость распространения, коэффициент Пуассона, модуль Юнга, модуль сдвига, модуль объемной деформации, тангенс угла механически потерь.

V. A. Mashchenko, PhD, **V. P. Kvasnikov**, DSc, **N. A. Borduk**, PhD, **T. N. Shevchuk**, PhD

DETERMINATION OF DINAMIC MODULES OF ELASTIC OF POLYMER AUXETICS WITH THE HELP OF PULSE IMMERSION MEASUREMENTS OF PROPAGATION VELOCITIES OF ULTRASONIC WAVES

The method of measuring the propagation velocities of longitudinal and transverse ultrasonic waves and their absorption coefficients using the impulsive immersion method is presented. Determination of ultrasonic wave propagation velocities is based on the comparison of the results of direct measurements of the propagation time of the probe pulse through immersion fluid in the absence of a sample and in the presence of a sample between the emitter and the signal receiver. When measuring the velocity of a longitudinal wave, the sample with strictly parallel surfaces is placed perpendicular to the direction of propagation of the wave in immersion liquids. The measurement of the velocity of the transverse ultrasound wave is based on the fact

that when a longitudinal wave falls at a certain angle at the fluid separation line - the solid in the latter case generally propagates two waves: longitudinal and transverse. The method of rotating plate allows to determine the critical angle at which the longitudinal wave is transformed into the surface, and only the transverse wave propagates in the sample. According to the experimental values of the velocities of propagation of longitudinal and transverse ultrasonic waves, the Poisson's ratio of a number of metalfilled polymer auxetics with a polyurethane matrix was calculated. Determination of absorption coefficients of longitudinal and transverse ultrasonic waves as they pass through samples of the studied materials. Calculations of real and imaginary parts of complex dynamic modulus of elasticity: Young's modulus, shear modulus, bulk deformation modulus and mechanical loss tangent for longitudinal, transverse and bulk deformations. The obtained results indicate the possibility of using the impulsive immersion method in measuring the velocity of propagation of ultrasonic waves to determine the Poisson's ratio and the dynamic modulus of elasticity of polymer auxetics.

Keywords: auxetic, longitudinal and transverse waves, propagation velocities, Poisson's ratio, Young's modulus, shear modulus, modulus of bulk deformation, mechanical loss tangent.

DOI 10.32684/2412-5288-2019-1-14-13-18

Вступ

Розвиток сучасної техніки потребує створення полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) з покращеними пружними характеристиками і міцністю. До числа найбільш цікавих і перспективних відносяться ПКМ з від'ємним коефіцієнтом Пуассона – полімерні «ауксетики» [1].

Такі матеріали мають гетерогенну структуру, і можуть навіть володіти деякою пористістю (об'ємною концентрацією газових пор) вже при їх формуванні. В процесі експлуатації виробів з полімерних ауксетиків може проходити зміна пористості, що суттєво впливає на пружні властивості і міцність таких матеріалів.

Динамічні модулі пружності (модуль Юнга E та модуль зсуву μ) ПКМ та коефіцієнт Пуассона (ν) визначають за допомогою акустичного резонансу на основі вимірювань резонансних частот власних коливань зразків на згин та крутильних вібрацій згідно [2]. Ці методи можна використовувати для дослідження зразків визначеної геометрії з відомим значенням ν . При невідомому значенні коефіцієнта Пуассона матеріалу в [2] використовується обчислювальний ітераційний алгоритм на основі експериментальних значень E та μ , збіжність якого залежить від початкового значення ν .

Найбільш інформативними параметрами, які дозволяють визначати механічні характеристики ПКМ як твердого тіла за співвідношеннями теорії пружності, є швидкості поширення акустичних ультразвукових (УЗ) коливань різного типу, зокрема поздовжніх (l) та поперечних (t). Для визначення швидкостей поширення таких хвиль (v_l , v_t) використовується іммерсійний метод [3–4], який ґрунтується на проходженні УЗ-хвиль через зразок, занурений у рідину, і дозволяє за один прийом виміряти величини v_l та v_t .

Аналіз останніх публікацій

Дослідження поведінки в силових полях різних типів конструкційних матеріалів з від'ємним ν проводиться переважно за допомогою аналітичних методів [5–7] та експериментальних вимірювань на стиск або розтяг для визначення коефіцієнта Пуассона, модуля Юнга та дисипації енергії при динамічних навантаженнях [6, 8–11] або балістичних випробуваннях [12].

В роботі [5] представлені максимальні значення величин ν та E для різних типів ауксетиків з різною пористістю та при різних деформаціях. Експериментально визначені значення коефіцієнта Пуассона лежать в діапазоні від $-0,6$ до $-1,2$. Лише в декількох випадках значення ν менші за мінус $-1,2$ через анізотропію матеріалу.

Роботи [13, 14] присвячені створенню ауксетик-матеріалів та вивченню їх пружних характеристик у рамках моментної теорії пружності Коссера.

Розглянуті аналітичні та експериментальні методи не в повній мірі дають можливість визначити механічні характеристики та динамічну міцність ауксетиків. Деформаційні властивості визначаються при високих швидкостях деформування, релаксаційні характеристики – при малих часових інтервалах. Данні будуть повністю надійними лише при отриманні їх із хвильових та квазістатичних експериментів, що відповідають часу навантаження порядку декількох мікросекунд – часу проходження ультразвукової хвилі через зразок ауксетика. При цьому результати механічних випробувань резонансними методами, що відповідають часовим інтервалам у мілісекундному діапазоні, можуть використовуватися для уточнення або взаємного доповнення подібних мікросекундних даних при відносно великих часах.

Розробка методів вимірювання модулів

пружності конструкційних матеріалів з від'ємним коефіцієнтом Пуассона має практичне значення для математичного описання їх поведінки у силових полях різної природи, вдосконалення технології виготовлення та оцінки залишкового ресурсу в процесі експлуатації виробу.

Мета дослідження

Метою роботи було визначити практичний аспект застосування імпульсного іммерсійного методу при вимірюваннях швидкостей поширення поздовжньої, поперечної хвиль і коефіцієнтів їх поглинання для визначення коефіцієнта Пуассона та комплексних модулів пружності ряду полімерних ауксетиків.

Виклад основного матеріалу

Визначення швидкості поширення поздовжньої УЗ-хвилі базується на порівнянні результатів прямих вимірювань часу поширення зондувального імпульсу через іммерсійну рідину при відсутності зразка (τ) та при наявності зразка (τ_l) між випромінювачем і приймачем сигналу. При відомій різниці між часовими інтервалами $\Delta\tau_l$ ($\Delta\tau_l = \tau - \tau_l$), значення v_l визначають за співвідношенням:

$$v_l = \frac{v_p d}{d - \Delta\tau_l v_p}, \quad (1)$$

де v_p – швидкість поширення УЗ-хвилі в іммерсійній рідині;

d – товщина зразка матеріалу із строго паралельним поверхнями.

Визначення швидкості поперечної УЗ-хвилі базується на тому, що при падінні поздовжньої хвилі під деяким кутом (θ) на межу поділу рідина – тверде тіло в останньому в загальному випадку поширюються дві хвилі: поздовжня і поперечна. Метод обертової пластини дозволяє визначити критичний кут ($\theta_{кр}$), при якому поздовжня хвиля трансформується у поверхневу, а у зразку поширюється тільки поперечна хвиля. Величину v_t в такому випадку розраховують за співвідношенням

$$v_t = \frac{v_p}{\sqrt{\sin^2(\theta_{кр}) + \left(\cos(\theta_{кр}) - \frac{v_p \Delta\tau_l}{d}\right)^2}}, \quad (2)$$

де $\Delta\tau_l$ – різниця між часом проходження зондувального імпульсу при відсутності зразка та при наявності зразка (τ_l), розміщеного кутом $\theta_{кр}$ до напрямку падіння.

При відомих значеннях v_l , v_t коефіцієнт Пуассона полімерного ауксетика обчислюється за

співвідношенням [15]

$$\nu = \frac{2 - \left(\frac{v_l}{v_t}\right)^2}{2 \left(1 - \left(\frac{v_l}{v_t}\right)^2\right)}. \quad (3)$$

У випадку, коли не можна знехтувати згущанням поздовжньої та поперечної УЗ-хвиль у зразку досліджуваного матеріалу, визначають комплексні модулі пружності E та μ . Дійсні (E' , μ') та уявні частини (E'' , μ'') комплексних модулів розраховують за наступними співвідношеннями [16]:

$$E' = \rho v_l^2 \frac{1 - \frac{\alpha_l^2 v_l^2}{\omega^2}}{\left(1 + \frac{\alpha_l^2 v_l^2}{\omega^2}\right)^2}; \quad (4)$$

$$E'' = \rho v_l^2 \frac{2\alpha_l v_l}{\left(1 + \frac{\alpha_l^2 v_l^2}{\omega^2}\right)^2}; \quad (5)$$

$$\mu' = \rho v_t^2 \frac{1 - \frac{\alpha_t^2 v_t^2}{\omega^2}}{\left(1 + \frac{\alpha_t^2 v_t^2}{\omega^2}\right)^2}; \quad (6)$$

$$\mu'' = \rho v_t^2 \frac{2\alpha_t v_t}{\left(1 + \frac{\alpha_t^2 v_t^2}{\omega^2}\right)^2}; \quad (7)$$

де ρ – густина ПКМ;

ω – циклічна частота ультразвукової хвилі;

α_l і α_t – коефіцієнти поглинання поздовжньої і поперечної хвиль.

Величини α_l і α_t визначають наступним чином:

$$\alpha_l = \frac{1}{d} \ln \frac{A_0}{A_l}; \quad (8)$$

$$\alpha_t = \frac{\sqrt{v_t^2 - v_p^2 \sin^2(\theta_{кр})}}{v_l d} \ln \frac{A_0}{A_t}. \quad (9)$$

де A_0 – амплітуда зондуючого імпульсу УЗ-хвилі на приймачі сигналу без зразка;

$A_{l,t}$ – амплітуда зондуючого імпульсу позовжньої (поперечної) УЗ-хвилі на приймачі сигналу після проходження через зразок.

При відомих значеннях величин E' , E'' , μ' та μ'' визначимо дійсну (k') та уявну (k'') частини комплексного модуля об'ємної деформації (k):

$$k' = E' - \frac{4}{3}\mu'; \quad (10)$$

$$k'' = E'' - \frac{4}{3}\mu''. \quad (11)$$

Результати та обговорення

Експериментальні дослідження проводили для зразків металонаповнених ПКМ, де як полімерну матрицю використовувалася термопластичний поліуретану (ТПУ) з коефіцієнтом Пуассона $\nu = -1$, синтезований на основі 4,4-дифенілметандіізоціанату, 1,4-бутандіола і поліокситетрамитиленгліколю з $MM = 1500$. В якості наповнювачів використовували високодисперсні металеві порошки Mo, Fe, W. Об'ємна концентрація наповнювача для ТПУ-систем відповідала критичній в системі і відповідно для Mo, Fe, W рівна 48; 43 і 52 %.

Зразки для досліджень готували у вигляді циліндрів діаметром $D \cong 35$ мм та товщиною

$d = 7-9$ мм. Геометричні розміри зразків визначалися мікрометром. Паралельність основ циліндра контролювалася в 5 точках, значення величини d усереднювалося за результатами вимірювань.

Густину ρ ПКМ визначали методом гідростатичного зважування, похибка методу не перевищує 0,3 %.

Швидкості поширення позовжньої і поперечної хвиль та коефіцієнти їх поглинання визначали імпульсним методом на розробленій експериментальній установці при проходження УЗ-хвиль, при частоті $\omega = 1,884$ МГц, через зразок ПКМ зануреного у імерсійну рідину (силіконове масло) за методикою роботи [16]. Похибка вимірювань для v_l і v_t , не перевищує 5 м/с, а для α_l і α_t – 0,5 Нп/м.

Результати вимірювань густини, швидкостей поширення УЗ-хвиль та коефіцієнтів їх поглинання у ТПУ-системах представлені в табл. 1.

Аналіз отриманих даних показує, що імпульсний імерсійний метод вимірювань дає хороше відтворення результатів як для значень v_l , v_t , так і α_l , α_t в залежності від матеріалу наповнювача полімерної матриці у вигляді ТПУ.

Значення коефіцієнта Пуассона та дійсних і уявних частин динамічних модулів пружності ТПУ-систем представлені в табл. 2.

Таблиця 1 – Густина і швидкості поширення УЗ-хвиль та коефіцієнти їх поглинання в ТПУ-системах

ПКМ	ρ , кг/м ³	v_l , м/с	v_t , м/с	α_l , Нп/м	α_t , Нп/м
ТПУ	1107	1635	1415	36	197
ТПУ + W	9888	1775	1370	28	155
ТПУ + Fe	3642	1750	1395	31	174
ТПУ + Mo	4603	1755	1405	32	187

Таблиця 2 – Динамічні модулі пружності ТПУ-систем

Параметр	ПКМ			
	ТПУ	ТПУ + W	ТПУ + Fe	ТПУ + Mo
ν	-1	-0,24	-0,37	-0,39
$E' \cdot 10^{-9}$, Н/м ²	2,95	31,07	11,12	14,14
$E'' \cdot 10^{-8}$, Н/м ²	1,85	16,41	6,41	8,43
$tg\delta_E$	0,063	0,052	0,058	0,060
$\mu' \cdot 10^{-9}$, Н/м ²	2,08	17,86	6,74	8,58
$\mu'' \cdot 10^{-8}$, Н/м ²	6,28	40,78	17,66	24,42
$tg\delta_\mu$	0,302	0,228	0,262	0,288
$k' \cdot 10^{-9}$, Н/м ²	1,82	7,26	2,13	2,69
$k'' \cdot 10^{-8}$, Н/м ²	-6,53	-37,96	-17,14	-24,13
$tg\delta_k$	-0,359	-0,523	-0,804	-0,897

Отримані результати $E'(E'')$, $\mu'(\mu'')$ та $k'(k'')$ дають можливість розрахувати тангенс кута ме-

ханічних втрат для поздовжніх, поперечних та об'ємних деформацій (табл. 2):

$$\operatorname{tg} \delta_E = \frac{E''}{E'}, \quad (12)$$

$$\operatorname{tg} \delta_\mu = \frac{E''}{E'}, \quad (13)$$

$$\operatorname{tg} \delta_k = \frac{k''}{k'}. \quad (14)$$

Аналіз отриманих результатів показує, що внесення металевго наповнювача у ауксетик-матрицю зменшує дисипації енергії при проходженні УЗ-хвиль для поздовжніх та поперечних деформацій, при цьому її величина залежить від матеріалу наповнювача.

Окремо потрібно відмітити від'ємні значення уявних частин комплексного модуля k для всіх ТПУ-систем, що характерне для матеріалів з від'ємним значенням величини ν . В такому випадку тангенс кута $\operatorname{tg} \delta_k$ також буде від'ємним. Для наповнених ТПУ-систем механічні втрати енергії при об'ємних деформація для абсолютних значень зростають у порівнянні із вихідним ТПУ.

Отримані дані, в цілому, добре узгоджуються з результатами вимірювань для аналогічних ПКМ з іншими типами полімерних матриць [17].

Висновки

Використання імпульсного іммерсійного методу для вимірювання швидкостей поширення поздовжніх та поперечних хвиль в ультразвуковому діапазоні дає можливість визначати коефіцієнт Пуассона полімерних ауксетиків.

З врахуванням коефіцієнтів затухання УЗ-хвиль результати вимірювань дозволяють проводити розрахунки дійсних та уявних частин комплексних модулів пружності і тангенс кута механічних втрат при поздовжніх, поперечних та об'ємних деформаціях.

Список використаних джерел

1. Конёк Д. А. Материалы с отрицательным коэффициентом Пуассона (обзор) / Д. А. Конёк, К. В. Войцеховски, Ю. М. Плещачевский, С. В. Шилько // *Механика композитных материалов и конструкций* (Москва). – 2004. – Т. 10. – № 1. – С. 35–69.
2. Композиты. Определение динамического модуля упругости, модуля упругости при сдвиге и коэффициента Пуассона методом акустического резонанса. ГОСТ Р 57862-2017. – Москва: Стандартинформ, 2017. – 15 с. – (Национальный стандарт Российской Федерации).
3. ASTM E494, Standard practice for measuring ultrasonic velocity in materials, ASTM Annual book of standard. – 2016. – V. 03.03. – Режим доступа: www.astm.org/BOOKSTORE/BOS/TOCS_2016/03.03.html
4. Ginzle E. Determining Approximate Acoustic Properties of Materials / E. Ginnzel, B. Turnbull. – Режим доступа: https://www.ndt.net/article/ndtnet/2016/17_Ginzle.pdf.
5. Novak N. Auxetic Cellular Materials – a Review / N. Novak, M. Vesenjak, Z. Ren // *Journal of Mechanical Engineering*. – 2016. – V. 62. – N. 9. – P. 485–493.
6. Elasticity of anti-tetrachiral anisotropic lattices / Y. J. Chen, F. Scarpa, Y. J. Liu, J. S. Leng // *International Journal of Solids and Structures*. – 2013. – Vol. 50. – No. 6. – P. 996–1004.
7. A Numerical study of auxetic composite panels under blast loadings / G. Imbalzano, P. Tran, T. D. Ngo, P.V.S. Lee // *Composite Structures*. – 2016. – V. 135. – P. 339–352.
8. Dynamic tests for energy absorption by selected auxetic fabrics / P. Szurgott, M. Kłasztorny, T. Niezgodą, D. Miedzinska, R. Gieleta // *Journal of Engineered Fibers and Fabrics*. – 2017. – V. 12. – Is. 4. – P. 7–14.
9. Negative through-the-thickness Poisson's ratio of elastic–viscoplastic angle-ply carbon fiber-reinforced plastic laminates: homogenization analysis / T. Matsuda, K. Goto, N. Kubota, N. Ohno // *International Journal of Plasticity*. – 2014. – V. 63. – P. 152–169.
10. Static and modal analysis of low porosity thin metallic auxetic structures using speckle interferometry and digital image correlation / L. Francesconi, M. Taylor, K. Bertoldi, A. Baldi // *Experimental Mechanics*. – 2018. – V. 58. – Is. 2. – P. 283–300.
11. Jiang L. Finite Element Modeling of Multi-layer Orthogonal Auxetic Composites under Low-Velocity Impact / L. Jiang, H. Hu // *Materials* 2017, 10, 908;
12. A comparative study of ballistic resistance of sandwich panels with aluminum foam and auxetic honeycomb cores / S. Yang, C. Qi, D. Wang, R. Gao, H. Hu, J. Shu // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2015. – Режим доступа: <https://journals.sagepub.com/doi/full/10.1155/2013/589216>.
13. Lakes R. S. Physical meaning of elastic constants in cosserat, void, and microstretch elasticity / R. S. Lakes // *Journal of Mechanics of Materials and Structures*. – 2016. – V. 11. – No. 3. – P. 217–229.

14. Мікуліч О. А. Взаємодія слабких ударних хвиль з тунельними порожнинами у ауксетик-середовищах / О. А. Мікуліч, В. І. Шваб'юк // Наукові нотатки. – 2018. – Вип. 61. – С. 148–153.
15. Ландау Л. Д. Теория упругости / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. – М.: Наука, 1985. – 245 с.
16. Мащенко В. А. Експериментальна установка для вимірювання пружних параметрів гірських порід / В. А. Мащенко, О. О. Панчук, І. О. Садовенко, М. А. Бордюк // Вісник інженерної академії України. – 2012. – Вип. 3–4. – С. 60–64.
17. Справочник по композиционным материалам: в 2-х кн. / Под. ред. Дж. Любина. Кн. 2. – Москва: Машиностроение, 1988. – 545 с.

References

1. Konyok D. A. Materialy s otricatel'nykh koefficientom Puassona (obzor) / D. A. Konyok, K. V. Vojcexovski, Yu. M. Pleskachevskij, S. V. Shil'ko // Mexanika kompozitnykh materialov i konstrukcij (Moskva). – 2004. – Т. 10. – № 1. – С. 35–69.
2. Kompozity. Opredelenie dinamicheskogo modulya uprugosti, modulya uprugosti pri sdvige i koefficienta Puassona metodom akusticheskogo rezonansa. GOST R 57862-2017. – Moskva: Standartinform, 2017. – 15 s. – (Nacional'nyj standart Rossijskoj federacii).
3. ASTM E494, Standard practice for measuring ultrasonic velocity in materials, ASTM Annual book of standard. – 2016. – V. 03.03. – Rezhym dostupu: www.astm.org/BOOKSTORE/BOS/TOCS_2016/03.03.html
4. Ginzl E. Determining Approximate Acoustic Properties of Materials / E. Ginnzel, B. Turnbull. – Rezhym dostupu: https://www.ndt.net/article/ndtnet/2016/17_Ginzl.pdf.
5. Novak N. Auxetic cellular materials – a review / N. Novak, M. Vesenjak, Z. Ren // Journal of Mechanical Engineering. – 2016. – V. 62. – N. 9. – P. 485–493.
6. Elasticity of anti-tetrachiral anisotropic lattices / Y. J. Chen, F. Scarpa, Y. J. Liu, J. S. Leng // International Journal of Solids and Structures. – 2013. – Vol. 50. – No. 6. – P. 996–1004.
7. A Numerical study of auxetic composite panels under blast loadings / G. Imbalzano, P. Tran, T. D. Ngo, P.V.S. Lee // Composite Structures. – 2016. – V. 135. – P. 339–352.
8. Dynamic tests for energy absorption by selected auxetic fabrics / P. Szurgott, M. Klasztorny, T. Niezgoda, D. Miedzinska, R. Gieleta // Journal of Engineered Fibers and Fabrics. – 2017. – V. 12. – Is. 4. – P. 7–14.
9. Negative through-the-thickness Poisson's ratio of elastic-viscoplastic angle-ply carbon fiber-reinforced plastic laminates: homogenization analysis / T. Matsuda, K. Goto, N. Kubota, N. Ohno // International Journal of Plasticity. – 2014. – V. 63. – P. 152–169.
10. Static and modal analysis of low porosity thin metallic auxetic structures using speckle interferometry and digital image correlation / L. Francesconi, M. Taylor, K. Bertoldi, A. Baldi // Experimental Mechanics. – 2018. – V. 58. – Is. 2. – P. 283–300.
11. Jiang L. Finite Element Modeling of Multilayer Orthogonal Auxetic Composites under Low-Velocity Impact / L. Jiang, H. Hu // Materials 2017, 10, 908;
12. A comparative study of ballistic resistance of sandwich panels with aluminum foam and auxetic honeycomb cores / S. Yang, C. Qi, D. Wang, R. Gao, H. Hu, J. Shu // Advances in Mechanical Engineering. – 2015. – Режим доступу: <https://journals.sagepub.com/doi/full/10.1155/2013/589216>.
13. Lakes R. S. Physical meaning of elastic constants in cosserat, void, and microstretch elasticity / R. S. Lakes // Journal of Mechanics of Materials and Structures. – 2016. – V. 11. – No. 3. – P. 217–229.
14. Mikulich O. A. Vzaiemodiia slabkykh udarnykh khvyl z tunelnymi porozhnynami u auksetyk-seredovyshchakh / O. A. Mikulich, V. I. Shvabiuk // Naukovi notatky. – 2018. – Vyp. 61. – S. 148–153.
15. Landau L. D. Teoriya uprugosti / L. D. Landau, E. M. Lifshic. – M.: Nauka, 1985. – 245 s.
16. Mashchenko V. A. Eksperymentalna ustanovka dlia vymiriuvannia pruzhnykh parametriv hirs'kykh porid / V. A. Mashchenko, O. O. Panchuk, I. O. Sadovenko, M. A. Bordiuk // Visnyk inzhenernoi akademii Ukrainy. – 2012. – Vyp. 3–4. – S. 60–64.
17. Spravochnik po kompozicionnym materialam: v 2-x kn. / Pod. red. Dzh. Lyubina. Kn. 2. – Moskva: Mashinostroenie, 1988. – 545 s.

Надійшла до редакції 12.04.2019

УДК 621.41

О. Г. Федоров, к.т.н.

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА ПРОПІЛЕНІ

Проведено теоретичне дослідження характеристик одноступеневої холодильної машини на натуральних альтернативних холодоагентах – пропані, пропілені та ізобутані, а також на R134a. Проведено зіставлення отриманих результатів. Проведено експериментальне дослідження роботи холодильної машини на цих холодоагентах. На основі проведених теоретичного і експериментального досліджень представлена порівняльна графоаналітична залежність основних показників холодильної машини – роботи компресора, адіабатної потужності компресора, споживаної електродвиговою потужності та холодильного коефіцієнта – від температури конденсації холодильного агента при різних температурах кипіння.

Ключові слова: холодильна машина, натуральний альтернативний холодоагент, пропілен.

А. Г. Федоров, к.т.н.

ИССЛЕДОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА ПРОПИЛЕНЕ

Целью исследования статьи является теоретическое и экспериментальное исследование характеристик одноступенчатой холодильной машины, в которой в качестве рабочего вещества выступает пропилен, и сопоставление полученных результатов со случаем применения других рабочих веществ – R134a, пропана и изобутана.

Программа экспериментальной части предусматривала проведение исследований одноступенчатой холодильной машины на базе домашнего бытового холодильника с пропиленом в качестве рабочего вещества и дальнейшего сопоставления теоретических и экспериментальных данных, а также сопоставления результатов со случаем применения других рабочих веществ – изобутана, пропана и R134a.

Экспериментальные испытания включали серию исследований по определению режимных параметров в малых холодильных системах.

Для испытаний использовался экспериментальный стенд. Одним из существенных преимуществ данного стенда является его малая инерционность. Время установления режима не превышало 30 мин. Для создания рабочего режима используются компрессор и ТЭНы.

Ключевые слова: холодильная машина, натуральные альтернативные хладагенты, пропилен.

A. G. Fedorov, PhD

INVESTIGATION OF A REFRIGERATING MACHINE, WORKING ON PROPYLENE

The first working substance used in refrigeration machines is air. After that, substances, such as ammonia, carbon dioxide, ethylene, propane and many others, began to be used as a working substance. In the middle of the twentieth century. By replacing hydrogen atoms with fluorine, bromine and chlorine at the boundary hydrocarbon molecules, among which methane, butane, propane and ethane can be mentioned, scientists and engineers managed to create dozens of synthetic refrigerants, which at a sufficient time practically displaced natural substances and became the most used refrigeration working substances. But the increasing influence of these substances as a result of their application in refrigeration technology has led to the destruction of the Earth's ozone layer and global warming.

The following criteria, such as safety, costs and environmental protection, play an important role in deciding which refrigerant to be used in this or that refrigeration unit or air conditioner. Due to the constant rise in energy prices, electricity consumption also plays an increasingly important role. Ideally, the refrigerant used should have excellent thermodynamic characteristics, high chemical stability and good physical properties. In addition, it should not affect the environment, or its impact on it should be minimal. Also, the refrigerant should be available everywhere at a low price. But, unfortunately, there is no refrigerant that meets all these requirements. Therefore, in practice, the solution in favor of the most appropriate refrigerant

depends on a variety of factors. In this case, the scope and requirements established by the operating company play the same important role as the place of installation of equipment and its environmental impact. But the decisive moment of impact on energy consumption is nevertheless a structural solution for the entire refrigeration plant, taking into account the conditions of partial loads, since its efficiency depends to a greater extent on the general concept of equipment than on the choice of a refrigerant. However, a number of relevant projects show that refrigeration equipment works efficiently and without causing environmental damage in the event that it uses natural refrigerants.

The purpose of the study is to compare and compare the characteristics of a single stage refrigeration machine, in which the refrigerant R134a and alternative natural refrigerants act as a working substance, which is a significant alternative to the existing refrigerants of HCFC and HFC groups - propane, propylene and isobutane.

Keywords: *refrigerating machine, natural alternative refrigerant, propylene.*

DOI 10.32684/2412-5288-2019-1-14-19-26

Вступ

Першою робочою речовиною, яка застосовувалася в холодильних машинах, можна вважати повітря. Після чого почали застосовуватися в якості робочої речовини такі речовини, як аміак, вуглекислота, етилен, пропан та багато інших [1, 2]. В середині ХХ ст. за допомогою заміщення атомів водню атомами фтору, бромю та хлору в молекулах граничних вуглеводнів, серед яких можна відзначити метан, бутан, пропан та етан, вченими та інженерами вдалося створити десятки синтетичних холодоагентів, які на достатній час практично витіснили природні речовини і стали найбільш застосовуваними холодильними робочими речовинами [3-6]. Але застосування цих речовин в холодильній техніці є одним з факторів, що призводить до руйнування озонового шару Землі та глобального потепління [7-11].

Прийняті Монреальський та Кіотський протоколи сприяли відмові від використання традиційних холодоагентів та активізації робіт з пошуку альтернативних робочих речовин. Після прийняття даних протоколів більш посилено почали проводитися різноманітні теоретичні та експериментальні дослідження роботи холодильних машин з природними холодоагентами в якості робочих речовин, зокрема з пропаном та ізобутаном [12, 13]. Останній і зовсім почав набувати досить широкого застосування в малих побутових холодильних машинах. При цьому дослідження пропілену як робочої речовини для холодильних машин переважно проходило з метою отримання методик розрахунків теплообмінних апаратів з використанням цього холодоагенту [14]. Повноцінного суттєвого дослідження роботи малої побутової холодильної машини з пропіленом до сьогодні фактично не відбулося.

Для прийняття рішення, який холодоагент використати в тій або іншій холодильній установці або кондиціонері, важливу роль грають такі критерії як безпека, витрати і охорона довкілля. У зв'язку з постійним зростанням цін на енерго-

носії, усе більшу роль відіграє також споживання устаткуванням електроенергії [15, 16, 17]. В ідеалі використовуваний холодоагент повинен мати чудові термодинамічні характеристики, високу хімічну стабільність і хороші фізичні властивості. Крім того, він не повинен впливати на довкілля, або цей вплив має бути мінімальним. Також холодоагент має бути доступний всюди за низькою ціною. Але, на жаль, холодоагенту, що відповідає усім цим вимогам, немає. Тому на практиці рішення на користь найбільш відповідного холодоагенту залежить від різноманітних чинників. При цьому сфера застосування і вимоги, що встановлені експлуатаційним підприємством, відіграють таку ж важливу роль, як і місце встановлення устаткування і питання його впливу на довкілля. Але вирішальним моментом впливу на енергоспоживання все-таки є конструкційне рішення усієї холодильної установки, враховуючи умови часткових навантажень, оскільки її ефективність залежить у більшій мірі від загальної концепції устаткування, ніж від вибору холодоагенту. Проте ряд актуальних проектів показує, що холодильне устаткування працює ефективно і без нанесення збитку довкіл्लю у тому випадку, якщо в ньому застосовуються природні холодоагенти [18].

Метою дослідження є отримання теоретичних та експериментальних залежностей в результаті дослідження роботи одноступеневої холодильної машини, в якій в якості робочої речовини виступає пропілен, та зіставлення отриманих результатів з іншими робочими речовинами – R134a, пропаном та ізобутаном.

Порівняльний теоретично-експериментальний аналіз характеристик холодильної машини на різних робочих речовинах

Схема та цикл холодильної машини зображені на рис. 1 і 2 відповідно.

Програма експериментальної частини передбачала проведення досліджень одноступене-

вої холодильної машини і подальшого зіставлення теоретичних даних та експериментальних.

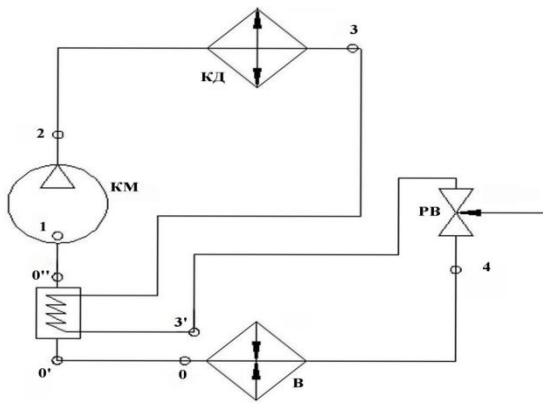


Рисунок 1 – Схема одноступеневої холодильної машини з РТО:

КМ – компресор; КД – конденсатор; РВ – регулювальний вентиль; В – випарник

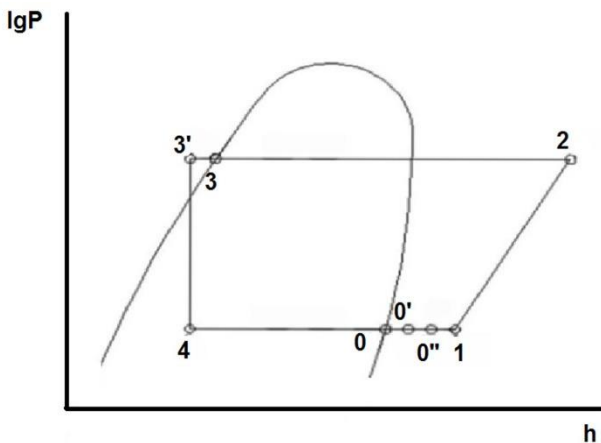


Рисунок 2 – Цикл одноступеневої холодильної машини з РТО в діаграмі $\lg P - h$

Експериментальні випробування включали серію досліджень по визначенню режимних параметрів в малих холодильних системах.

Для випробувань використовувався експериментальний стенд на базі домашнього побутового холодильника. Однією з суттєвих переваг даного стенду є його мала інерційність. Час встановлення режиму не перевищував 30 хв. Для створення робочого режиму використовувалися компресор та ТЕНи.

Більшість параметрів вимірювалася стандартними приладами: температура в холодильній камері – за допомогою датчика температури з чутливим елементом (похибка вимірювання складала $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$), температури конденсації і кипіння – за допомогою манометрів і програми KMKreis, тиск кипіння – манометром Class 1.6 ITE 825-S-BPC (похибка вимірювання складала

$0,05\text{ бар}$), тиск конденсації – манометром Class 1.6 ITE 823-S-BPC (похибка вимірювання складала $0,1\text{ бар}$). Вимірювальна апаратура складається з двох амперметрів з ГОСТ 8711 - 60: один вимірює робочий струм, створюваний ТЕНами, інший – робочі струми в компресорі (похибка вимірювання $0,025\text{ A}$), а також з одного вольтметра з ГОСТ 8711 - 60 – для вимірювання напруги у мережі, що надходить до електродвигуна компресора (похибка вимірювання $0,025\text{ В}$).

Термопары / датчики температури були пов'язані з реєстратором даних НР через ПК через кабель GPIB для зберігання даних за аналогією з роботою [13]. Вимірювання температури необхідно, щоб дізнатися ентальпію на вході і виході з кожного апарату системи для дослідження продуктивності та визначення ключових параметрів та характеристик даної системи. Вимірювання тиску холодоагенту, що також необхідні для визначення відповідних ентальпій у вузлових точках, проводилося на відміну від роботи [13] за допомогою манометрів, які встановлювалися на сторонах всмоктування та нагнітання. Температура навколишнього середовища у приміщенні, де розташований експериментальний стенд, під час проведення випробувань контролювалася за допомогою закріпленого на стіні термометра. Протягом експериментальних досліджень її значення дорівнювало $t_{\text{н.сер.}} = 25 \pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Були відмінності у порівнянні з роботою [13] і в регулюванні температури конденсації: для визначення показників холодильної машини для діапазону $t_k = 25 \dots 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ регулювання виконувалося за допомогою ступеневого способу, а також за допомогою переміщення спеціальної металевої заслонки, встановленої поряд з повітряним конденсатором, в результаті чого відбувалося відповідне зменшення або збільшення площі теплопередавальної поверхні. Принцип регулювання ступеневим способом полягає у включенні і відключенні вентиляторів. Для цього встановлюються регулятори тиску RT5, які налаштовані на різні показання тиску включення і відключення.

Система була вакуумована за допомогою вакуум-насоса для видалення вологи. Манометри і термопары системи були взаємопов'язані реєстратором даних – електронним контролером ONTEC: для вимірювань температур, тисків з виведенням на екран монітора обчислювального пристрою. На комп'ютері було встановлено спеціальне програмне забезпечення для зчитування даних з контролера і їх систематизії у вигляді таблиць за допомогою Microsoft Excel 2007. Електронний контролер був налаштований на сканування даних з термопар і манометрів з інтервалом кожні 5 хвилин. Вольтметр і амперметри

були пов'язані з досліджуванним об'єктом і сполучені з програмним забезпеченням на комп'ютері для відповідного вимірювання потужності і сукупного енергоспоживання на часовому інтервалі в 1 хвилину. Дана інформація протягом усього експерименту акумулювалася на жорсткому диску комп'ютера для подальшої обробки - побудови відповідних графічних залежностей в програмі Microsoft Excel 2007 і подальшого аналізу отриманих даних.

Вхідні дані:

- температури кипіння $t_0 = -20 \dots 0 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- температури конденсації $t_K = 25 \dots 45 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- перегрівання пари холодоагенту у випарнику $\Delta t_B = 1,5 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- перегрівання пари холодоагенту у РТО $\Delta t_{\text{РТО}} = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- перегрівання пари холодоагенту у всмоктувальному трубопроводі перед компресором $\Delta t_{\text{ВСМ.ТР.}} = 1,5 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- переохолодження рідкого холодоагенту у конденсаторі $\Delta t_{\text{ПЕР.К}} = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- цикл холодильної машини – одноступеневе стискування;
- робочі речовини – ізобутан, пропан, пропілен та R134a.

Для аналізу за основу була прийнята загальноприйнята методика для розрахунку холодильних машин [19] із введенням в неї деяких уточнювальних математичних співвідношень для визначення потужності, що споживається електродвигуном, та холодильного коефіцієнта:

- теоретична потужність, що споживається електродвигуном (теоретичні дані на рис. 5 і 6)

$$N_{\text{ед теор}} = \frac{N_e}{0,85}; \quad (1)$$

- дійсна потужність, що споживається електродвигуном (експериментальні дані на рис. 5 і 6)

$$N_{\text{ед дсн}} = U \cdot I; \quad (2)$$

- теоретичний холодильний коефіцієнт: (теоретичні дані на рис. 3 і 4)

$$COP_T = \frac{q_0}{l_{\text{а теор}}}; \quad (3)$$

- теоретичний холодильний коефіцієнт з урахуванням дійсної питомої адиабатної роботи на стискування в компресорі (експериментальні дані на рис. 3 і 4)

$$COP_T = \frac{q_0}{l_{\text{дсн}}}; \quad (4)$$

- дійсний холодильний коефіцієнт (теоретичні дані на рис. 7 і 8)

$$COP_D = \frac{Q_0}{N_{\text{ед теор}}}; \quad (5)$$

- дійсний холодильний коефіцієнт (експериментальні дані на рис. 7 і 8)

$$COP_D = \frac{Q_0}{N_{\text{ед дсн}}}. \quad (6)$$

Деякі з результатів розрахунків представлені на рис. 3 – 11.

Експериментальні дані для дійсної питомої роботи стискування $l_{\text{дсн}}$ отримані на основі вимірювання реальних температур входу t_1 і виходу холодильного агента t_2 в компресорі і подальшому розрахунку за допомогою цих даних і діаграми $\lg p-h$ питомої роботи через відповідні ентальпії. Експериментальні дані по COP_T отримані з урахуванням дійсної питомої роботи стискування $l_{\text{дсн}}$. Експериментальні дані дійсної потужності електродвигуна компресора $N_{\text{ед дсн}}$ отримані за допомогою вимірювання робочого струму в компресорі I і напруги у мережі U . Експериментальні дані COP_D отримані за допомогою відношення холодопродуктивності (навантаження від ТЕНів, яке складало 250 Вт) та дійсної потужності електродвигуна компресора $N_{\text{ед дсн}}$.

Позначення холодоагентів на рисунках:

- – пропан (теоретичний розрахунок);
- ◆—◆—◆—◆—◆ – пропілен (теоретичний розрахунок);
- ▲—▲—▲—▲—▲ – ізобутан (теоретичний розрахунок);
- – R134a (теоретичний розрахунок);
- ■ ■ ■ ■ – пропан (експериментальні дані);
- ◆ ◆ ◆ ◆ ◆ – пропілен (експериментальні дані);
- ▲ ▲ ▲ ▲ ▲ – ізобутан (експериментальні дані);
- ● ● ● ● – R134a (експериментальні дані).

Дані, отримані в результаті порівняльного теоретичного аналізу, відрізняються від даних, отриманих в результаті проведення експериментальних досліджень, на 4 – 8 %. Це значення похибки можна вважати задовільним.

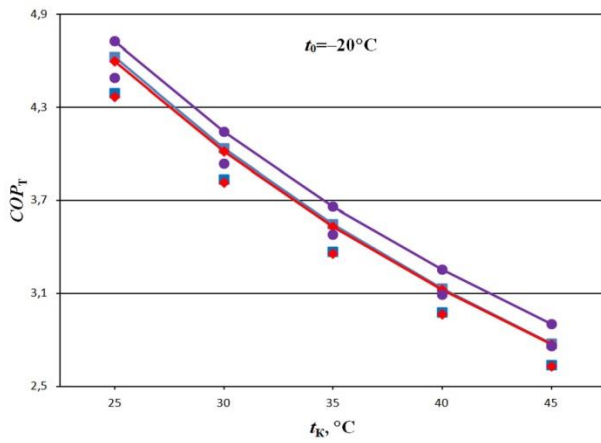


Рисунок 3 – Залежність теоретичного холодильного коефіцієнту COP_T від температури конденсації t_K при температурі кипіння $t_0 = -20^\circ\text{C}$

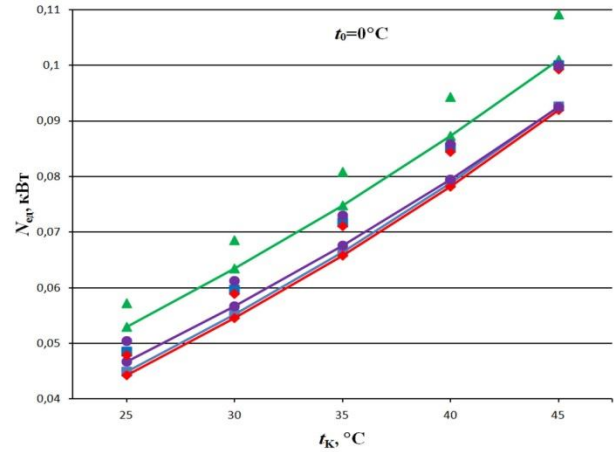


Рисунок 6 – Залежність потужності електродвигуна $N_{ед}$ від температури конденсації t_K при температурі кипіння $t_0 = 0^\circ\text{C}$

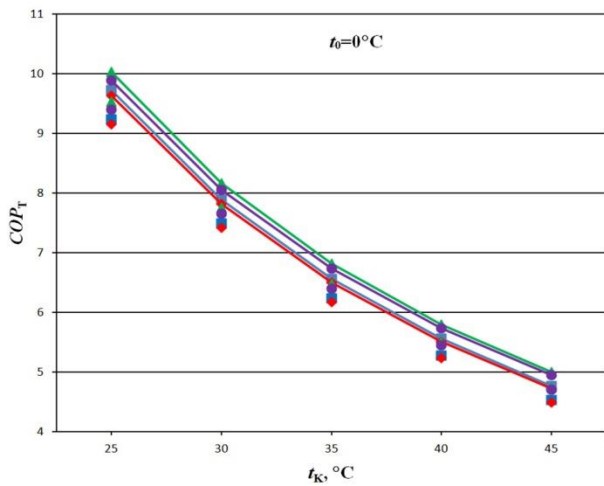


Рисунок 4 – Залежність теоретичного холодильного коефіцієнту COP_T від температури конденсації t_K при температурі кипіння $t_0 = 0^\circ\text{C}$

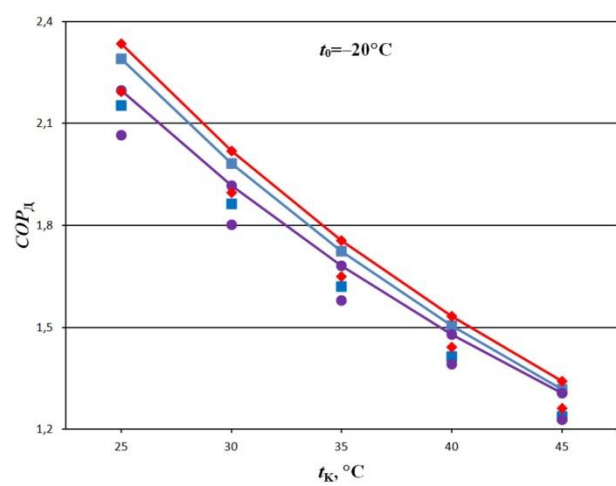


Рисунок 7 – Залежність дійсного холодильного коефіцієнту COP_D від температури конденсації t_K при температурі кипіння $t_0 = -20^\circ\text{C}$

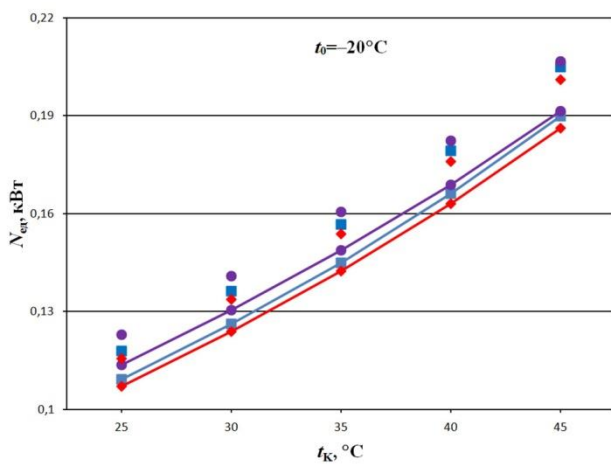


Рисунок 5 – Залежність потужності електродвигуна $N_{ед}$ від температури конденсації t_K при температурі кипіння $t_0 = -20^\circ\text{C}$

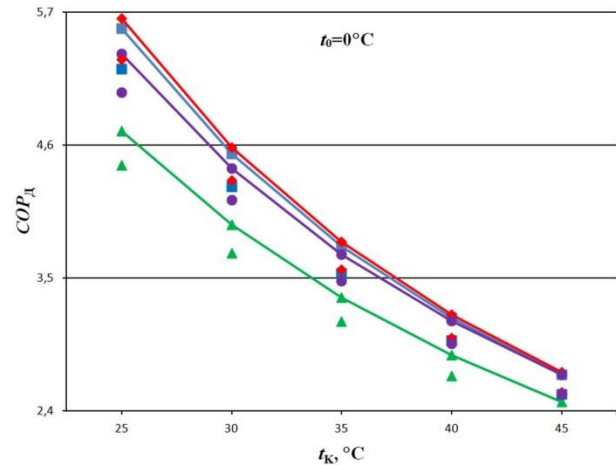


Рисунок 8 – Залежність дійсного холодильного коефіцієнту COP_D від температури конденсації t_K при температурі кипіння $t_0 = 0^\circ\text{C}$

Як видно з рис. 3 і 4, значення COP_T для холодильних машин на усіх досліджуваних холодоагентах практично однакове, відрізняючись лише на 2 – 4 %. Можна відмітити, що при зростанні t_0 і наближенні значення цієї величини до 0 °С холодильна машина на ізобутані демонструє все більш суттєву перевагу над холодильними машинами на інших досліджуваних робочих речовинах. В роботі [12] авторами аналізувалася можливість переходу холодильних систем з холодоагенту R22 на пропан. Теоретичний термодинамічний аналіз за допомогою програми REFPROP 9.0 проводився для діапазону робочих температур кипіння $t_0 = -25...10$ °С та конденсації $t_K = 45$ °С. В результаті термодинамічного аналізу було виявлено, що COP_T холодильної машини у разі використання пропану в якості робочої речовини зростає від 2,9 до 4,7 при підвищенні температури кипіння від $t_0 = -20$ °С до $t_0 = 0$ °С. Практично ідентичні значення можна спостерігати на рис. 3 та 4. Різниця в значеннях, отриманих в результаті теоретичного зіставлення в роботах, при цьому складає до 5 %, що можна пояснити незначною розбіжністю у прийнятих в методиці обчислень припущеннях.

Як видно з рис. 5 – 8, використання ізобутану в якості робочої речовини в холодильній машині на досліджуваних режимах у порівнянні з іншими холодоагентами на 9 – 23 % збільшує споживану електродвигоном компресора потужність $N_{ед}$, що призводить до зниження значення COP_D на таку ж величину на усіх досліджуваних температурних режимах. Використання ж у холодильній машині в якості робочої речовини пропілену та пропану дозволяє зменшити потужність, споживану електродвигоном компресора, у порівнянні з використанням R134a на 2 – 11 %. Причому ця різниця стає все більш суттєвішою при зменшенні t_K . Це відбивається й при більш високому значенні COP_D : якщо при температурах конденсації $t_K > 35$ °С значення величини COP_D практично однакове для холодильної машини на пропані, пропілені та ізобутані, то при $t_K \leq 35$ °С і зменшенні її до 25 °С різниця COP_D холодильної машини на пропілені та пропані та COP_D холодильної машини на R134a зростає з 2 – 4 % до 8 – 10 %. В роботі [13] авторами проводилися експериментальні дослідження з ізобутаном в якості робочої речовини для побутового холодильника і порівняльний аналіз отриманих даних з показниками, отриманими у разі використання холодоагенту R-134a. Дослідження проводилися для температур навколишнього середовища $t_{н.сеп.} = 25$ та $t_{н.сеп.} = 28$ °С при температурах кипіння $t_0 = -40 \dots -24$ °С і температурах конденсації $t_K = 50 \dots 62$ °С. При цьому номіна-

льна потужність компресора складала 160 Вт. В результаті експериментальних досліджень було виявлено, що при $t_K = 50$ °С COP_D у разі використання R-134a дорівнював 2,5, у разі використання ізобутану – 2,2, що узгоджується з даними на рис. 8. З подальшим збільшенням температури конденсації при $t_{н.сеп.} = 25$ °С до $t_K = 62$ °С COP_D зменшувався до значень 1,95 та 1,6, відповідно. Розбіжність результатів у порівнюваних роботах, яка становить до 3 – 8 % в залежності від температури навколишнього середовища, можна пояснити похибкою вимірювання та оброблення даних у роботах з урахуванням деяких незначних відрізних характеристик експериментальних об'єктів.

Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних результатів дослідження роботи одноступеневої холодильної машини на R134a, пропані, пропілені та ізобутані демонструє перспективність подальшого дослідження холодильних машин на пропілені в якості альтернативного холодоагенту, що може забезпечити високі значення холодоагентного коефіцієнту та низькі значення споживаної компресором потужності.

Висновки

На основі теоретичного та експериментального аналізу роботи холодильної машини на досліджених холодоагентах можна зробити наступні головні висновки:

- вперше було проведено систематичне теоретично-експериментальне дослідження холодоагентної машини малої холодопродуктивності на базі домашнього побутового холодильника з пропіленом в якості робочої речовини;
- вперше отримано теоретично-експериментальні залежності основних параметрів холодоагентної машини для діапазону температур кипіння $t_0 = -20...0$ °С і температур конденсації $t_K = 25...45$ °С холодоагентної машини на базі домашнього побутового холодильника з пропіленом в якості робочої речовини з наступним порівняльним аналізом роботи даної холодоагентної машини на R-134a, пропані та ізобутані;
- альтернативні природні холодоагенти можуть скласти вагому конкуренцію однокомпонентним фреонам та фреон-азеотропним сумішам не тільки завдяки обмеженню застосування останніх через Монреальський і Кіотський протоколи, але й завдяки своїм термодинамічним властивостям і основним показникам роботи холодоагентної машини (висока питома холодопродуктивність, високий холодоагентний коефіцієнт, мала доза заправлення, низька температура кінця стискування, низька собівартість у порівнянні з дорожчими фреонами);

- застосування пропілену в якості робочої речовини при низькій температурі кипіння ($t_0 = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$) дозволяє зменшити потужність, що споживається електродвигуном компресора, на 2 – 4 % у порівнянні з потужністю компресора на пропані та на 6 – 11 % у порівнянні з потужністю компресора на R-134a. З підвищенням температури кипіння застосування пропілену не дає суттєвих переваг перед іншими холодоагентами: при $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ потужність, споживана електродвигуном компресора, у разі використання пропілену та пропану однакова і лише на 1 – 4 % менша, ніж у разі використання R-134a;

- використання пропілену в якості робочої речовини при низькій температурі кипіння ($t_0 = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$) дозволяє підвищити COP_d на 2 – 5 % у порівнянні з COP холодильної машини на пропані та на 2 – 10 % у порівнянні з COP_d холодильної машини на R-134a. Чим нижче t_K , тим доцільніше застосування пропілену. З підвищенням температури кипіння використання пропілену дає суттєві переваги лише при температурах $t_K < 35\text{ }^{\circ}\text{C}$: у цьому випадку COP_d холодильної машини на пропілені вище на 1 – 2 % у порівнянні з COP_d холодильної машини на пропані та на 3 – 10 % у порівнянні з COP_d холодильної машини на R-134a;

- пропілен представляється перспективним холодильним агентом і потребує подальших досліджень в якості альтернативного холодильного агента, особливо при температурах кипіння

$$t_0 < -10\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Список використаних джерел

1. Бабакин Б. С. Хладагенты, масла, сервис холодильных систем / Б. С. Бабакин. – Рязань: Узорочье, 2003. – 470 с.
2. Цветков О. Б. Холодильные агенты / О. Б. Цветков. – СПб: СПбГУНиПТ. – 2003. – 216 с.
3. Цветков О. Б. Свойства холодильных масел и маслорефрижераторных растворов / О. Б. Цветков, О. Н. Цветков, Ю. А. Лаптев. – СПб.: СПбГУНиПТ. – 2010. – 188 с.
4. Цветков О. Б. Хладагенты и экологическая безопасность / О. Б. Цветков. – Холодильная техника. – 1997. – № 1. – С. 20–22.
5. Цветков О. Б. Холодильные агенты: XX век и великая холодильная революция / О. Б. Цветков. – Холодильная техника. – 2000. – № 1. – С. 7–9.
6. Цветков О. Б. Холодильные агенты без границ / О. Б. Цветков, Ю. А. Лаптев. – Вестник Международной академии холода. – 2010. – № 1. – С. 24–27.

7. Бабакин Б. С. Экология и холодильная техника / Б. С. Бабакин, К. В. Показеев, В. А. Выгодин, Т. О. Чаплина. – М.: ДеЛи принт. – 2009. – 532 с.

8. Ларин И. К. Фреоны и озоновый слой Земли / И. К. Ларин. – Холодильная техника. – 2002. – № 1. – С. 34–37.

9. Цветков О. Б. Киотский протокол за чертой 2012 года / О. Б. Цветков, Ю. А. Лаптев. – Империя холода. – 2012. – Март. – С. 56.

10. Цветков О. Б. Хладагенты и окружающая среда / О. Б. Цветков. – Холодильная техника. – 2013. – № 1. – С. 4–7.

11. Цветков О. Б. Холодильные агенты на посткиотском экологическом пространстве / О. Б. Цветков. – Холодильная техника. – 2012. – № 1. – С. 70–72.

12. Choudharia C.S. Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems / C.S. Choudharia S.N. Sapali. – Energy Procedia. – 2017. – № 109. – P. 346–352.

13. Sattar M. A. Butane, isobutane and their mixtures as an alternatives to R-134a in domestic refrigerator / M. A. Sattar, R. Saidur, H. H Masjuki. – International Journal of Mechanical and Materials Engineering (IJMME). – 2007. – Vol. 2, No. 2. – P. 154–160.

14. Del Col D. Experimental results and design procedures for minichannel condensers and evaporators using propylene / D. Del Col, M. Azzolin, S. Bortolin, A. Berto. – International Journal of Refrigeration. – November, 2017. – Vol. 83. – P. 23–38.

15. Бараненко А. В. О выборе хладоносителя для систем косвенного охлаждения / А. В. Бараненко, В. В. Кириллов, А. Е. Сивачев. – Вестник Международной академии холода. – 2010. – № 1. – С. 22–24.

16. Цветков О. Б. Энергосбережение в холодильной технике и проблемы экологии – развитие и перспективы / О. Б. Цветков, Ю. А. Лаптев. – Вестник Международной академии холода. – 2011. – № 2. – С. 3–9.

17. Coulomb D. World tendencies and priorities in development of low-temperature engineering / D. Coulomb. – Вестник Международной академии холода. – 2012. – № 4. – С. 3–7.

18. Подмазко І. О. Дослідження характеристик холодильної машини, що працює на натуральних альтернативних холодоагентах / І. О. Подмазко, О. С. Подмазко. – Одеса: Холодильна техніка та технологія. – Т (54), Вип. 3. – 2018. – С. 4–9.

19. Кошкин Н. Н. Холодильные машины: учебн. для вузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н. Н. Кошкин,

Е. А. Сакун, Е. М. Бамбушек и др. – Л.: Машиностроение, Ленингр отд-ние. – 1985. – 510 с.

References

- 1 Babakin B. S. Xladagency, masla, servis xolodil'nyx sistem / B. S. Babakin. – Ryazan': Uzoroch'e, 2003. – 470 s. (in Russian)
2. Cvetkov O. B. Xolodil'nye agency / O. B. Cvetkov. – SPb: SPbGUNiPT. – 2003. – 216 s. (in Russian)
3. Cvetkov O. B. Svoystva xolodil'nyx masel i maslofreonovykh rastvorov / O. B. Cvetkov, O. N. Cvetkov, Yu. A. Laptev. – SPb.: SPbGU-NiPT. – 2010. – 188 s. (in Russian)
4. Cvetkov O. B. Xladagency i e'kologicheskaya bezopasnost' / O. B. Cvetkov. – Xolodil'naya tekhnika. – 1997. – № 1. – S. 20–22. (in Russian)
5. Cvetkov O. B. Xolodil'nye agency: XX vek i velikaya xolodil'naya revolyuciya / O. B. Cvetkov. – Xolodil'naya tekhnika. – 2000. – № 1. – S. 7–9. (in Russian)
6. Cvetkov O. B. Xolodil'nye agency bez granic / O. B. Cvetkov, Yu. A. Laptev. – Vestnik Mezhdunarodnoj akademii xoloda. – 2010. – № 1. – S. 24–27. (in Russian)
- 7 Larin I. K. Freony i ozonovyy sloj Zemli / I. K. Larin. – Xolodil'naya tekhnika. – 2002. – № 1. – S. 34–37. (in Russian)
- 8 Larin I. K. Freony i ozonovyy sloj Zemli / I. K. Larin. – Xolodil'naya tekhnika. – 2002. – № 1. – S. 34–37. (in Russian)
9. Cvetkov O. B. Kiotskij protokol za chertoj 2012 goda / O. B. Cvetkov, Yu. A. Laptev. – Imperiya xoloda. – 2012. – Mart. – C. 56. (in Russian)
10. Cvetkov O. B. Xladagency i okruzhayushaya sreda / O. B. Cvetkov. – Xolodil'naya tekhnika. – 2013. – № 1. – S. 4–7. (in Russian)
11. Cvetkov O. B. Xolodil'nye agency na postkiotskom e'kologicheskom prostranstve / O. B. Cvetkov. – Xolodil'naya tekhnika. – 2012. – № 1. – S. 70–72. (in Russian)
12. Choudharia C.S. Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems / C.S. Choudharia S.N. Sapali. – Energy Procedia. – 2017. – № 109. – P. 346 – 352.
13. Sattar M.A. Butane, isobutane and their mixtures as an alternatives to R-134a in domestic refrigerator / M.A.Sattar, R Saidur, H.H Masjuki. – International Journal of Mechanical and Materials Engineering (IJMME). – 2007. – Vol. 2, No. 2. – P. 154 – 160.
14. Del Col D. Experimental results and design procedures for minichannel condensers and evaporators using propylene / D. Del Col, M. Azzolin, S. Bortolin, A. Berto. – International Journal of Refrigeration. – November 2017. – Vol. 83. – P. 23 – 38.
15. Baranenko A. V. O vybore xladonositelya dlya sistem kosvennogo oxlazhdeniya / A. V. Baranenko, V. V. Kirillov, A. E. Sivachev. – Vestnik Mezhdunarodnoj akademii xoloda. – 2010. – № 1. – S. 22–24. (in Russian)
16. Cvetkov O. B. E'nergoberezhenie v xolodil'noj tekhnike i problemy e'kologii – razvitie i perspektivy / O. B. Cvetkov, Yu. A. Laptev. – Vestnik Mezhdunarodnoj akademii xoloda. – 2011. – № 2. – S. 3–9 (in Russian)
17. Coulomb D. World tendencies and priorities in development of low-temperature engineering / D. Coulomb. – Вестник Международной академии холода. – 2012. – № 4. – P. 3 – 7.
18. Podmazko I. O. Doslidzhennya xarakteristik xolodil'noi mashini, shho pracyue na natura-l'nix al'ternativnix xolodoagentax / I. O. Podmazko, O. S. Podmazko. – Odesa: Xolodil'na tekhnika ta tehnologiya. – T (54), Vip. 3. – 2018. – S. 4–9. (in Ukrainian)
19. Koshkin N. N. Xolodil'nye mashyny: uchebn. dlya vuzov po special'nosti «Xolodil'nye mashyny i ustanovki»/ N. N. Koshkin, E. A. Sakun, E. M. Bambushek i dr. – L.: Mashinostroenie, Leningr otd-nie. – 1985. – 510 s. (in Russian)

Надійшла до редакції 05.05.2019

УДК 621.41

Д. О. Балашов, В. І. Мілованов, д.т.н.

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

ВПЛИВ ВКЛЮЧЕНЬ НАНОЧАСТОК ДО РОБОЧОГО ТІЛА ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА ЯКІСТЬ ЇЇ РОБОТИ

В статті наведена інформація про перспективи використання наночастинок для покращення якості роботи холодильної машини, працюючої на ізобутані. Вплив нанододатків розглянутий на прикладі зміни коефіцієнта подачі та його впливу на споживану потужність. Застосування нанохолодоагента, як робочого тіла, дозволяє підвищити характеристики компресора без його конструктивних змін. Експериментальне дослідження показало, що застосування холодоагенту з масовою концентрацією наночастинок 2,54 % дозволяє знизити споживану компресором потужність на 4-7 % та підвищити коефіцієнт подачі на 3-7 % в залежності від режиму роботи.

Ключові слова: холодильна машина, наночастка, нанододаток, коефіцієнт подачі, потужність, ізобутан.

Д. А. Балашов, В. И. Милованов, д.т.н.

ВЛИЯНИЕ ВКЛЮЧЕНИЙ НАНОЧАСТИЦ В РАБОЧЕЕ ТЕЛО ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА КАЧЕСТВО ЕЁ РАБОТЫ

В статье приведена информация о перспективах использования наночастиц для улучшения качества работы холодильной машины, работающей на изобутане. Включение наночастиц рассмотрено на примере изменения коэффициента подачи и его влияния на потребляемую мощность. Применение нанохладагента в качестве рабочего тела позволяет повысить характеристики компрессора без его конструктивных изменений. Экспериментальное исследование показало, что применение хладагента с массовой концентрацией наночастиц 2,54 % позволяет снизить потребляемую компрессором мощность на 4-7 % и повысить коэффициент подачи на 3-7 % в зависимости от режима работы.

Ключевые слова: холодильная машина, наночастица, нанодобавка, коэффициент подачи, мощность, изобутан.

D. O. Balashov, V. I. Milovanov, DSc

INFLUENCE OF NANOPARTICLES INCLUSION IN THE WORKING FLUID OF THE REFRIGERATING MACHINE ON ITS PERFORMANCE

The article provides information about the prospects for the use of nanoparticles to improve the quality of the chiller working on isobutane. At present, a large number of studies are devoted to the application of nanomaterials in refrigeration and compressor engineering. There are almost no data on the effect of nanoadditives on the work of heat exchangers of a small refrigerating machine in the literature. This complicates the search for technical solutions aimed at improving the efficiency of small refrigerators. Thus, the work on further research of small refrigeration machines with nanofluids as a working body becomes relevant. The use of such nanoparticles as fullerenes or carbon nanotubes can further increase the thermophysical characteristics of refrigerants, as well as reduce the friction power in the compressor, which is not capable of making titanium oxide nanoparticles, the effect of which is considered in this paper. Nanofluids are inseparable monoparticles located in the base fluid. The inclusion of nanoparticles is considered on the example of a change in the feed rate and its effect on power consumption. Usage of nano-refrigerant as a working fluid allows you to increase the characteristics of the compressor without its design changes. The purpose of this work is to experimentally study the characteristics of a single-stage refrigerating machine in which isobutane with TiO₂ nanoparticle addition acts as a working substance, and to compare the results obtained with work with pure isobutane. The experimental study showed that the use of a refrigerant with a mass concentration of nanoparticles of 2.54% reduces the power consumed by the compressor by 4-7% and increases the feed rate by 3-7% depending on the mode of operation. The use of nanoadditives is also promising in home refrigerators, commercial and industrial equipment. Prospects for the use of nanofluids as

additives in refrigerants of modern refrigeration machines are obvious, but this problem requires further study, analysis, theoretical and experimental studies, especially in the region of high boiling temperatures.

Keywords: refrigerator, nanoparticle, nanoadditive, feed rate, power, isobutane.

DOI 10.32684/2412-5288-2019-1-14-27-32

Постановка проблеми

Міжнародні законодавчі норми щодо виведення з обороту речовин, що руйнують озоновий шар, спонукають до пошуку нових екологічно безпечних робочих речовин і добавок до існуючих холодоагентів.

Використання нанофлюїдів дозволяє істотно підвищити теплофізичні характеристики холодоагенту, зменшити температурні перепади на поверхнях конденсатора і випарника і в результаті знизити відношення тисків кипіння і конденсації, а отже і споживану холодильною машиною електричну потужність.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

З аналізу опублікованої в [1, 2] інформації про вплив наноматеріалів на роботу малих холодильних машин можна зробити висновок, що більшість відомих робіт присвячено дослідженню теплопровідності речовин з розчиненими в них наночастинками. Дані про вплив нанодобавок на роботу теплообмінних апаратів малої холодильної машини в літературі майже відсутні. Це ускладнює пошук технічних рішень, спрямованих на підвищення ефективності малих холодильників.

Зменшити споживання холодильної машиною електроенергії можливо за допомогою підвищення ефективності теплообмінних систем. Нові теплоносії з покращеними термодинамічними характеристиками є одним з варіантів поліпшення теплопередачі [3]. Важливим досягненням в дослідженні теплоносіїв є застосування колоїдної суміші основної рідини холодоагенту і металевих частинок розміром 1–100 нанометрів [4]. Початкові варіанти колоїдних розчинів, такі як мікрофлюїди, призводили до утворення осаду, що викликало ерозію поверхонь тертя металевих деталей. Нанофлюїди є непокєднуваними моночастками, що знаходяться в базовій рідині [5].

Підвищена теплопровідність нанофлюїдів є наслідком рівномірної дисперсії часток. Хоча теплопровідність є функцією основних параметрів холодоагенту, таких як тиск і температура, в турбулентному потоці ефективна теплопровідність через вплив турбулентних вихорів набагато вище. Підвищення турбулізації також є наслідком наявності наночастинок [6]. Для успішного практичного застосування нанофлюїдов необхідне повне розуміння

процесів вимушеної конвекції в ламінарному і турбулентному потоці. Нанофлюїди по суті є багатокомпонентними рідинами [7]. Отже, в літературі вони розглядаються або як двофазний гомогенний потік без ковзання між частинками і рідиною, які теж перебувають в стані температурної рівноваги, або з ковзанням частинок щодо базової рідини з температурною рівновагою [8]. Більшість потоків з вимушеною конвекцією залежать від чисел Рейнольдса і Прандтля, але у випадку нанофлюїдів включаються додаткові параметри, що враховують термічні властивості всіх складових [9]. Результати будуть залежати від теплопровідності і теплоємності базової рідини і наноматеріалів, картини потоку, критеріїв Прандтля і Рейнольдса, температури, об'ємної частки розчинених частинок, їх розмірів і форми [10].

Таким чином, є актуальним проведення подальших досліджень малих холодильних машин з нанофлюїдами в якості робочого тіла.

Мета статті.

Метою роботи є експериментальне дослідження характеристик одноступеневої холодильної машини, в якій в якості робочої речовини виступає ізобутан з домішками наночастинок TiO_2 , та зіставлення отриманих результатів з роботою на чистому ізобутані.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступні завдання:

- провести експериментальні дослідження коефіцієнта подачі компресора холодильної машини при роботі на різних режимах з чистим R600a і з добавками наночастинок;
- виконати порівняння коефіцієнтів подачі холодильної машини при роботі на чистому робочому тілі і на робочому тілі з додаванням наночастинок і визначити величину їх впливу на споживану потужність.

Виклад основного матеріалу

Схема та цикл холодильної машини зображені на рис. 1.

Компресор 1 нагнітає холодоагент в водяний конденсатор 2, звідки рідина стікає в ресивер 3. Постійний тиск кипіння у випарнику 10, розташованому в калориметрі 9, підтримується за допомогою ручного барорегулюючого вентиля (БРВ) 6. Нижня частина калориметра заповнена вторинним холодильним агентом 7, в який занурений електричний нагрівач 8. В якості

вторинного холодильного агента використовується холодоагент R-134a. Утворений при кипінні пар конденсується на зовнішній поверхні випарника 10. При випробуванні потужність нагрівача регулюють так, щоб тиск вторинного холодильного агента залишався постійним, тобто, щоб кількість отриманого холоду дорівнювала кількості підведеного тепла. У схему включені оглядове скло 5, фільтр-осушувач 4. На схемі показані місця установки манометрів і термометрів.

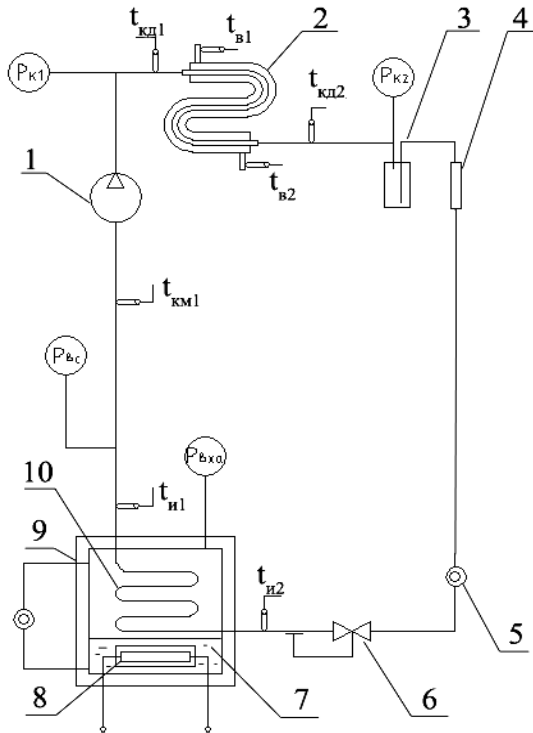


Рисунок 1 – Схема стенда для випробувань

Тиск холодоагенту вимірюють зразковими манометрами класу 0,2; температуру холодоагенту і води – ртутними термометрами з ціною поділки 0,1 °C; температура повітря – термометрами з ціною поділки 0,5 °C.

Вхідні дані:

- температури кипіння $t_0 = -20 \dots 0$ °C;
- температури конденсації $t_K = 40 \dots 55$ °C;
- температура перед компресором: 32 °C;
- цикл холодильної машини – одноступеневе стискування;
- робочі речовини – ізобутан, ізобутан з домішками TiO_2 .

Коефіцієнт подачі враховує спільний вплив усіх факторів на величину продуктивності компресора. При проведенні експериментального дослідження важливо знати вплив кожного з основних чинників на продуктивність. Вплив основних факторів на

продуктивність взаємопов'язаний, тобто зміна одного з основних факторів позначається на інтенсивності впливу інших факторів.

У даному дослідженні коефіцієнт подачі представляється як

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{др} \lambda_T \lambda_{пл}, \quad (1)$$

де λ_c – об'ємний коефіцієнт, що враховує зменшення продуктивності дійсного компресора через розширення газу, що залишився в мертвому просторі;

$\lambda_{др}$ – коефіцієнт дроселювання, що враховує зменшення продуктивності через падіння тиску при протіканні газу через всмоктуючі клапани;

λ_T – коефіцієнт підігріву, що враховує зменшення продуктивності через підігрів всмоктуваного газу під час процесу всмоктування, тобто за рахунок того, що в циліндрі в кінці всмоктування температура буде вище, ніж в точці всмоктування;

$\lambda_{пл}$ – коефіцієнт щільності, що враховує втрати через протікання крізь ущільнення, у компресорів з поршневими кільцями він близький до 1 і в подальших розрахунках враховуватись не буде.

Об'ємний коефіцієнт

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (2)$$

де c – відносний мертвий обсяг, рівний 4 % у випробуваного компресора;

P_k – тиск конденсації;

P_o – тиск кипіння;

m – показник політропи розширення.

Оскільки в розрахунку об'ємного коефіцієнта немає параметрів, на які б впливала добавка наночастинок, то зміна коефіцієнта подачі від нього не залежить. У калориметричному стенді підтримуються постійними тиски кипіння і конденсації, а величина мертвого об'єму – конструкційний параметр.

Тиск в кінці всмоктування відрізняється від тиску у всмоктуючого патрубку. Падіння тиску у всмоктуючому каналі і клапані залежить від їх форми, розмірів і швидкості руху поршня. Зменшення продуктивності через втрати на всмоктуванні характеризується коефіцієнтом дроселювання, який визначається для компресорів потужністю менше 10 кВт як

$$\lambda_{др} = \frac{T_{всас}}{aT_{конд} + b\Delta t}, \quad (3)$$

де $a = 1...1,1$, $b = 0,25...0,7$ – емпірично виведені коефіцієнти;

Δt – перегрів пари на всмоктуванні.

При аналізі коефіцієнта підігріву всмоктуваного газу на продуктивність компресора припускають, що всі процеси зумовлені змінами температури всмоктуваного газу протікають послідовно і не впливають один на одного.

Таким чином, на продуктивність компресора впливають підігрів всмоктуваного газу в результаті конвективного теплообміну з гарячими деталями циліндра, клапанів і поршня під час всмоктування, а також підвищення температури всмоктуваного газу внаслідок підведення до нього частини теплоти, що виділяється при проштовхуванні газу через клапани.

Коефіцієнт підігріву можна визначати за рівнянням

$$\lambda_T = 1 - 0,01 \cdot \left(\frac{P_k}{P_o} - 1 \right). \quad (4)$$

Адіабатична потужність компресора визначалась як

$$N_a = \frac{V_h \lambda}{v_1} l_a, \quad (5)$$

де V_h – об'єм циліндра;

v_1 – питомий об'єм холодоагента, визначений за діаграмою стану;

l_a – питома робота стиснення, визначена за діаграмою.

Електрична потужність визначалась як

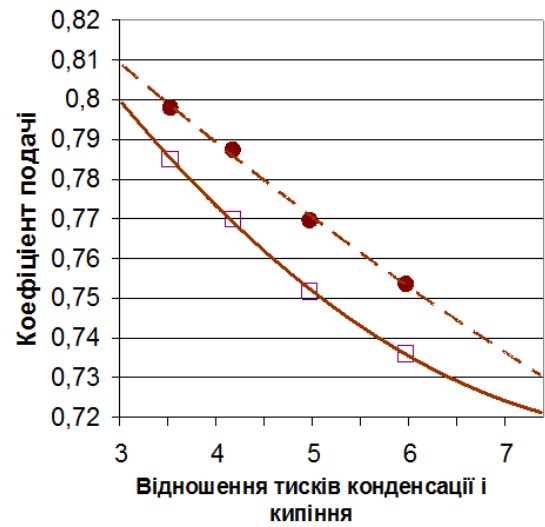
$$N_e = N_a \cdot \eta_i \cdot \eta_{el}, \quad (6)$$

де η_i – індикаторний ККД, рівний 0,74;

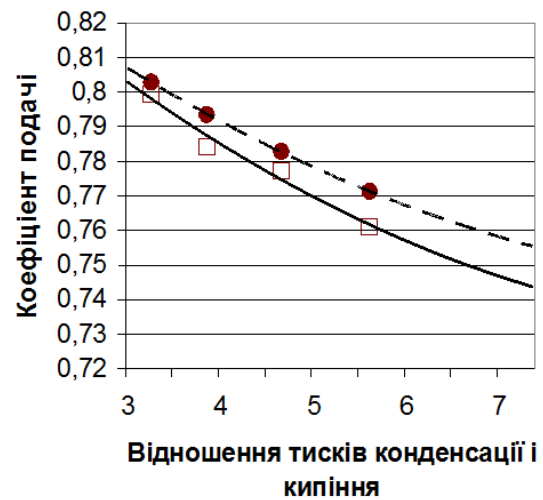
η_{el} – електричний ККД, для електродвигуна малого компресора рівний 0,8.

Результати експеримента приведено на діаграмах (рис. 2 – 4). З графіків видно, що коефіцієнт подачі збільшується на 2-4 %, причому найбільші зміни відбуваються при режимах з температурою конденсації 55 °С. Це призводить до зменшення електричної потужності в межах 3-7 % у всіх режимах роботи холодильної машини.

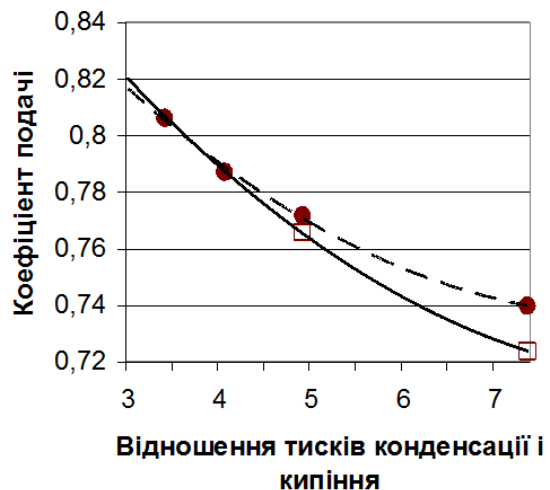
На всіх діаграмах суцільна лінія і маркери $\square$ відповідають чистому холодоагенту, пунктирна і маркери $\bullet$ – холодоагенту з нанодомішками.



а)



б)



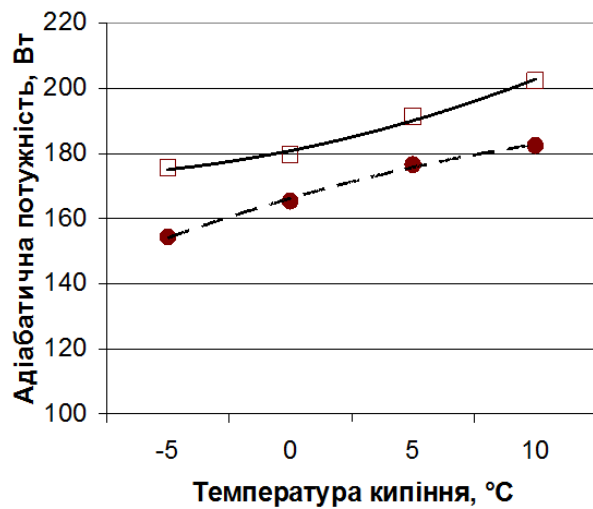
в)

Рисунок 2 – Залежності коефіцієнта подачі від відношення тисків, визначені експериментально:

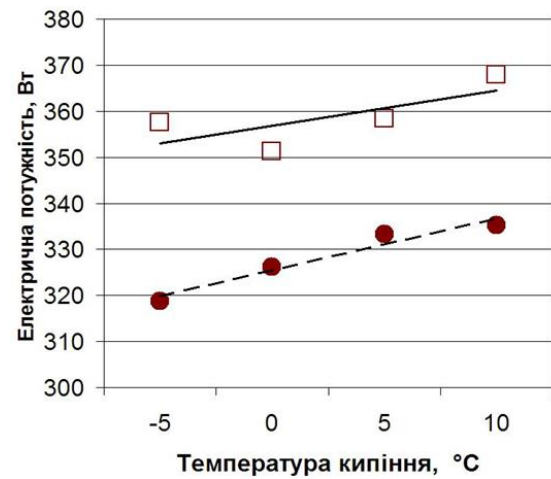
а) при температурі конденсації 55 °С;

б) при температурі конденсації 45 °С;

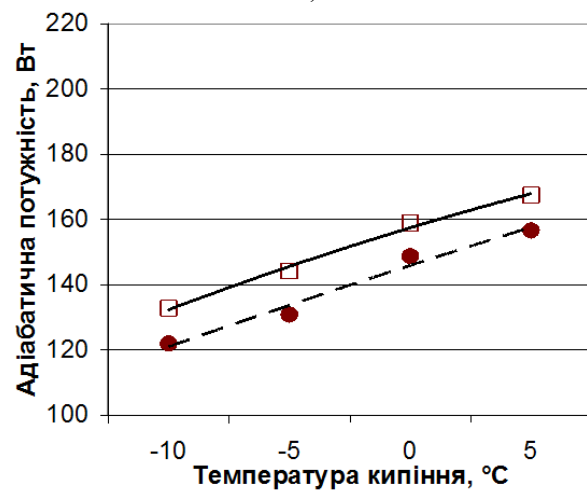
в) при температурі конденсації 40 °С.



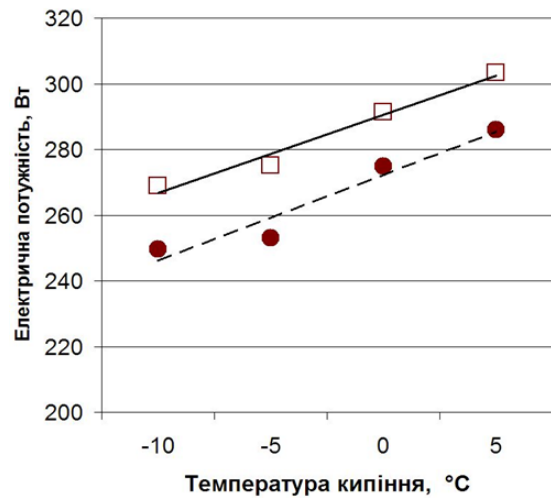
а)



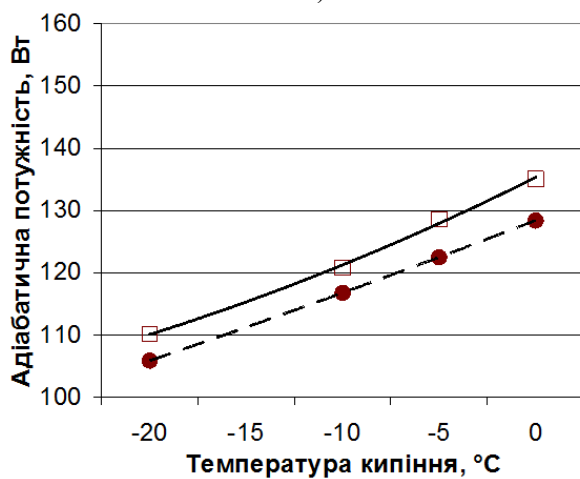
а)



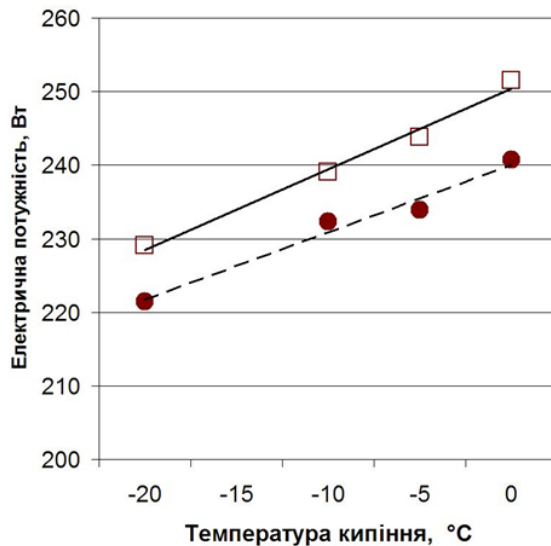
б)



б)



в)



в)

Рисунок 3 – Залежності адіабатичної потужності від відношення тисків, визначені експериментально:

- а) при температурі конденсації 55 °C;
- б) при температурі конденсації 45 °C;
- в) при температурі конденсації 40 °C.

Рисунок 4 – Залежності електричної потужності компресора від температури кипіння, визначені експериментально:

- а) при температурі конденсації 55 °C;
- б) при температурі конденсації 45 °C;
- в) при температурі конденсації 40 °C.

З графіків видно, що при застосуванні холодоагента з нанододатками коефіцієнт подачі компресора збільшується на 2-4 %, причому найбільші зміни відбуваються при режимах з температурою конденсації 55 °С. Це призводить до зменшення електричної потужності компресора в межах 3-7 % у всіх режимах роботи холодильної машини. Розрахунки цих характеристик компресора показали задовільну розбіжність розрахункових і експериментальних даних.

Використання нанофлюїдів дозволяє істотно підвищити теплофізичні характеристики холодоагенту, зменшити температурні перепади на поверхнях конденсатора і випарника і в результаті знизити відношення тисків кипіння і конденсації, а отже і споживану холодильною машиною електричну потужність. Дисперсія наночастинок в рідині призводить до підвищеної в'язкості, на що впливає середній діаметр частинки, концентрація і температура. Підвищена в'язкість зменшує числа Рейнольдса в порівнянні з базовою рідиною при тій же швидкості руху холодоагента. Ці фактори повинні бути зважені при оцінці застосовності нанофлюїдів як холодоагенту.

Застосування нанодобавок перспективно також в домашніх холодильниках, торговому і промислового обладнанні. Перспективи застосування нанофлюїдів як добавок в холодоагенти сучасних холодильних машин очевидні, однак ця проблема вимагає подальшого вивчення, аналізу, теоретичних і експериментальних досліджень, особливо в області високих температур кипіння.

В даний час проводиться велика кількість досліджень, присвячених застосуванню наноматеріалів в холодильній і компресорній техніці. Використання таких наночастинок, як фулерени або вуглецеві нанотрубки здатне ще більше підвищити теплофізичні характеристики хладагентів, а також знизити потужність тертя в компресорі, чого не здатні зробити наночастинок оксиду титану, ефект яких розглянуто в даній роботі.

Висновки

Проведене дослідження дозволяє зробити наступні висновки:

1. Застосування нанохолодоагента як робочого тіла дозволяє підвищити характеристики компресора без його конструктивних змін.
2. Експериментальне дослідження холодильної машини показало, що використання нанофлюїдів, як робочого тіла, приводить до підвищення коефіцієнта подачі компресора на 3-7% при режимі з температурою кипіння – 20 °С і температурою конденсації 40 °С і 2-4 % при режимі з температурою кипіння – 15 °С.
3. Експериментальне дослідження показало, що застосування холодоагенту з масовою концентрацією наночастинок 2,54 % дозволяє знизити

споживану компресором потужність на 4-7 %. Розбіжність результатів розрахунків і експериментального дослідження становить не більше 5 %, що свідчить про правильність обраної методики розрахунку і можливості подальшого прогнозування параметрів компресора з її допомогою.

Список використаних джерел

1. Strandberg, R. Finned tube performance evaluation with nanofluids and conventional heat transfer fluids [Text] / R. Strandberg, D. K. Das // International Journal of Thermal Sciences. – 2010. – Vol. 49, № 3. – P. 580–588.
2. Suresh S, Chandrasekar M, Selvakumar P. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of CuO/water nanofluid under laminar flow in a helically dimpled tube // Heat Mass Transfer 2011 – P. 151–155.
3. Shengshan Bi, Performance of a Domestic Refrigerator using TiO₂-R600a nano-refrigerant as working fluid // Int J of Energy Conservation and Management. – 2011. – Vol. 52, – P. 733–737.
4. Saidur, R. A review on applications and challenges of nanofluids [Text] / R. Saidur, K. Y. Leong, H. A. Mohammad // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2011. – Vol. 15, № 3. – P. 1646–1668.
5. Saeedinia M, Akhavan-Behabadi MA, Nasr M. Experimental study on heat transfer and pressure drop of nanofluid flow in a horizontal coiled wire inserted tube under constant heat flux // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2012. – Vol. 36. – P. 158–168.
6. Walsh PA, Egan VM, Walsh EJ. Novel micro-PIV study enables a greater understanding of nanoparticle suspension flows: nanofluids // Microfluid Nanofluid. – 2009. – Vol. 8(6). – P. 837–842
7. Paul G, Chopkar M, Manna I, Das PK. Techniques for measuring the thermal conductivity of nanofluids: a review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2010. – Vol. 14. – P. 1913–1924.
8. Choi SUS. Nanofluids: from vision to reality through research // Journal of Heat Transfer. – 2009. – Vol. 131(3) – 9 p.
9. Yu W, Xie H, Chen L, Li Y. Investigation on the thermal transport properties of ethylene glycol-based nanofluids containing copper nanoparticles // Powder Technology. – 2010. – Vol. 197. – P. 218–221.
10. Kakac, S. Convective Heat Transfer [Text] / S. Kakac, Y. Yener. – Ed. 3. – CRC Press, 2013. – 622 p.

Надійшла до редакції 05.05.2019

L. V. Kolomiets¹, DSc, V. F. Orobey², DSc, O. M. Lymarenko², PhD, A. S. Lymarenko¹

¹Odesa State Academy of Technical Regulation and Quality, Odesa

²Odesa National Polytechnic University, Odesa

DETERMINATION OF THE STRESSED-DEFORMED STATUS OF THE LOWER JAW NUMEROUS-ANALYTICAL OPTIONAL METHOD OF BOUNDARY ELEMENTS

One of the important moving parts of the human skeleton is the lower jaw. People chew food several times a day every day. The lower jaw of a human is the part of the human's skeleton that is most injured. The paper analyzes existing methods for studying the lower jaw of a person, reveals their shortcomings. A review of the results of many years of research shows that the use of the finite element method and the boundary element method is the most promising for determining stress and strain in biosystems. For the first time, a numerical-analytical version of the boundary element method was used to calculate the lower jaw in the form of a flat non-rectangular frame. An algorithm is developed for a numerical-analytical version of the boundary element method and its calculated relationships for flat frame structures. The finite element method is implemented in a modern universal software package. All research results are in good agreement.

Keywords: boundary element method, computer modeling, algorithm, stress-strain state, jaw, flat frame.

Л. В. Коломієць, д.т.н., В. Ф. Оробей, д.т.н., О. М. Лимаренко, к.т.н., А. С. Лимаренко, с.н.с.

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ НИЖНЬОЇ ЩЕЛЕПИ ЧИСЕЛЬНО-АНАЛІТИЧНИМ ВАРІАНТОМ МЕТОДУ ГРАНИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Однією з важливих рухливих та найчастіше травмованих частин скелету людини є нижня щелепа. Люди кожен день пережовують їжу по декілька разів на день. Нижня щелепа людини – частина скелета людини, яка найчастіше травмується. Оцінювання навантажень на щелепи та характеру їх розподілу є основою для вивчення багатьох питань ортопедії, щелепно-лицевої хірургії тощо. З появою сучасних комп'ютерів, засобів візуалізації, розвитком числових методів розрахунку, питання точного визначення напружено-деформованого стану залишається дуже важливим.

В даний час в розрахунковій практиці все більшого поширення набувають чисельні методи, оскільки вони особливо ефективні для дослідження ортопедичних конструкцій. В роботі виконано аналіз існуючих методів досліджень нижньої щелепи людини, виявлені їх недоліки. Огляд результатів багаторічних досліджень показує, що для визначення напружень і деформації в біосистемах найбільш перспективним є використання метода скінченних елементів та методів граничних елементів.

В науковому дослідженні розглянуто перший етап формування розрахункової схеми нижньої щелепи – плоска стержнева система у вигляді Г-подібної рами на шарнірних опорах. В статті розглянуто використання сучасного методу комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану кісток обличчя. Представлено алгоритм створення імітаційних комп'ютерних моделей напружено-деформованого стану нижньої щелепи. Вперше застосовано чисельно-аналітичний варіант методу граничних елементів до розрахунку нижньої щелепи у вигляді плоскої непрямокутої рами. Розроблено алгоритм чисельно-аналітичного варіанту методу граничних елементів і його розрахункові співвідношення для плоских рамних конструкцій. Метод скінченних елементів реалізовано в сучасному багатоцільовому програмному комплексі. Всі результати досліджень добре узгоджуються між собою. В той же час результати чисельно-аналітичного варіанту методу граничних елементів дещо завищені внаслідок, як представляється, неврахування деформації розтягування прямолінійних стержнів в початкових рівняннях згинання.

Ключові слова: метод граничних елементів, метод скінченних елементів, комп'ютерне моделювання, алгоритм, напружено-деформований стан, щелепа, плоска рама.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НИЖНЕЙ ЧЕЛЮСТИ ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКИМ ВАРИАНТОМ МЕТОДА ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Одной из важных подвижных частей скелета человека является нижняя челюсть. Люди каждый день пережевывают пищу по несколько раз в день. Оценка нагрузок на челюсти и характера их распределения является основой для изучения многих вопросов ортопедии, челюстно-лицевой хирургии и т.д. В работе выполнен анализ существующих методов исследований нижней челюсти человека, выявлены их недостатки. Обзор результатов многолетних исследований показывает, что для определения напряжений и деформаций в биосистемах наиболее перспективным является использование метода конечных элементов и метода граничных элементов. Впервые применен численно-аналитический вариант метода граничных элементов для расчета нижней челюсти в виде плоской прямоугольной рамы. Разработан алгоритм численно-аналитического варианта метода граничных элементов и его расчетные соотношения для плоских рамных конструкций. Метод конечных элементов реализован в современном универсальном программном комплексе. Все результаты исследований хорошо согласуются между собой.

Ключевые слова: числові методи, метод граничних елементів, метод конечных элементов, компьютерное моделирование, алгоритм, напряженно-деформированное состояние, челюсть, плоская рама.

DOI 10.32684/2412-5288-2019-1-14-33-38

Introduction

The lower jaw of a human is the part of the human's skeleton that is most injured.

The load on the jaws and the nature of their distribution, in the norm, is the basis for the study of many issues of orthopedics, maxillofacial surgery, etc.

In the work the method of boundary elements is applied to the calculation of the lower jaw of a person (Fig. 1).

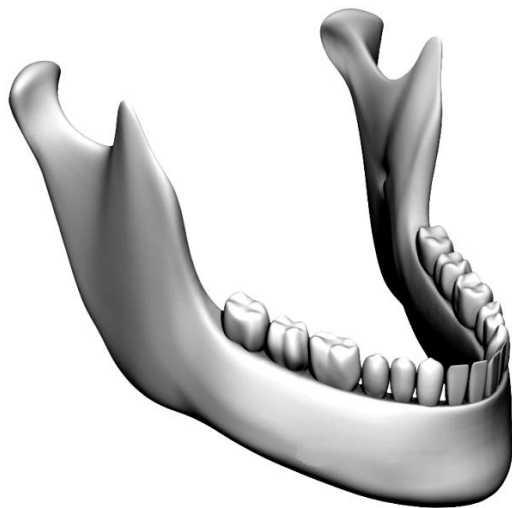


Figure 1 – General view of the Lower Jaw

Billions of people chew their food every day, several times a day; thousands of scientists are exploring this process in our time and in the past. The

question of the exact determination of stress-strain state (SSS) remains relevant.

In the process of bite (with the inclusion of two front incisors), the lower jaw can be represented in the form of a symmetrical frame with a symmetrical action of chewing load, which allows to consider only half of the system, as a flat frame [1-4].

The scheme of the lower jaw is presented in Fig. 2 in the form of a flat frame is a mechanism that can rotate freely around the hinge until any restriction occurs. In this case, any tooth-antagonist may be a limiter of motion, which comes in contact with the tooth or through the food breast.

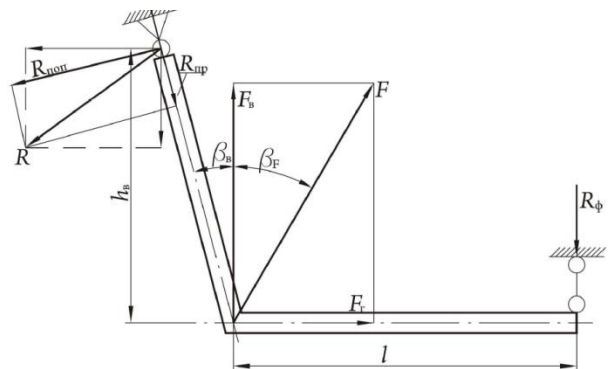


Figure 2 – Estimated diagram of the lower jaw

Analysis of the publications

In the case of a bite, following the work partly [5], we represent the lower jaw in the form of a flat frame (Fig. 2).

Articular jaw head is a classic hinge, like in anatomy and by the peculiarities of functioning. Before contact with the tooth-antagonist, the lower jaw may be considered as the simplest mechanism of lever. If there is movement restriction in the area of the incisors, it is a flat statically distinctive frame [5-9], pivotally supported at two points (in the area of the articular head and in the area of the incisors), which is schematically shown in Fig. 2 in the form of fixed and movable hinges.

The reaction that occurs in a fixed hinge, can be represented as two components (for example, horizontal and vertical, or transverse and longitudinal), and in the movable hinge as one component.

In contrast to the work [4], it is most expedient to take the magnitude of the chewing load F as an external force, which will be the function of reactions in the supports and the internal force factors in the jaw sections.

At present, numerous methods are becoming more widespread in computational practice, because they are especially effective for the study of orthopedic structures.

These methods are based on discrete calculation schemes. One of the most common numerical methods today is the finite element method (FEM), which implies a clear approximation of the solution in small subdomains.

Coordinate functions of different order are used for interpolation.

A great quality of literature is devoted to the theoretical aspects (FEM) [13, 14].

Most modern universal software packages – ANSYS, Cosmos Works, NASTRAN and others – work on the basis of FEM.

Simultaneously with FEM, in recent years, another numerical method has been actively developed – the boundary element method (BEM), where the basis is not the usual difference schemes, but the integral equation of the problem and its fundamental solutions [13, 14].

Not only the whole area of an object is subjected to sampling at the BEM, but only its boundary at which the necessary parameters are determined from the system of linear algebraic equations, and the state at the internal points is calculated from the integral equations.

It is known that the stiffness matrix of the elastic modulus can be constructed on the basis of BEM ratios [14].

Main part

To analyze the stress-strain state in the lower jaw, the chewing load F must be divided into two components: horizontal and vertical.

In further study of the issues of strength and rigidity of the jaw, it is necessary to know the basic geometrical characteristics of the section: static moments, moments of inertia (axial) and moments of resistance.

Compliance with the model requirements and the actual jaw when schematizing, the jaw cross sections causes some difficulties. For axial loads (tensile or compressive), the cross-sectional area must be achieved evenly, and for transverse forces (in shear, bending, and torsion), this applies to the moments of inertia and the height of the section.

The analysis of the questions of the design schemes shows that among the simple canonical flat sections (rectangle, circle and ellipse), the shape of the ellipse most fully characterizes the contours of the cross sections of the mandible.

In scientific research, it is necessary to take into account the difference in mechanical characteristics for compact and spongy bone [10-12].

The ratio of their density, introduced in [4], does not, in our opinion, fully reflect the essence of the question. After all, in the calculation formulas for the estimation of stiffness (displacements) and strength (stresses), the density of structural components is not taken into account at all.

Note that in the technique of calculating the characteristics of stiffness and strength of composite structures, parts of which have different stiffness, use the method of reduction coefficients. Its essence for materials that obey the Hooke law is to introduce a reduction coefficient as the ratio of the modulus of elasticity of the materials.

In reduced geometric characteristics (areas, moments of inertia, etc.), the areas of the elements are conditionally reduced as much as their modulus is smaller than the modulus of elasticity of the base material. Described above should be taken into account when performing any type of research and calculation, especially when using numerical methods. Consider the application of a numerically analytical variant of the boundary element method to the calculation of the mandible as a flat G-shaped frame.

Form the BEM equation according to the scheme for a flat rod system

$$Y(l) = A(l) X(0) + B(l) \rightarrow A(l) X(0) - Y(l) = B(l) \rightarrow A_*(l) X_*(0, l) = -B(l). \quad (1)$$

For straight lines, bending equation with normal forces

$$\begin{array}{c} EIv(x) \\ EI\varphi(x) \\ M(x) \\ Q(x) \\ N(x) \end{array} = \begin{array}{c|c|c|c|c} 1 & x & x^2/2 & x^3/6 & \\ \hline & 1 & x & x^2/2 & \\ \hline & & 1 & x & \\ \hline & & & 1 & \\ \hline & & & & 1 \end{array} + \int_0^x \begin{array}{c} EIv(0) \\ EI\varphi(0) \\ M(0) \\ Q(0) \\ N(0) \end{array} \begin{array}{c} (x-\xi)^3 q_y(\xi)/6 \\ (x-\xi)^2 q_y(\xi)/2 \\ (x-\xi) q_y(\xi) \\ q_y(\xi) \\ -q_y(\xi) \end{array} d\xi \quad (2)$$

Limit parameters are determined from the system of linear algebraic equations (1), and the state of the structure at internal points is determined by the equations (2).

The results of the BEM calculation are summarized in Table 1.

Finite element calculation

The ANSYS program was selected to implement the FEM algorithm.

The calculation model is approximated by the BEAM3 element from the ANSYS finite element library. This is a two-node element used mainly for the calculation of rod structures.

As a result of the FEM calculation, for each variant of EM partitioning, a deformed shape of the system, normal force and transverse forces, and flexural moments are obtained. The calculation results at $n > 1000$ have not been specified.

Table 1 – Results of the calculation of the design of the lower jaw

WCF	BEM	Engineering method [1]	FEM (10ce)	FEM (40ce)	FEM (100ce)	FEM (1000ce)
N_{z_1} (кН)	1,383		1,322	1,349	1,354	1,357
Q_{y_1} (кН)	1,169		1,160	1,161	1,161	1,161
M_{x_1} (кНм)	0,642	0,618	0,6105	0,613	0,613	0,613
N_{z_2} (кН)	0,741		0,689	0,668	0,678	0,684
Q_{y_2} (кН)	0,36		0,3011	0,30	0,303	0,304
M_{x_2} (кНм)	1,110	0,986	1,108	1,108	1,109	1,108
N_{z_3} (кН)	2,345		2,284	2,3	2,313	2,316
Q_{y_3} (кН)	1,138		1,130	1,131	1,131	1,131
M_{x_3} (кНм)	1,547	0,5247	1,517	1,5192	1,519	1,519

The results on the FEM when crushing a finite element grid are presented in table 1.

The comparisons of these calculations show that the FEM results can be considered the most reliable. They agree well with the engineering method of calculating flat G-shaped frames.

At the same time, the results of the BEM are somewhat overstated due to the fact that the deformation of the stretching of the straight bars in the initial bending equations does not seem to be taken into account.

Conclusions:

1. The analysis of existing methods of modeling the construction of the lower jaw was performed. The disadvantages are indicated.

2. It is shown that the methods of finite and boundary elements are the most effective approaches for calculating the stress-strain state of the lower jaw.

3. The algorithm of the boundary element method and its calculated ratios are presented as a result of integrating the differential equations of the static of the rod systems.

4. The finite element method is implemented in Ansys.

5. The calculations of the VAT of the lower jaw as a flat L-shaped frame according to the FEM and BEM algorithms were performed.

The calculation results are in good agreement with each other, which indicate the reliability of the created models and calculations.

References:

1. Mandziuk T. Do modeliuvannia biomekhanichnykh konstrukttsii z miakymy prosharkamy [For modeling of biomechanical structures with soft layers] / T. Mandziuk, V. Vovk // *Visnyk Lvivskoho Universytetu. Seriiia prykladna matematyka ta informatyka*. – 2011. – Vyp. 17. – S. 85 – 93.
2. Shelkovnikov E. Yu. Trexmernoe matematicheskoe modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya zuba i plomby [Three-demantional mathematical modeling of the stress-strain state of the tooth and filling] / E. Yu. Shelkovnikov, A. I. Kirillov, S. M. Efremov, T. L. Redinova, A. A. Timofeev, T. Yu. Meteleva // *Polzunovskij vestnik*. – 2014. – № 2. – S. 54 – 58.
3. Zholudev S. E. Ob odnoj zadache optimizacii formy v stomatologii [About one problem of shape optimization in dentistry] / S. E. Zholudev, I. N. Kandoba // *Rossiiskij zhurnal biomexaniki*. – 2017. – T. 21. – № 2. – S. 135–146. DOI: 10.15593/RZhBiomeh/2017.2.02.
4. Leonenko P. V. Skincheno-elementnyi analiz imitatsiinoi trokhvymirnoi modeli biomekhanichnoi systemy «kistkova tkanyna – dentalnyi implantat – suprakonstrukttsiia» [Elemental analysis of simulation three-dimensional model of biomechanical system «bone tissue – dental implant – superconstriction»] / P. V. Leonenko, V. O. Yeshchenko // *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu Ukrainy «Kyivskiy politekhnichnyi instytut»*. Seriiia mashynobuduuvannia. – 2012. – # 65. – S. 105 – 109.
5. Loxov V. A. Sravnitel'naya ocenka urovnya funktsional'nykh nagruzenij, razvivayushhixsya v e'mali zubov pri ispol'zovanii razlichnykh tipov sportivnykh zubnykh shin [Comparative assessment of the level of functional loads developing in tooth enamel using various types of sports dental tires] / V. A. Loxov, N. B. Astashina, E. S. Sergeeva, A. F. Merzlyakov, A. A. Bajdarov // *Rossiiskij zhurnal biomexaniki*. 2017. T. 21 – № 2 – S. 211–217. DOI: 10.15593/RZhBiomeh/2017.2.08.
6. Stankevich A. N. Nhe history and development prospects of the methods for solving multidimensional problems of structural mechanics. ISSN 1997-0935. *Vestnik MGSU*. – 2015. – № 12. – P. 76–91.
7. Orobey V. Boundaru element metod in problems of plate elements bending of engineering structures[Text] / V. Orobey, L. Kolomiets, O. Lymarenko // *Metalurgical and Mining Industry*. – 2015. – 7(4). – P. 295–302.
8. Velychko O. A comparative analysis of the assessment results of the competence of technical experts by different methods / Velychko O., Gordiyenko T., Kolomiets L. // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2017. – 3 (88). – P. 4–10. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.106825.
9. Kozhushko, V. P. Raschet pryamougol'noj plastiny, dve smezhnye storony kotoroj zashhemleny, a dve drugie smezhnye storony sharnirno operty [Calculation of a rectangular plate, two adjacent sides of which are pinched, and two other adjacent sides are pivotally supported] / V. P. Kozhushko. – *Vestnik Xar'kovskogo nac. avtom.-dorozhn. un-ta*. – Xar'kov, 2014. – Vyp. 67. – S. 119–123.
10. Kim C. K., Hwang M. H. Non-Linear Analysis of Skew Thin Plate by Finite Difference Method / *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2012, vol. 26. – no. 4. – P. 1127–1132. DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-012-0226-9>.
11. Aizikovich S., Vasiliev A., Trubchik I., Evich L., Ambalova E., Sevostianov I. Analytical Solution for the Bending of a Plate on a Functionally Graded Layer of Complex Structure. *Advanced Structured Materials*. – 2011, vol. 15, P. 15 – 28. DOI: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-21855-2_2.
12. Malanchuk V. Vyvchennia biomekhaniky nyzhnoi shchelepy na tryvymirnykh kompiuternykh modeliakh metodom skinchennykh elementiv [Study of lower jaw biomechanics on three-dimensional computer models by finite element method] / V. O. Malanchuk, M. H. Kryshchuk, A. V. Kopchak // *Visnyk stomatolohii*. – 2009. – # 3. – S. 56–62.
13. Orobey V. Mathematical modeling of the stressed-deformed state of circular arches of specialized cranes [Text] / V. Orobey, O. Daschenko, L. Kolomiets, O. Lymarenko, Y. Ovcharov // *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*. – 2017. – 5/8 (89). – P. 4–11.
14. Orobey V. Stability of structural elements of special lifting mechanisms in the form of circular arches [Text] / V. Orobey, O. Daschenko, L. Kolomiets, O. Lymarenko // *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*. – 2018. – 2/7(92). – P. 4–10.

Список використаних джерел

1. Мандзюк Т. До моделювання біомеханічних конструкцій з м'якими прошарками / Т. Мандзюк, В. Вовк // *Вісник Львівського Університету. Серія прикладна математика та інформатика*. – 2011. – Вип. 17. – С. 85 – 93.
2. Шелковников Е. Ю. Трехмерное математическое моделирование напряженно-

- деформированного состояния зуба и пломбы / Е. Ю. Шелковников, А. И. Кириллов, С. М. Ефремов, Т. Л. Рединова, А. А. Тимофеев, Т. Ю. Метелева // Ползуновский вестник. – 2014. – № 2. – С. 54 – 58.
3. Жолудев С. Е. Об одной задаче оптимизации формы в стоматологии / С. Е. Жолудев, И. Н. Кандоба // Российский журнал биомеханики. – 2017. – Т. 21 – № 2. – С. 135–146. DOI: 10.15593/RZhBiomeh/2017.2.02.
4. Леоненко П. В. Скінчено-елементний аналіз імітаційної трьохвимірної моделі біомеханічної системи «кісткова тканина – дентальний імплантат – супраконструкція» / П. В. Леоненко, В. О. Єщенко // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія машинобудування. – 2012. – № 65. – С. 105 – 109.
5. Лохов В. А. Сравнительная оценка уровня функциональных нагрузений, развивающихся в эмали зубов при использовании различных типов спортивных зубных шин / В. А. Лохов, Н. Б. Асташина, Е. С. Сергеева, А. Ф. Мерзляков, А. А. Байдаров // Российский журнал биомеханики – 2017. – Т. 21 – № 2 – С. 211–217. DOI: 10.15593/RZhBiomeh/2017.2.08.
6. Stankevich A. N. The history and development prospects of the methods for solving multidimensional problems of structural mechanics. ISSN 1997-0935. Vestnik MGSU. 2015. – № 12. – P. 76–91.
7. Orobey V. Boundary element method in problems of plate elements bending of engineering structures [Text] / V. Orobey, L. Kolomiets, O. Lymarenko // Metallurgical and Mining Industry. – 2015. – 7(4). – P. 295–302.
8. Velychko O. A comparative analysis of the assessment results of the competence of technical experts by different methods / Velychko O., Gordiyenko T., Kolomiets L. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – 3 (88). – P. 4–10. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.106825.
9. Кожушко, В. П. Расчет прямоугольной пластины, две смежные стороны которой зашпелены, а две другие смежные стороны шарнирно оперты / В. П. Кожушко. – Вестник Харьковского нац. автом.-дорожн. ун-та. – Харьков, 2014. – Вып. 67. – С. 119–123.
10. Kim C. K., Hwang M. H. Non-Linear Analysis of Skew Thin Plate by Finite Difference Method / Journal of Mechanical Science and Technology. – 2012, vol. 26. – no. 4. – P. 1127–1132. DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-012-0226-9>.
11. Aizikovich S., Vasiliev A., Trubchik I., Evich L., Ambalova E., Sevostianov I. Analytical Solution for the Bending of a Plate on a Functionally Graded Layer of Complex Structure. Advanced Structured Materials. – 2011. – vol. 15. – P. 15 – 28. DOI: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-21855-2_2.
12. Маланчук В. Вивчення біомеханіки нижньої щелепи на тривимірних комп'ютерних моделях методом скінчених елементів / В. О. Маланчук, М. Г. Кришук, А. В. Копчак // Вісник стоматології. – 2009. – № 3. – С. 56–62.
13. Orobey V. Mathematical modeling of the stressed-deformed state of circular arches of specialized cranes [Text] / V. Orobey, O. Daschenko, L. Kolomiets, O. Lymarenko, Y. Ovcharov // Eastern European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – 5/8 (89). – P. 4–11.
14. Orobey V. Stability of structural elements of special lifting mechanisms in the form of circular arches [Text] / V. Orobey, O. Daschenko, L. Kolomiets, O. Lymarenko // Eastern European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – 2/7(92). – P. 4–10.

Надійшла до редакції 03.04.2019.

РОЗДІЛ 3

Інформаційно-вимірювальні системи і технології

УДК 531

В. П. Квасніков, д.т.н., О. В. Діхтієвський*Національний авіаційний університет, м. Київ***РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ ІНФОРМАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ
ДЛЯ КОНТРОЛЮ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШЕСТЕРНІ З УРАХУВАННЯМ
ПОХИБКИ**

Для контролю всієї сукупності параметрів зубчастих коліс потрібне використання відразу цілої гами засобів вимірювальної техніки та комплексів. Багато з них морально застаріли, не автоматизовані, не мають виходу на комп'ютерні засоби і не забезпечують сучасного рівня точності, інформативності та швидкодії. Тому в статті запропонована структурна схема інформаційно-вимірювального та діагностичного каналу, за допомогою якого технічний стан зубчастого колеса оцінюється середньоінтегральною величиною зносу ріжучого інструменту. Проведено аналіз похибок для реальних умов експлуатації на етапі попередніх досліджень, коли не відомий перелік складових основної похибки і не проведена їх кількісна оцінка.

Ключові слова: шестерня, похибка, вимірювальний комплекс, швидкодія, діагностичний канал.

В. П. Квасников, д.т.н., А. В. Дихтиевский**РАЗРАБОТКА СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО
КОМПЛЕКСА ДЛЯ КОНТРОЛЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ШЕСТЕРНИ С
УЧЕТОМ ПОГРЕШНОСТИ**

Для контроля всей совокупности параметров зубчатых колес требуется использование сразу целой гаммы средств измерительной техники и комплексов. Многие из них морально устарели, не автоматизированы, не имеют выхода на компьютерные средства и не обеспечивают современного уровня точности, информативности и быстродействия. Поэтому в статье предложена структурная схема информационно-измерительного и диагностического канала, с помощью которого техническое состояние зубчатого колеса оценивается среднеинтегральной величиной износа режущего инструмента. Проведен анализ погрешностей для реальных условий эксплуатации на этапе предварительных исследований, когда не известен перечень составляющих основной погрешности и не проведена их количественная оценка.

Ключевые слова: шестерня, погрешность, измерительный комплекс, быстродействие, диагностический канал.

V. P. Kvasnicov, DSc, A. V. Dihatievskiy**DEVELOPMENT OF A STRUCTURAL SCHEME OF INFORMATION AND MEASUREMENT
COMPLEX FOR CONTROL OF GEOMETRIC PARAMETERS OF A GEAR WITH ACCOUNT
OF ERROR**

To control the entire set of gear gear parameters, it is necessary to use a number of measuring devices and complexes simultaneously. Many of them are outdated, non-automated, have no access to computer tools and do not provide the current level of accuracy, informativeness and speed. Therefore, the article proposes a block diagram of the information-measuring and diagnostic channel, by means of which the technical condition of the toothed wheel is evaluated at the average integral speed of wear of the cutting tool. Error analysis for real operating conditions at the stage of previous studies, when the list of components of the main error is not known and their quantitative assessment is not carried out. Objects of research in this work are gear transmission with an engraving profile.

To date, the metrological control of gear wheel parameters is based on a large number of measuring equipment. All of them have a limited range of measuring parameters, different accuracy and range of measured values.

The reference base in the field of control of the gear draw gear is considered, which requires its creation on the basis of a detailed analysis of the new principles of measurement, the need to justify their accuracy.

cy, expansion of the range and range of measured parameters. Manufacturing of new modifications of domestic measuring devices on the basis of new management principles and equipment of leading foreign manufacturers in the field of control of evolvent. The complex of works on creation of a system for ensuring the unity of the geometry of the geometric parameters of gear gears is considered. This requires revision, systematization and development of methods and means of metrological support. The mathematical description of the involute curve of the toothed wheel by the method of triangulation of multi-directional regions and description of the geometric model of the evolvent is proposed. The results were analyzed and recommendations on the application of the description method to the cylindrical wheel with an engraving profile were given.

Keywords: reducer, error, measuring complex, speed, diagnostic channel.

DOI 10.32684/2412-5288-2019-1-14-40-46

Вступ

Якість машин у великій мірі залежить від роботи зубчастих механізмів, які є найбільш поширені серед механічних передач завдяки своїм техніко-економічним показникам. Якість зубчастого колеса багато в чому визначається точністю цілого ряду параметрів, що залежать від технічного стану зубообробного обладнання, рівня технології, якості ріжучого інструменту і якості контрольно-вимірювальних операцій зубообробного виробництва.

Зубчасті колеса є найбільш масовими деталями, що застосовуються в машинобудуванні та приладобудуванні. Сьогодні в розпорядженні промисловості величезна кількість складних дорогих зубовимірювальних приладів, якими оснащені практично всі підприємства, що виробляють і контролюють зубчасті колеса. На сьогодні в Україні на промислових підприємствах експлуатується більше десятка тисяч засобів вимірювальної техніки всієї номенклатури геометричних параметрів.

Широке використання зубчастих коліс в багатьох галузях машинобудування та приладобудування ставить завдання розвитку метрологічного забезпечення їх виробництва. Це обумовлено вимогами підвищення точності, якості і конкурентоспроможності виробів, де вони використовуються.

Аналіз останніх досліджень

Для існуючих традиційних пристроїв [1] для вимірювань параметрів шестерні використовують як еталон реальний матеріальний об'єкт – виготовлену поверхню евольвенти [2], що має, хоча і невеликі, але реальні похибки – відхилення від теоретичної евольвенти. Як еталон використовується ідеальне уявлення у вигляді математичної моделі, [3] з яким і порівнюється вимірюваний профіль шестерні.

Наявність сучасного комп'ютерного забезпечення [4] дозволяє здійснити автоматичну обробку результатів вимірювань, підвищити інформативність результатів за рахунок можливості графічного виведення інформації, значно підви-

щити точність результатів вимірювань за рахунок математичної компенсації похибок систематичних складових, а також зменшити випадкові похибки за рахунок статистичної обробки [5].

Все це створює передумови для розробки і впровадження на базі координатно-вимірювальних машин [6] сучасних прецизійних координатних методів і засобів вимірювань геометричних параметрів шестерні, а також їх метрологічного забезпечення.

В даний час ведеться виробництво нових модифікацій вітчизняних засобів вимірювань [7], систематично ввозяться з-за кордону, засновані на нових принципах, контрольно-вимірювальні прилади провідних зарубіжних виробників в області вимірювання евольвенти, таких, як фірми Hofler, Klingelnberg, Carl Zeiss, Mahr, Hommelwerke.

Постановка завдання

Мета дослідження – розробити структурну схему інформаційно-вимірювального та діагностичного каналу за допомогою оцінки технічного стану зубчастого колеса за середньоінтегральною величиною зносу ріжучого інструменту. Виконати розрахунок похибок для реальних умов експлуатації на етапі попередніх досліджень.

Виклад основного матеріалу

Експериментальні дослідження показали, що найбільшою чутливістю і інформативністю володіє діагностичний канал, за допомогою якого технічний стан зубчастого колеса оцінюється за середньоінтегральною величиною зносу ріжучого інструменту.

Численні експерименти і літературні дані [8, 9] свідчать про те, що слабкими ланками зубчастих коліс, зазвичай, є його виготовлення. Іноді дослідженнями умов вимірювання вдається виявити єдине неякісно виготовлене зубчасте колесо, що істотно спрощує рішення задачі діагностики.

Наприклад, існуючі конструктивні схеми, технологія виготовлення, а також умови експлуатації зубонарізного обладнання призводять до

неякісного виготовлення багатьох типів зубчастих коліс, переважно через зношування ріжучого інструменту. Технічний стан таких зубчастих коліс виявляється можливим діагностувати за цим ріжучим інструментом – Рис. 1.

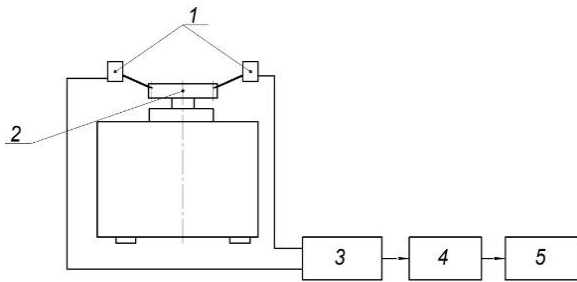


Рисунок 1 – Структурна схема діагностики технічного стану зубчастого колеса при його виготовленні:

1 – датчики; 2 – шестерня 3 – діагностичний прилад; 4 – фазометр; 5 – прилад для фіксування параметрів технічного стану.

Якщо заздалегідь не вдасться встановити ріжучий інструмент, який обмежує ресурс виготовлення на обладнанні (тобто вихід з ладу тієї чи іншої модульної фрези верстата визначається в основному рядом випадкових факторів, властивих технології його виготовлення або умов експлуатації), то технічний стан вимірювального засобу необхідно визначати як сукупність технічних станів всіх зубчастих коліс [10].

Діагностичні засоби контролю технічного стану зубчастих коліс при цьому включають в себе стільки каналів діагностики, скільки зубчастих коліс підлягає контролю. Вбудовані в стенд засоби діагностування технічного стану повинні забезпечувати отримання достовірної інформації, що відбиває індивідуальний характер зміни параметрів окремих зубчастих коліс.

Діагностичні датчики можуть бути індукційними, для установки яких вносяться незначні зміни в конструкцію стенда. Зміни, що вносяться до конструкції стенда через установки датчиків, можуть бути зведені до мінімуму, якщо статор датчика виконати у вигляді сектора з зубами і обмотками, а в якості ротора використовувати зубчасте колесо [11].

Для живлення індукційних датчиків стабілізованих за частотою змінною напругою U_H , а також для перетворення вихідних сигналів датчиків U_1 , U_2 і узгодження їх з вхідними ланцюгами стандартних приладів (фазометрів) використовується спеціальний прилад, названий блоком обробки сигналів.

Діагностичний прилад [12], функціональна схема якого показана на Рис. 2, являє собою

компактний електронний пристрій, зібраний на мікросхемах і кварцових резонансних фільтрах.

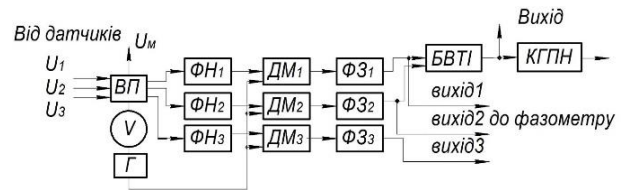


Рисунок 2 – Функціональна схема діагностичного приладу:

ВП – вхідний прилад; БВТІ – блок виділення тимчасового інтервалу; КГПН – керований генератор пилоподібної напруги; Г – стабілізуючий генератор частоти; Φ_1 – Φ_3 – фільтр несучої частоти; ДМ₁–ДМ₃ – демодулятори; Φ_3 – Φ_3 – згладжувачі фільтри

Блок обробки сигналів містить стабілізоване джерело живлення (БЖ), стабілізований генератор несучої частоти (Г) і три вимірювальні канали посилення і перетворення сигналів датчиків. Кожен з каналів складається з підсилювача, фільтра несучої частоти (ФН), демодулятора (ДМ) і фільтра, що згладжує (ФЗ).

На виході кожного вимірювального каналу виділяється синусоїдальна напруга частоти, яка визначається електричною редукацією відповідного датчика, фаза якого містить інформацію про кутове положення контролюваного зубчастого колеса. Для вимірювання різниці фаз сигналів індукційних датчиків використовується стандартний фазометр типу Ф2-13 або Ф2-16.

На етапі попередніх досліджень, коли не відомий перелік складових основної похибки і не проведена їх кількісна оцінка, проведемо аналіз для реальних умов експлуатації.

Похибка вимірювання (Δ_M) представляє собою символічний запис об'єднання 5 складових похибок засобу вимірювання в реальних умовах використання

$$\Delta_{M1} = \Delta_{OS} \cdot \Delta_O \cdot \Delta_{OH} \cdot \sum_{i=1}^l \Delta_{ci} \cdot \Delta_{dyn},$$

де Δ_{M1} – похибка засобу вимірювання в реальних умовах;

Δ_{OS} – систематична складова основної похибки;

Δ_O – випадкова складова основної похибки;

Δ_{OH} – випадкова складова основної похибки, обумовлена гістерезисом;

$\sum_{i=1}^l \Delta_{ci}$ – об'єднання додаткових похибок

обумовлені діями впливаючих величин;

Δ_{dyn} – динамічна похибка, обумовлена впливом швидкості вимірювання вхідного сигналу;

l – число динамічних похибок.

Розраховуючи характеристики похибок в реальних умовах Δ_{ci} і Δ_{dyn} , можна розглядати як випадкові величини [13]. Будемо вважати, що вимірювання ми проводимо в нормальних умовах і на даному етапі роль впливаючих факторів не буде чинити значний вплив на основну похибку.

Надалі, розглядаючи робочі умови вимірювання, для конкретного технологічного процесу необхідно проводити додаткові досліді і складати таблиці поправок на кожну величину похибки.

Апріорі вважаємо, що $\sum_{i=1}^l \Delta_{ci} \approx 0$.

Динамічна похибка $\Delta_{dyn} = 0$ в зв'язку з постійним характером технологічного процесу ($U_{TP} = \text{const}$).

Таким чином, попередньо будемо досліджувати модель:

$$\Delta_{M1} = \Delta_{OS} \cdot \Delta_O \cdot \Delta_{OH}.$$

Характеристики складових – це метрологічні характеристики засобів вимірювання, які використовуються в цілях визначення інструментальної похибки [14] $\Delta_{inst} = \Delta_{M1} \cdot \Delta_{int}$, де Δ_{int} – похибка, обумовлена взаємодією засобів вимірювання з вимірювальною шестернею.

Обробка результатів спостережень полягає в отриманні шляхом розрахунку оцінок метрологічних характеристик вимірювального засобу. Формуємо масив результатів спостережень при підході до точки, яка контролюється зі сторони менших та більших значень [15].

Обране число точок повинно гарантувати результат вимірювання із заданою ймовірністю. Якщо систематична складова основної похибки незначна або відсутня, в якості дослідження рекомендується обирати точки, рівномірно розташовані по діапазону вимірювання. Їх повинно бути не менше 6-ти, включаючи точки, які відповідають 0 та 100 %. Якщо дослідження нульової точки неможливе, тоді число точок може бути 5.

Перед початком обробки результатів спостережень виключаються грубі промахи, пов'язані з некоректними діями оператора та збоями в роботі засобів вимірювання. Виключені результати замінюються на середнє арифметичне значення.

Число спостережень (n) в кожній досліджуваній точці визначається за формулою:

$$n \geq \frac{2}{1 - P_g},$$

де P_g – задана ймовірність.

При проведенні попередніх експериментальних досліджень будемо вважати, що $P_g = 0,95$ в такому випадку число спостережень $n \geq 40$.

Оцінка суттєвості випадкової складової похибки проводиться за значенням середньоквадратичного відхилення [16]

$$\sigma(\Delta) = \frac{r}{d_n},$$

де $r = y_{jmax} - y_{jmin}$ – величина розмаху у виборці;

y_{jmax} , y_{jmin} – максимальне та мінімальне значення вимірювального параметру в j -й точці;

d_n – коефіцієнт, що залежить від числа спостережень.

Оцінку середньоквадратичного відхилення виконують за найбільшим значенням $\sigma(\Delta)$ та роблять висновок про суттєвість випадкової складової похибки [17].

Випадкову складову (Δ) вважають несуттєвою, якщо $\sigma(\Delta) \leq 0,2|\Delta_g|$, де Δ_g – допустиме значення похибки інформативного параметру вимірювального приладу.

В кожній j -й точці діапазону вимірювання визначається середнє арифметичне значення параметру на виході вимірювального приладу – y_i

$$y_i = \frac{\sum_{j=1}^n y'_j + \sum_{j=1}^{n''} y''_j}{n' + n''},$$

де y'_j, y''_j – значення параметрів на виході вимірювального приладу j -й точці спостереження при підході до кожної з 5-ти точок зі сторони менших та більших спостережень;

n' , n'' – число спостережень в кожній j -й точці діапазону при прямому ($n' = 20$) та зворотному ($n'' = 20$) ході.

$$n = n' + n'' = 40.$$

За результатами спостережень y_i за допомогою номінальної функції перетворення $f(x)$ визначається значення результатів наступних спостережень x'_j, x''_j .

В кожній контрольній точці j визначається середнє арифметичне значення наведених результатів спостережень по формулам:

$$x'_j = \frac{\sum_{i=1}^{n'} x'_j}{n'},$$

$$x''_j = \frac{\sum_{i=1}^{n''} x''_j}{n''}.$$

Оцінка систематичної складової похибки і варіації H в кожній контрольній точці визначається за формулами:

$$\Delta_{S_j} = \frac{|x_j - \bar{x}_j| + |x_j - \bar{x}'_j|}{2},$$

$$H_j = |\bar{x}'_j - \bar{x}''_j|,$$

де x_j – значення параметру, яке задається на вході.

В кожній контрольній точці діапазону визначається оцінка середньоквадратичного вимірювання випадкової складової похибки. При відсутності варіації:

$$\sigma_j(\Delta) = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{n'} (\Delta'_{ij} - \Delta_j)^2 + \sum_{i=1}^{n''} (\Delta''_{ij} - \Delta_j)^2}}{n-1}.$$

При наявності варіації:

$$\sigma_j(\Delta) = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{n'} (\Delta'_{ij} - \Delta_j^i)^2 + \sum_{i=1}^{n''} (\Delta''_{ij} - \Delta_j'')^2}}{n-1}.$$

Визначимо симетричні та асиметричні оцінки середньоквадратичного відхилення для $P_g = 0,95$.

Симетричні оцінки у вигляді:

$$\sigma_j(\Delta)(1-q) \leq \sigma \leq \sigma_j(\Delta)(1+q),$$

де q – коефіцієнт, який визначається в залежності від P_q і значення n .

Асиметрична оцінка у вигляді:

$$\sigma_j(\Delta)z_1 < \sigma_j(\Delta)z_2,$$

де z_1 та z_2 – коефіцієнти, який обираємо зі значень, які наведені в довідниках

У випадку, коли варіація H визначається за формулою $H_j = |\bar{x}'_j - \bar{x}''_j|$ межі НСП визначаються

$$\theta_i = R \sqrt{\Delta_{S_j}^2 + \left(\frac{H_j}{2}\right)^2},$$

де R – коефіцієнт, який визначається за графіком залежності $R = f(n, L)$.

В кожній j -й точці діапазону оцінюються межі похибки Δ_j вимірювального каналу. Якщо

$\frac{\theta_i}{\sigma_j(\Delta)} < 0,8$, тоді $\Delta_j = t_s \sigma_j(\Delta)$, де t_s – коефіцієнт

Стюдента [18].

Якщо $\frac{\theta_i}{\sigma_j(\Delta)} > 8,0$, тоді межа похибки в контрольній точці вимірювального каналу – $\Delta_j = \theta_i$.

Якщо нерівність $0,8 > \frac{\theta_i}{\sigma_j(\Delta)} > 8,0$ не виконується, тоді границя Δ_j визначаються за формулою

$$\Delta_j = k \sigma_{\Sigma j}(\Delta),$$

де $\sigma_{\Sigma j}$ – оцінка СКО дорівнює [19]

$$\sigma_{\Sigma j}(\Delta) = \sqrt{\frac{\theta_j^2}{3} + \sigma_j^2(\Delta)},$$

де k – коефіцієнт, який залежить від відношення випадкової і НСП та визначається за формулою

$$k = \frac{t_s \sigma_j(\Delta) + \theta_i}{\sigma_j(\Delta) + \sqrt{\theta_j^2/3}}.$$

Похибка вимірювального каналу встановлюється як максимальне значення $\Delta_{j_{max}}$, що спостерігається в контрольних точках діапазону. При цьому P_q цієї похибки буде не нижче довірчої величини, що відповідає максимальному значенню Δ .

Межі випадкової складової похибки встановлюються при нормальному розподілу результатів спостереження. При існуванні систематичної складової похибки та варіації верхня і нижня межі (Δ_B та Δ_H) симетричного інтервалу визначаються за формулою

$$\Delta_{B,H} = \pm [\Delta_{O_s} + t_s \sigma(\Delta)],$$

де Δ_{O_s} – максимальне значення модуля систематичної складової похибки вимірювального каналу по контрольним точкам діапазону вимірювання;

$\sigma(\Delta)$ – результат СКО Δ та Δ_{O_H} .

Наведена основна похибка вимірювального каналу визначається за формулою:

$$\gamma = \frac{\bar{\Delta}}{x_n},$$

де x_n – нормоване значення, яке виражається в тих же одиницях, що й $\bar{\Delta}$ та визначається в залежності від виду і характеру шкали;

$\bar{\Delta}$ – оцінка абсолютної основної похибки.

Висновки

В даній роботі було розроблено структурну схему інформаційно-вимірювального та діагностичного каналу та встановлено, що точність вимірювання середньоінтегрального зносу ріжучого інструменту за допомогою даного діагностичного обладнання залежить, головним чином, від технічних характеристик датчиків і основної похибки вимірювача різниці фаз. При використанні даної схеми можливо здійснювати контроль зубчастих коліс з похибкою результатів відносних вимірювання, що не перевищує 2-3 мкм.

З наведених результатів маємо, що значення випадкової складової похибки $\sigma(\Delta)$ від гістерезиса Δ_{OH} нижче рівня значущості і є несуттєвим, а також маємо $\gamma_{max} = \pm 0,09\%$, що нижче заданого $\gamma_{max} = \pm 0,15\%$.

Список використаних джерел

1. Локтев Д. А. Современные методы контроля качества цилиндрических зубчатых колес / Д. А. Локтев // Металлообработка. Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2009. – № 4. – С. 6–11.
2. Тайц Б. А. Точность и контроль зубчатых колес / Б. А. Тайц. – М.: Машиностроение, 1972. – 369 с.
3. Сурков И. В. Метрологическое обеспечение процесса контроля зубчатых колес / И. В. Сурков, Н. В. Сырейщикова // Тезисы докладов международной научно-практической конференции – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2012. – Т. 1. – С. 225–227.
4. Марков Н. Н. Измерительные зубчатые колеса для комплексного контроля / Н. Н. Марков // Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. Межвузовский сборник – М.: Машгиз, 1960. – № 2. – С. 286–312.
5. Goch, G., Gear metrology. CIRP Annals – Manufacturing Technology, 2003, 52(2): P. 659–695.
6. Калашников С. Н. Производство зубчатых колес: Справочник / С. Н. Калашников, А. С. Калашников. – М.: Машиностроение, 1990. – 464 с.
7. Пекарш А. И. Координатно-измерительные машины и комплексы / А. И. Пекарш, С. И. Феоктистов, Д. Г. Колыхалов // Наука и технологии в промышленности. – 2011. – № 3. – С. 36–48.
8. Ковальчук С. Н. Контроль зубчатых колес на координатно-измерительной машине GLOBAL // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2014. – № 5(105). – С. 124–126.
9. Taylor B. N., Kuyatt Ch. E. Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. Washington, 1994. – 25 p.
10. Агапов С. И. Прибор для оценки кинематической погрешности зуборезного оборудования в производственных условиях / С. И. Агапов // СТИН. – 2006. – № 2. – С. 26–29.
11. Резников С. С. Основы построения эволюционной модели процесса изнашивания зубчатого зацепления. // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского – 2011. – № 4(2). – С. 296–298.
12. Локтев Д. А. Современные методы контроля качества цилиндрических зубчатых колес / Д. А. Локтев // Оборудование и инструмент. – 2009. – № 4. – С. 6–11.
13. Косенок Б. Б. Разработка методики моделирования зубчатых передач на основе метода математического моделирования векторных замкнутых контуров // Известия Самарского научного центра Российской академии наук – 2009. – Т. 11. № 3. – С. 202–204.
14. Сурков И. В. Автоматизация контроля параметров зубчатых колес и передач / И. В. Сурков // Станкоинструмент. – 2016. – № 1. – С. 80–87.
15. Фингер М. Л. Цилиндрические зубчатые колеса. Теория и практика изготовления. – М.: Научная книга, 2015. – 368 с.
16. Муслина Г. Р. Измерение и контроль геометрических параметров деталей машин и приборов : учебное пособие / Г. Р. Муслина, Ю. М. Правиков; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. Л. В. Худобина. – Ульяновск : УлГТУ, 2011. – 220 с.
17. Волков А. Э. Расчет наладок для обработки круговых зубьев конических передач при наличии технологических ограничений с использованием модифицированного движения обката / А. Э. Волков, В. И. Медведев, И. В. Жучков // Вестник МГТУ «Станкин». – 2010. – № 2. – С. 20–28.
18. Бабицев Д. Т. Геометрический синтез и компьютерное исследование равнопрочных ци-

линдрических прямозубых передач / Баби-
чев Д. Т., Сторчак М. Г., Бабичев Д. А. // Теория
и практика зубчатых передач // Сб. трудов Меж-
дународ. симпоз., Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2013.
– С. 309–315.

19. Derbaba V. A. Evaluation of the adequacy
of the statistical simulation modeling method while
investigating the components presorting processes /
V. A. Derbaba, V. V. Zil, S. T. Patsera // Науковий
вісник Національного гірничого університету. –
2014. – № 5. – С. 45–50.

References

1. Loktev D. A. Sovremennye metody kon-
trolya kachestva cilindricheskix zubchatyx koles /
D. A. Loktev // Metalloobrabotka. Oborudovanie i
instrument dlya professionalov. – 2009. – № 4. –
S. 6–11.

2. Tajc B. A. Tochnost' i kontrol' zubchatyx
koles / B. A. Tajc. – M.: Mashinostroenie, 1972. –
369 s.

3 Surkov I. V. Metrologicheskoe obespechenie
processa kontrolya zubchatyx koles / I. V. Surkov,
N. V. Syrejsnikova // Tezisy докладov mezhdunarod-
noy nauchno-prakticheskoy konferencii – Chel-
yabinsk: Izdatel'skij centr YuUrGU, 2012. – T. 1. –
S. 225–227.

4. Markov H. H. Izmeritel'nye zubchatye kole-
sa dlya kompleksnogo kontrolya / H. H. Markov // V-
zaimozamenyaemost' i texnicheskie izmereniya v
mashinostroenii. Mezhvuzovskij sbornik – M.:
Mashgiz, 1960. – № 2. – S. 286–312.

5. Goch, G., Gear metrology. CIRP Annals –
Manufacturing Technology, 2003, 52(2): P. 659–
695.

6. Kalashnikov S. N. Proizvodstvo zubchatyx
koles: Spravochnik / S. N. Kalashnikov, A. S. Kal-
ashnikov. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 464 s.

7. Pekarsh A. I. Koordinatno-izmeritel'nye
mashiny i komplekсы / A. I. Pekarsh, S. I. Feok-
tistov, D. G. Kolyxa-lov // Nauka i tekhnologii v
promyshlennosti. – 2011. – № 3. – S. 36–48.

8. Koval'chuk S. N. Kontrol' zubchatyx koles na
koordinatno-izmeritel'noj mashine GLOBAL // Vest-
nik Kuzbasskogo gosudarstvennogo texnich-
eskogo universiteta. – 2014. – № 5(105). – S. 124–
126.

9. Taylor B. N., Kuyatt Ch. E. Guidelines for
Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST
Measurement Results. Washington, 1994. – 25 p.

10. Agapov, S. I. Pribor dlya ocenki kinemat-

icheskoy pogreshnosti zuboreznogo oborudovaniya v
proizvodstvennykh usloviyakh / S. I. Agapov // STIN.
– 2006. – № 2. – S. 26–29.

11. Reznikov S. S. Osnovy postroeniya e'vol-
ucionnoy modeli processa iznashivaniya zubchatogo
zacepleniya. // Vestnik Nizhegorodskogo universi-
teta im. N. I. Lobachevskogo – 2011. – № 4(2). –
S. 296–298.

12. Loktev D. A. Sovremennye metody
kontrolya kachestva cilindricheskix zubchatyx koles
/ D. A. Loktev // Oborudovanie i instrument. – 2009.
– № 4. – S. 6–11.

13. Kosenok B. B. Razrabotka metodiki mod-
elirovaniya zubchatyx peredach na osnove metoda
matematicheskogo modelirovaniya vektornyx
zamknutykh konturov // Izvestiya Samarskogo
nauchnogo centra Rossijskoy akademii nauk – 2009.
– T. 11. № 3. – S. 202–204.

14. Surkov I. V. Avtomatizaciya kontrolya
parametrov zubchatyx koles i peredach / I. V. Surkov // Stankoinstrument. – 2016. – № 1. –
S. 80–87.

15. Finger M. L. Cilindricheskie zubchatye
kolesa. Teoriya i praktika izgotovleniya. – M.:
Nauchnaya kniga, 2015. – 368 s.

16. Muslina G. R. Izmerenie i kontrol' ge-
ometricheskix parametrov detalej mashin i priborov:
uchebnoe posobie / G. R. Muslina, Yu. M. Pravikov;
pod obshh. red. d-ra texn. nauk, prof. L. V. Xudobi-
na. – Ul'yanovsk : UIGTU, 2011. – 220 s.

17. Volkov A. E'. Raschet naladok dlya
obrabotki krugovykh zub'ev konicheskix peredach pri
nalichii tekhnologicheskix ogranichenij s
ispol'zovaniem modifitsirovannogo dvizheniya obka-
ta / A. E'. Volkov, V. I. Medvedev, I. V. Zhuchkov // Vestnik MGTU «Stankin». – 2010. – № 2. – S. 20–
28.

18. Babichev D. T. Geometricheskij sintez i
komp'yuternoe issledovanie ravnoprochnyx
cilindricheskix pryamozubykh peredach / Babichev
D. T., Storchak M. G., Babichev D. A. // Teoriya i
praktika zubchatyx peredach // Sb. trudov Mezhdunarod. simpoz., Izhevsk: Izd-vo IzhGTU, 2013. –
S. 309–315.

19. Derbaba V. A. Evaluation of the adequacy
of the statistical simulation modeling method while
investigating the components presorting processes /
V. A. Derbaba, V. V. Zil, S. T. Patsera // Naukovyi
visnyk Natsionalnoho hirnychoho universytetu. –
2014. – # 5. – S. 45–50.

Надійшла до редакції 26.04.2019

УДК 439

Л. В. Коломієць¹, д.т.н., О. М. Лимаренко², к.т.н., А. С. Лимаренко¹, О. М. Яцинюк¹

¹Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса

²Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса

ОБҐРУНТУВАННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ОРТОПЕДИЧНИХ КОНСТРУКЦІЙ

В сучасних умовах одним із достовірних методів дослідження різноманітних конструкцій в медицині і в інших галузях людської життєдіяльності є метод комп'ютерного моделювання, або комп'ютерний експеримент, основу якого складають чисельні методи (метод скінченних різниць, метод граничних елементів, метод скінченних елементів та інші).

Реалізація того чи іншого чисельного методу залежить від поставленої задачі і застосованого програмного пакету. Чисельний аналіз дозволяє розраховувати різноманітні варіанти конструктивного виконання досліджуваного об'єкта і різноманітні комбінації навантажень.

Актуальність обраної теми для наукової роботи – проблеми лікування хворих з переломами кісток передпліччя визначається недостатньою досконалістю пристроїв та недосконалими методами розрахунків.

В роботі виконано наукове обґрунтування, проектний розрахунок конструкції фіксатора, оптимізація, розробка методики визначення характеристик міцності і жорсткості конструкції фіксатора для лікування переломів кісток.

Ключові слова: чисельний метод розрахунку, метод скінченних елементів, перелом, передпліччя, лікування, комп'ютерний експеримент, конструкція.

Л. В. Коломієць, д.т.н., А. М. Лимаренко, к.т.н., А. С. Лимаренко, Е. М. Яцинюк.

ОБОСНОВАНИЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ОРТОПЕДИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ

В современных условиях одним из достоверных методов исследования различных конструкций в медицине и в других областях человеческой жизнедеятельности является метод компьютерного моделирования или компьютерный эксперимент, основу которого составляют численные методы (метод конечных разностей, метод граничных элементов, метод конечных элементов и другие).

Реализация того или иного численного метода зависит от поставленной задачи и применяемого программного пакета. Численный анализ позволяет рассчитывать различные варианты конструктивного исполнения исследуемого объекта и различные комбинации нагрузок.

Актуальность выбранной темы для научной работы – проблемы лечения больных с переломами костей предплечья определяется недостаточным совершенством устройств и несовершенными методами расчетов.

В работе выполнено научное обоснование, проектный расчет конструкции фиксатора, оптимизация, разработка методики определения характеристик прочности и жесткости конструкции фиксатора для лечения переломов костей.

Ключевые слова: численный метод расчета, метод конечных элементов, перелом, предплечье, лечение, компьютерный эксперимент, конструкция.

L. V. Kolomiets, DSc, O. M. Lymarenko, PhD, A. S. Lymarenko, E. M. Iatsynyuk

SUBSTANTIATION OF COMPUTER MODELING OF ORTHOPEDIC CONSTRUCTIONS

In modern terms one of reliable methods of research of different constructions in medicine and in other areas of human vital functions there is a method of computer design or computer experiment basis of that is made by numeral methods (method of eventual differences, method of border elements, method of eventual elements et al). In the process of work with informative sources blanks are educed in data about the compar-

ative calculations of external constructions for treatment of breaks of forearm by numeral methods.

Realization of one or another numeral method depends on the set problem and applied programmatic package. A numerical analysis allows expecting different variants of structural execution of the investigated object and different combinations of loading.

In the process of work with informative sources blanks are educed in data about the comparative calculations of external constructions for treatment of breaks of forearm by numeral methods. In the program by means of splines there were the built characters of cuts that were placed in accordance with their position in the tomogram of bones of forearm. In the program by means of splines there were the built characters of cuts that were placed in accordance with their position in the tomogram of bones of forearm. Farther there was the created 3d-модель adequately representing geometry of the real bones of forearm.

The mathematical apparatus of the mechanics of a deformed solid body and the basic dependences of the theory of elasticity are used in the work.

The geometric and finite element models of the studied objects are made based on real designs of the devices, which allowed displaying their structural features as accurately as possible. Actuality of the chosen theme for the advanced study is problems of treatment of sick with breaks bones of forearm determined by insufficient perfection of devices and imperfect methods of calculations.

A scientific ground, project calculation of construction of clamp, optimization, development of methodology of determination of descriptions of durability and inflexibility of construction of clamp for treatment, is in-process executed

Keywords: *numerical calculation method, finite element method, fracture, forearm, treatment, computer experiment, design.*

DOI 10.32684/2412-5288-2019-1-14-47-58

Вступ

Відомо, що переломи кісток передпліччя складають 5 – 15 % випадків від всіх переломів сегментів кінцівок.

При виборі методу лікування хворих з переломами багато Українських і закордонних науковців віддають перевагу методу керованого черезкісткового остеосинтезу із застосуванням різноманітних апаратів зовнішньої фіксації [1 – 6]. Цей метод відрізняється від способів погруженого остеосинтезу меншою інвазивністю, меншою травматичністю, наявністю можливості керування процесом консолідації в післяопераційному періоді, функціональністю, можливістю ранньої функціональної реабілітації [6 – 8].

Засновником методу черезкісткового остеосинтезу вважають академіка Г. А. Ілізарова. Ним сформульовані основні принципи конструювання апаратів зовнішньої фіксації, які базуються на біомеханічних, анатомічних, конструктивних та інших аспектах елементів і деталей апаратів [9, 10].

Для лікування хворих з травмами сегментів кінцівок найбільше розповсюдження отримав шпигетовий апарат Г. А. Ілізарова [4, 11]. Використання цього апарату, дає ускладнення обумовлені зниженням стабільності шпигетової фіксації, громіздкістю зовнішньої конструкції. Це послугувало причиною пошуку багатьма ученими і дослідниками в галузі травматології альтернативних компоновок апаратів (різноманітні конструкції зовнішніх опор, з'єднання вузлів).

Відмітимо, що багато альтернативних апаратів зовнішньої фіксації для остеосинтезу діафізарних переломів кісток передпліччя, як правило, потребують додаткових фінансових вкладень для їх придбання (проектування та технічні ресурси для використання), що обмежує їх розповсюдження.

Аналіз публікацій

Огляд досліджень вказує, що із альтернативних апаратів для черезкісткової фіксації явними перевагами володіють стержневі апарати [5, 6, 12]. Деякі обмеження їх використання пов'язані з існуючими проблемами в методиках остеосинтезу в залежності від виду і характеру перелому кісток передпліччя.

В сучасних умовах одним із достовірних методів дослідження різноманітних конструкцій в медицині і в інших галузях людської життєдіяльності, є метод комп'ютерного моделювання, основу якого складають числові методи (метод скінченних різниць, метод граничних елементів, метод скінченних елементів та інші).

Реалізація того чи іншого чисельного методу залежить від поставленої задачі і застосованого програмного пакету.

Числовий аналіз дозволяє розраховувати різноманітні варіанти конструктивного виконання досліджуваного об'єкта і різноманітні комбінації навантажень.

В процесі роботи з інформаційними джерелами виявлено прогалини в даних про порівняльні розрахунки зовнішніх конструкцій для ліку-

вання переломів передпліччя чисельними методами.

Опис об'єкта дослідження

Пристрій для черезкісткового остеосинтезу діафізарних переломів кісток передпліччя (рис. 1) містить зовнішню опору, виконану у вигляді замкнутої прямокутної рами із напрямними прорізами з обох її сторін, на якій розташо-

вано стержнетримачі, що кріпляться на гвинтових шпильках. Пристрій містить зовнішню опору у вигляді балки, на якій розташовані стержнетримачі, на гвинтових шпильках для фіксації гвинт-стержнів, що послідовно проводяться через проксимальні уламки кісток передпліччя для здійснення їх репозиції та стабільної фіксації.

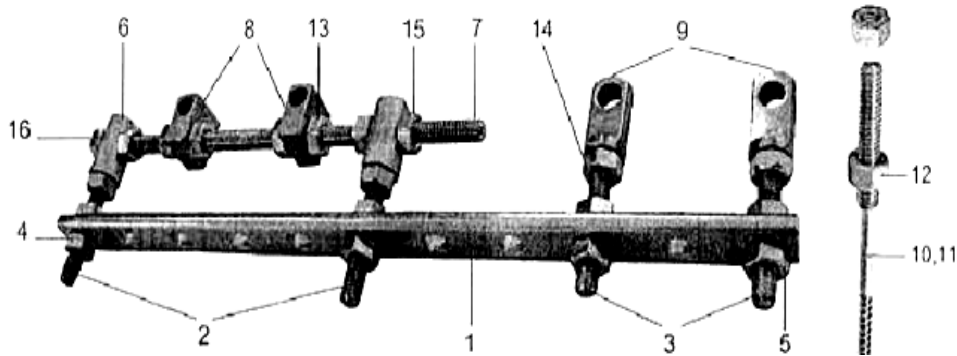


Рисунок 1 – Пристрій для черезкісткового остеосинтезу діафізарних переломів кісток передпліччя в статичному стані:

- 1 – опорна балка; 2, 3 – гвинтові шпильки; 4, 5 – гайки; 6 – втулки; 7 – шпилька;
8, 9 – стержнетримачі з двома отворами; 10, 11 – гвинт-стержень;
12, 13, 14, 15, 16 – з'єднуючі гайки.

В основу проектування даної конструкції поставлено задачу створення пристрою для черезкісткового остеосинтезу переломів кісток передпліччя шляхом розробки оригінальної конструкції, де, за рахунок збільшення ступенів рухливості регулюючих вузлів, можна забезпечити репозицію складних зміщень уламків.

Поставлена задача вирішується тим, що згідно з досліджуваною конструкцією, пристрій має зовнішню опору у вигляді стержня що працює на згин, на якому розташовані стержнеприймачі на гвинтових шпильках для фіксації гвинт-стержнів, що послідовно проводяться через проксимальні та дистальні уламки кісток передпліччя для здійснення їх репозицій та стабільної фіксації.

Формування об'ємної моделі кісток передпліччя

На основі поперечних сканів кісток передпліччя дорослої людини, проведених в травматологічному відділенні міської клінічної лікарні № 11 міста Одеса за допомогою комп'ютерного томографа Asteion Super - 4 отримані дані для побудови моделей.

На першому етапі було отримано 2D (плоскі) зрізи кісток передпліччя з кроком 0,5 мм і перенесено в CAD/CAM систему Delcam (рис. 2).

В програмі за допомогою сплайнів були побудовані образи зрізів, які були розставлені у відповідності з їх положенням в томограмі кісток передпліччя (рис. 3).

Далі була створена 3D-модель, яка адекватно відображає геометрію кісток передпліччя (рис. 4).

Теоретичне обґрунтування визначення напруженого і деформованого стану в просторових ортопедичних конструкціях.

З метою визначення жорсткості фіксації уламків кісток передпліччя апаратами для черезкісткового остеосинтезу при певному їх компонуванні і в інтервалі можливих функціональних навантажень, виявлення оптимальної компоновки апарату, визначення тактики лікування в залежності від виду перелому, нами було проведено комп'ютерне моделювання способів фіксації.

Очевидно, що за конструктивною схемою досліджувані апарати є складними механічними системами.

З точки зору механіки такі системи є просторовими конструкціями з набору товстостінних кільцевих і прямокутних пластин з отворами, класичних стержнів, гнучких стержнів (шпиль) в купі з різноманітними видами з'єднань.

У досліджуваних конструкціях (рис. 5) дискретно змінюється поперечна жорсткість конструкції, є пружні елементи і концентратори напружень, а при впровадженні в кістку, збільшується ступінь внутрішньої статичної невизначеності.

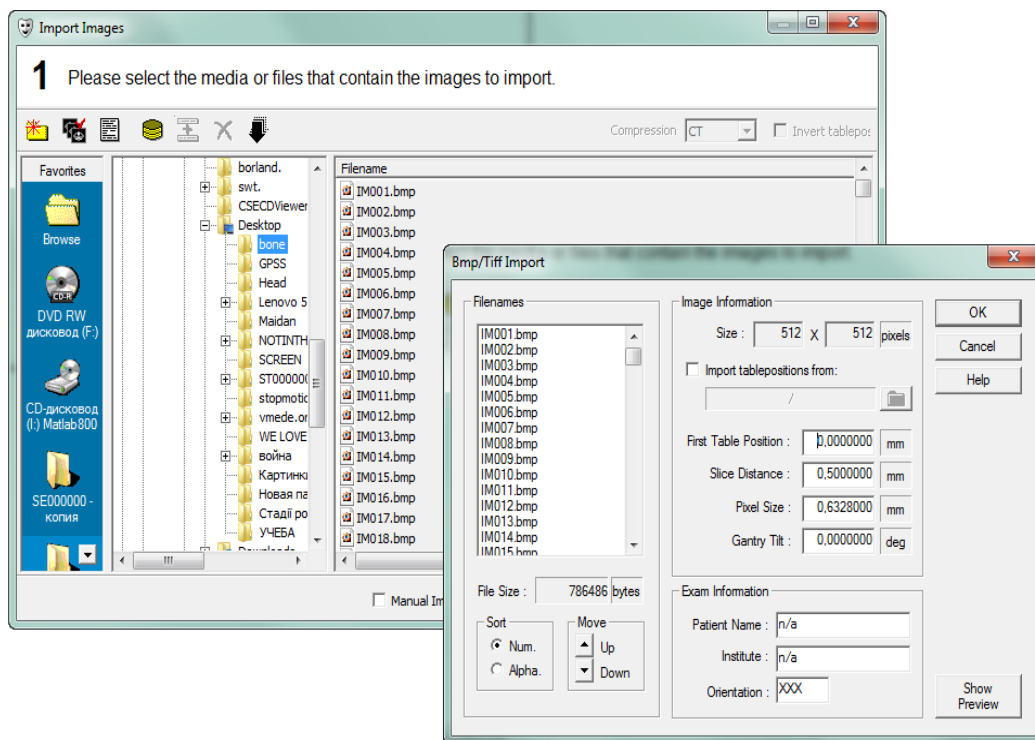


Рисунок 2 – Формування бази із сканів кісток для отримання 3D моделі

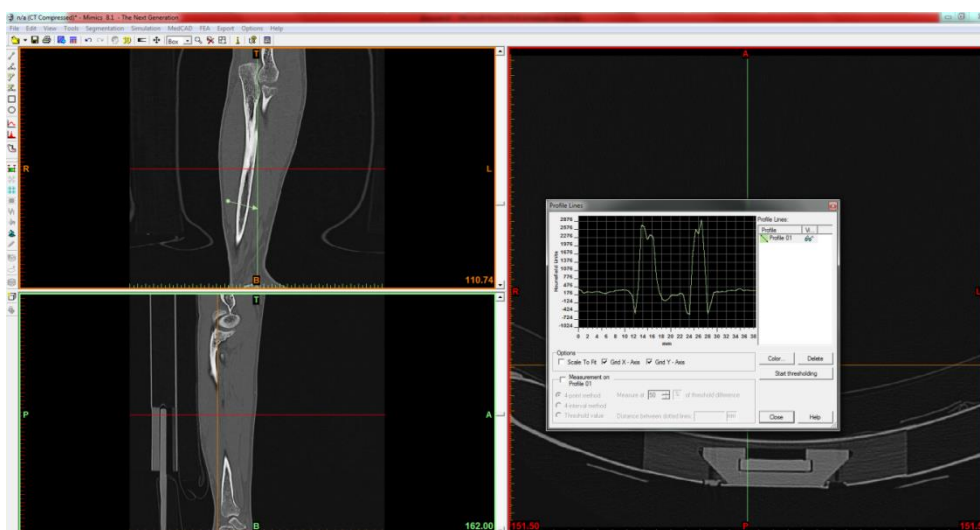


Рисунок 3 – Формування орієнтації перерізів кісток

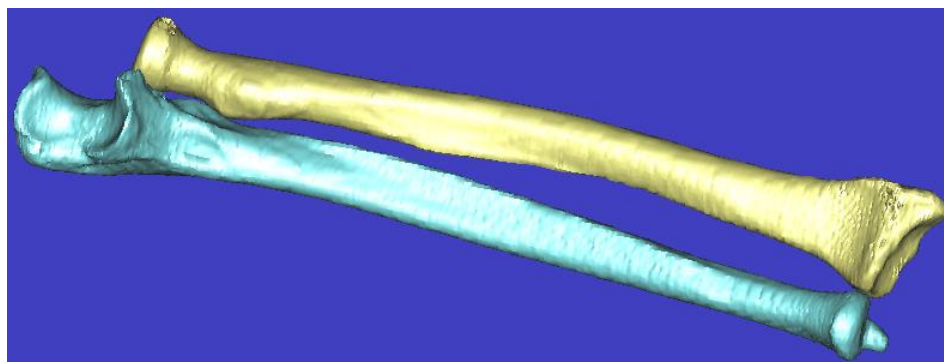
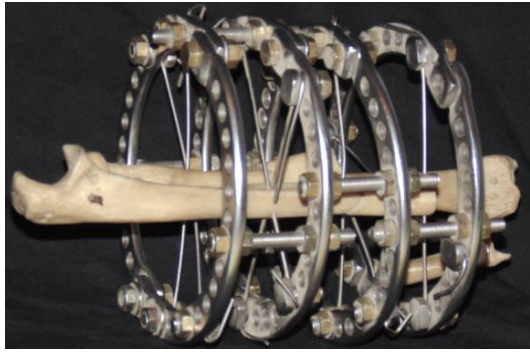
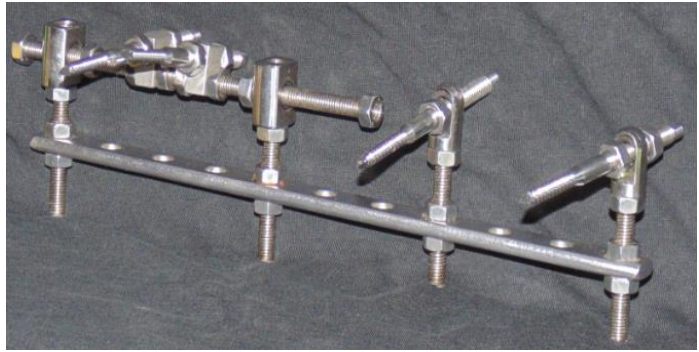


Рисунок 4 – 3D модель кісток передпліччя



а)



б)

Рисунок 5 – Загальний вигляд об'єктів дослідження: а) апарат Ілізарова; б) стержневий пристрій

Основні рівняння механіки деформованого твердого тіла для розрахунку просторових конструкцій.

В роботі використовується математичний апарат механіки деформованого твердого тіла і основні залежності теорії пружності.

Звід основних рівнянь механіки – це сукупність трьох груп рівнянь: статичних, геометричних і фізичних:

1. Рівняння статки.

У цю групу входять диференціальні рівняння рівноваги всередині тіла (рівняння Нав'є):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + Z &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

та умови на поверхні (статичні граничні умови):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n - \bar{X} &= 0; \\ \tau_{yx} l + \sigma_y m + \tau_{yz} n - \bar{Y} &= 0; \\ \tau_{zx} l + \tau_{zy} m + \sigma_z n - \bar{Z} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де X, Y, Z — об'ємні сили; $\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}$ — сили на поверхні.

2. Геометричні рівняння.

Це рівняння Коші, які встановлюють зв'язок між деформаціями та переміщеннями:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{\partial U}{\partial x}, \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x}; \\ \epsilon_y &= \frac{\partial V}{\partial y}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y}; \\ \epsilon_z &= \frac{\partial W}{\partial z}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

та рівняння сумісності деформацій, які часто називають тотожностями Сен-Венана:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y}; \\ \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 \gamma_{xz}}{\partial x \partial z}; \\ \frac{\partial^2 \epsilon_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \epsilon_z}{\partial y^2} &= \frac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial y \partial z}; \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} - \frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} \right) &= \frac{2\partial^2 \epsilon_x}{\partial y \partial z}; \\ \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} - \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} \right) &= \frac{2\partial^2 \epsilon_y}{\partial x \partial z}; \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(-\frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} + \frac{\partial \gamma_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} \right) &= \frac{2\partial^2 \epsilon_z}{\partial x \partial y}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

3. Фізичні рівняння.

Це рівняння узагальненого закону Гука в прямій формі:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)], & \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G}; \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)], & \gamma_{xz} &= \frac{\tau_{xz}}{G}; \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)], & \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

або у формі Ляме (зворотня форма):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= 2G\varepsilon_x + \lambda\Delta, & \tau_{xy} &= G\gamma_{xy}; \\ \sigma_y &= 2G\varepsilon_y + \lambda\Delta, & \tau_{xz} &= G\gamma_{xz}; \\ \sigma_z &= 2G\varepsilon_z + \lambda\Delta, & \tau_{yz} &= G\gamma_{yz}. \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

де $\Delta = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$, $\lambda = \frac{2\mu G}{1 - 2\mu}$.

Рівняння (1) – (6) містять 15 невідомих – шість напружень, шість деформацій і три переміщення. Для їх визначення маємо 15 рівнянь, тобто з математичної точки зору задача може бути вирішена шляхом інтегрування цих рівнянь при задоволенні граничних умов.

Залежно від того, які величини приймаються в якості основних невідомих, розрізняють рішення в напружених, переміщених і змішаній формі.

Серед методів механіки в інженерній практиці та наукових дослідженнях використовувалися в основному графоаналітичні і спрощені аналітичні методи розрахунку. Розрахункова схема досліджуваного об'єкта при цьому гранично спрощувалася, як щодо конструкції елементів просторової системи, характеру їх сполучення між собою, так і з точки зору представлення зовнішніх навантажень.

Широке застосування ПЕОМ в науково-дослідних роботах зажадало перегляду існуючих методик. Якщо дотепер основна увага приділялася створенню методів розрахунку, заснованих на ряді спрощуючих передумов і способах штучного полегшення рахунку, то в даний час мова може йти тільки про розробку математичних моделей, що підлягають найбільш ефективній реалізації на ПЕОМ. Під ефективними тут розуміються такі моделі, які найбільш повно відображаючи реальну геометрію і поведінку конструкції, вимагають досить простого програмного забезпечення і найменших витрат машинного часу.

Найбільш зручними для вирішення завдань механіки як в медичних дослідженнях так і в інших галузях науки і техніки виявилися методи

дискретної теорії лінійних просторів: матричне числення, метод потенціалу, метод граничних елементів і, безумовно, метод скінченних елементів (МСЕ).

Комп'ютерне моделювання та чисельний експеримент

Початковим етапом в скінченно-елементному аналізі будь-яких конструкцій, у тому числі і ортопедичних апаратів, є побудова геометричної та скінченно-елементної моделей.

Геометрична модель відображає форму і розміри конструкції, а скінченно-елементна модель містить в собі повну інформацію про розташування вузлів і скінченних елементів, а також про взаємозв'язки між окремими вузлами і елементами.

Теоретично існує можливість проведення скінченно-елементного аналізу без використання геометричної моделі, однак у такому випадку необхідно вручну задавати координати всіх вузлів і будувати скінченні елементи моделі, що практично неможливо для складних конструкцій.

При використанні геометричної моделі цей недолік відсутній, так як в сучасних програмах скінченно-елементного аналізу є можливість автоматично отримувати скінченно-елементну сітку конструкції, що розраховується, виходячи з її геометричної моделі. Отже, такий підхід при моделюванні ортопедичних систем є переважним.

Елементи стержневої системи апаратів для лікування переломів моделюються з використанням наступних типів скінченних елементів:

- балочних і стержневих елементів;
- пластинчастих елементів;
- об'ємних елементів.

Геометрична модель повинна відповідати типу елемента, який буде використовуватися при скінченно-елементному розбитті. Якщо дискретизація конструкції здійснюватиметься балочними і стержневими елементами, то геометрична модель повинна складатися з ліній, для пластинчастих елементів – з поверхонь, для об'ємних елементів – з об'ємних тіл.

У даній роботі розглядаються моделі із стержневих і об'ємних скінченних елементів, бо вони забезпечують відповідність геометрії моделі і реальної конструкції.

Крім того, в сучасних CAD-системах геометричні моделі є основним засобом опису конструкції і використовуються в якості бази для випуску проектно-конструкторської документації.

Геометричні і скінченно-елементні моделі досліджуваних об'єктів виконані на підставі реальних конструкцій апаратів, що дозволило мак-

симально точно відобразити їх конструктивні особливості.

На рисунку 6 (а, б) представлені скінченно-елементні моделі, виконані з використанням стержневих елементів.

Апроксимація обох моделей виконана стержневим скінченням елементом BEAM188 з біб-

ліотеки елементів програми ANSYS (рис. 7). Елемент призначений для вирішення просторових задач. Властивості елементу задаються шляхом опису характеристик поперечного перерізу, властивостей матеріалу (модуля пружності і коефіцієнта Пуассона) і пружної основи.

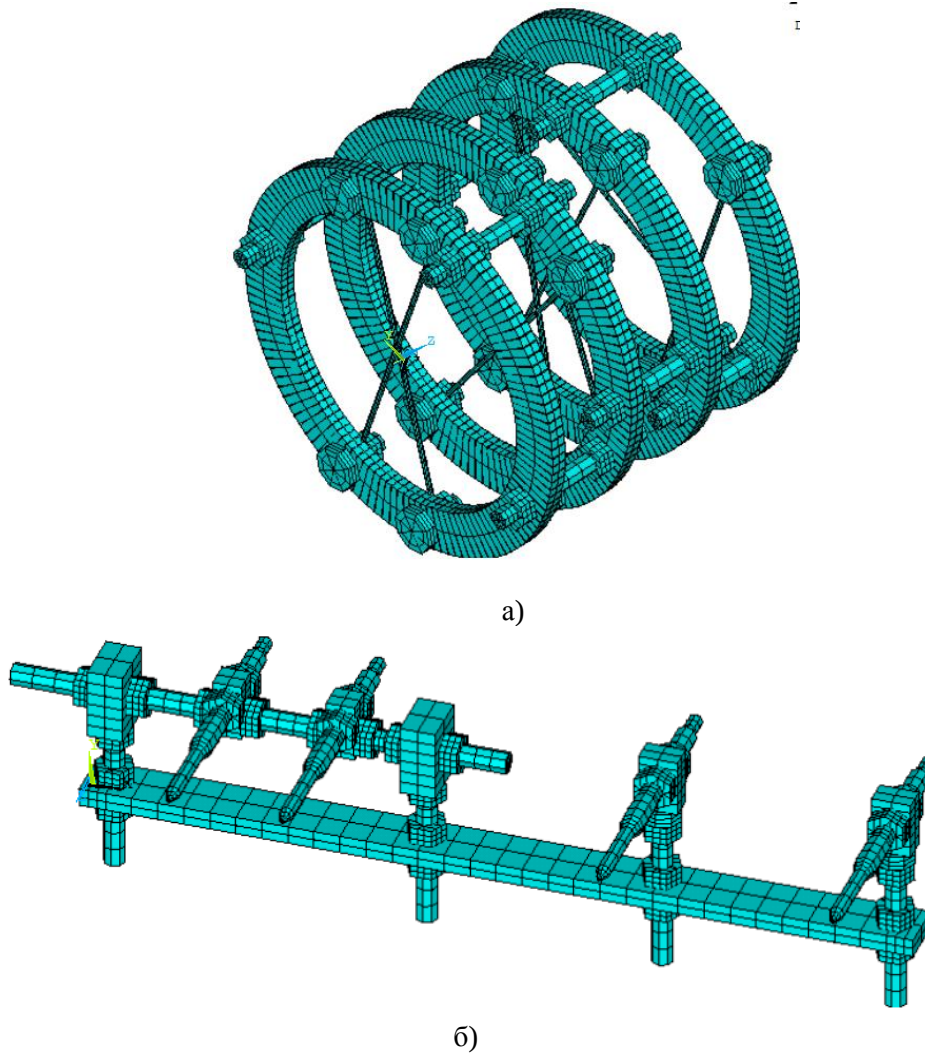


Рисунок 6 – Скінченно-елементні моделі із стержневих СЕ

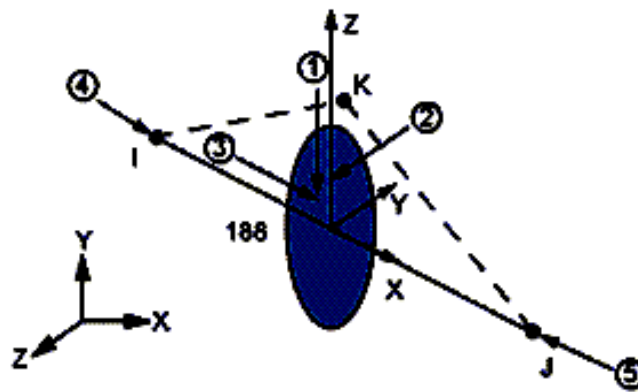


Рисунок 7 – Скінченний елемент Beam188

Цей кінцевий елемент має два вузли з шістьма ступенями вільності в кожному з них: переміщення в напрямках осей X , Y , Z вузлової системи координат і кути поворотів φ_x , φ_y , φ_z навколо цих осей.

Скінченно-елементні моделі апарата Ілізарова та стержневого апарату для лікування переломів містять відповідно 1485 вузів і 1698 елементів та 884 вузла і 865 елемента. Для відображення геометричних особливостей формувалися оригінальні поперечні перерізи конструктивних елементів фіксаторів і використовувалась спеціальна функція програми – Taper Section (нами побудовано і записано до бази даних програми

37 поперечних перерізів).

Моделі із застосуванням об'ємних елементів представлені на рис. 8.

Скінченно-елементне розбиття моделі, виконано елементом Solid45 (рис. 9). Елемент класифікують наступним чином – об'ємний (3D) елемент, що застосовується при вирішенні задач механіки деформованого твердого тіла; визначається вісьмома вузлами, кожен з яких має три ступені вільності – лінійні зміщення у напрямках осей X , Y , Z вузлової системи координат.

Згенерована програмою кінцево-елементна модель апаратів налічує 37769 елементів – альтернативний фіксатор і 81297 – апарат Ілізарова.

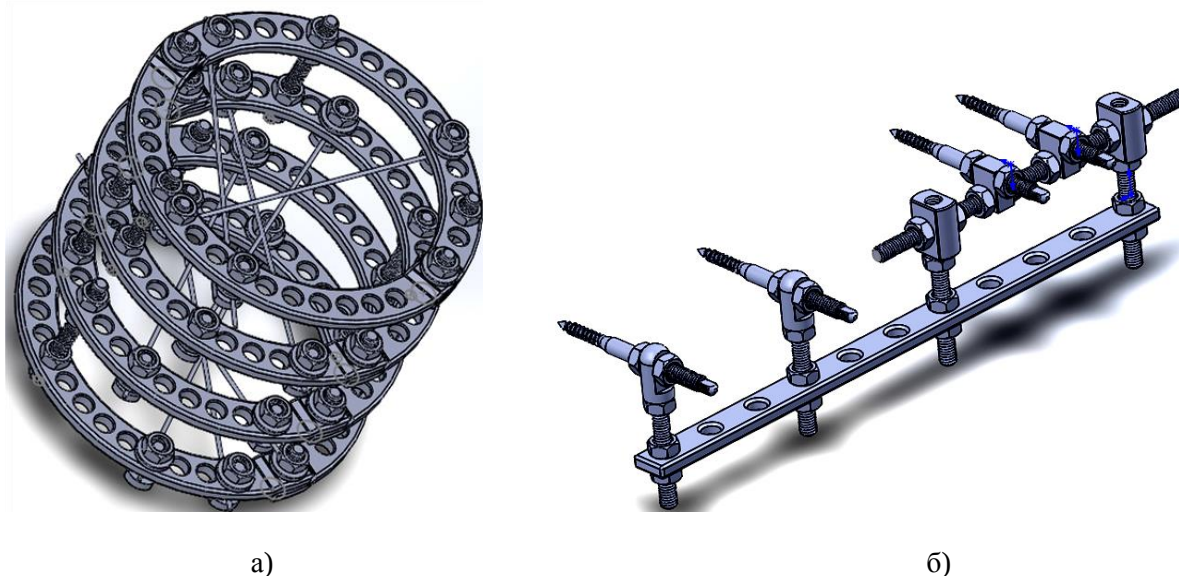


Рисунок 8 – Геометричні моделі із об'ємів

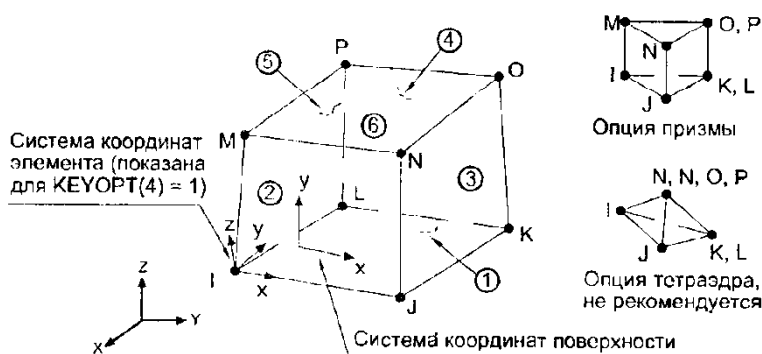


Рисунок 9 – Скінченний елемент Solid45

В якості зовнішніх навантажень і обмежень до кістки прикладалися одиничні зосереджені сили і моменти на вільний торцевий переріз (забезпечувалось просторове навантаження).

На основі аналізу реальних конструкцій можна перерахувати наступні варіанти умов закріплення кістки, урахування яких потрібно забез-

печувати в розрахунковій схемі:

- введення в кістку апарату фіксації перелому;
- з'єднання кісток між собою;
- урахування ступенів вільності;

При розгляді альтернативного апарату фіксації (рис. 10), з метою запобігання зміни прос-

торового положення кістки, в торцевому перерізі (до якого не прикладалося зовнішнє навантаження) накладаються обмеження як осьових зсувів у

напрямах осей X , Y , Z , так і кутів повороту φ_x , φ_y , φ_z навколо цих осей.

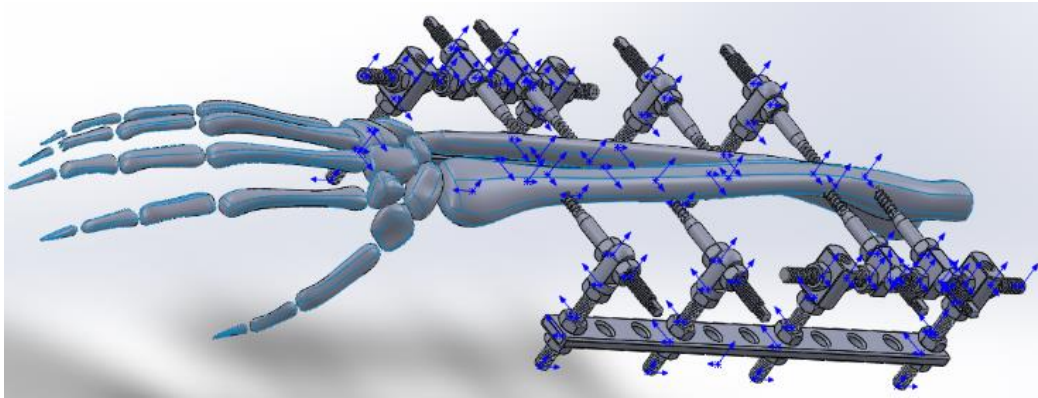


Рисунок 10 – Комп'ютерна модель стержневого апарату фіксації з кісткою (загальний вигляд)

При розгляді апарату Ілізарова у місцях з'єднання кістки і шпичі дозволялися переміщення: кутове φ_y (навколо осі шпичі) і осьове Y (уздовж осі шпичі), так як між шпичею і кісткою відсутнє різьбове з'єднання. Тут, так само, як і у випадку з альтернативним апаратом фіксації кістки, накладається заборона осьових зсувів в напрямку осей X , Y , Z , і кутів поворотів φ_x , φ_y , φ_z навколо цих осей на торець кістки (кістки між собою з'єднанні шарнірно).

В обох випадках умови закріплення слід вибирати так, щоб вони запобігали руху конструкції, але не впливали на деформації.

Геометричні та механічні характеристики досліджуваних апаратів визначалися за відомими залежностями механіки деформованого твердого тіла, експериментальними даними та довідниками.

Згинальна жорсткість стрижневих елементів визначалась як добуток модуля Юнга E (модуль пружності другого роду МПа) і моменту інерції поперечного перерізу елемента I (мм²).

Модуль пружності кістки людини прийняли рівним $E_k = 2 \cdot 10^4$ МПа; модуль пружності сталі $E_{ст} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; модуль пружності титану $E_t = 1,2 \cdot 10^5$ МПа

Результати статичного розрахунку і їх порівняльний аналіз

Основним завданням розрахунку ортопедичних конструкцій є оцінка їх напружено-деформованого стану.

У результаті розрахунків по кожному з варіантів визначені параметри напружено-деформованого стану, які цікавили нас для проведення аналізу:

$\sigma_{екв}$ – еквівалентні напруження за гіпотезою Губера-Мізеса (IV теорія міцності);

$USUM$ – еквівалентні значення переміщень;

$ROTSUM$ – еквівалентні значення кутів повороту;

Максимальні значення вказаних параметрів напружено-деформованого стану по всіх варіантах розрахунку зведені в таблицю 1.

Таблиця 1 – Максимальні значення параметрів напружено-деформованого стану

Параметри НДС	Фіксатор (стержнева модель)	Фіксатор (об'ємна модель)	Ілізаров (стержнева модель)	Ілізаров (об'ємна модель)
$USUM$ (мм)	0,0267	0,0243	0,9156	0,9071
$ROTSUM$ (рад)	0,000136	0,000121	0,01017	0,01045
$\sigma_{екв}$ (МПа)	17,988	23,616	80,282	83,325

Епюри параметрів напруженого і деформованого стану в конструкціях наведені на рис. 11 і 12 відповідно.

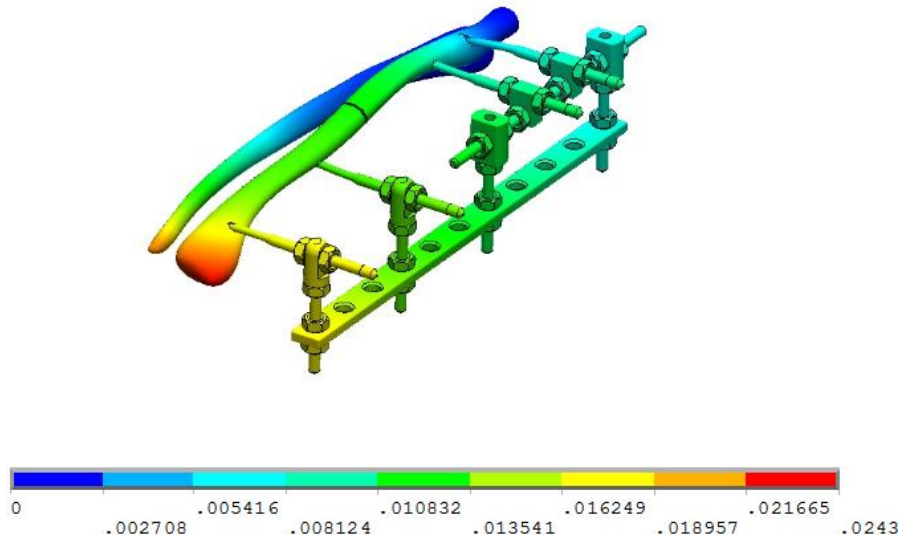


Рисунок 11 – Еквівалентні переміщення у стержневій конструкції фіксатора при використанні об'ємних елементів (мм)

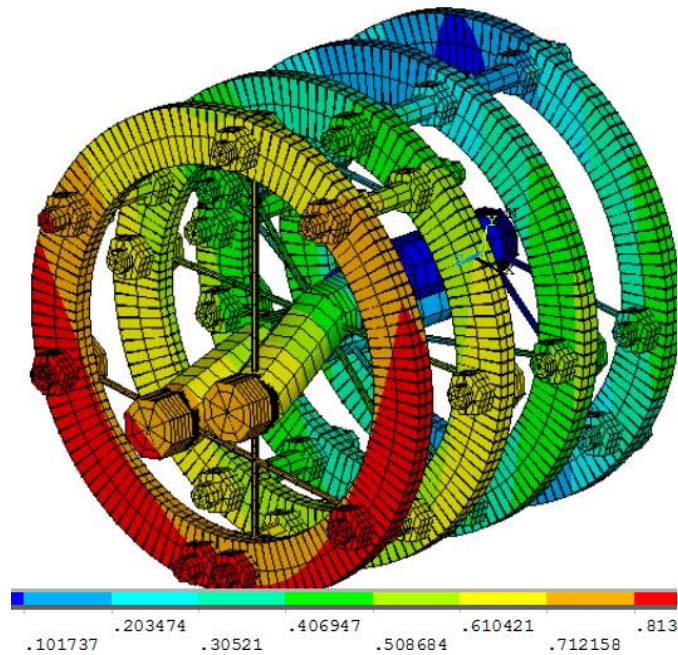


Рисунок 12 – Еквівалентні переміщення в апараті Ілізарова (мм) при використанні стержневих скінченних елементів

Результати чисельного експерименту дозволили зробити ряд висновків:

Відносна деформація стрижневого апарату
Модель із стержневих скінченних елементів

$$\varepsilon_c = \frac{\Delta l}{l} = \frac{0,0267}{235} = 1,136 \cdot 10^{-4}.$$

Модель із об'ємних скінченних елементів

$$\varepsilon_c = \frac{\Delta l}{l} = \frac{0,0243}{235} = 1,034 \cdot 10^{-4}.$$

Відносна деформація апарату Ілізарова
Модель із стержневих скінченних елементів

$$\varepsilon_{II} = \frac{\Delta l}{l} = \frac{0,9156}{131} = 69,89 \cdot 10^{-4}.$$

Модель із об'ємних скінченних елементів

$$\varepsilon_{II} = \frac{\Delta l}{l} = \frac{0,9071}{131} = 69,24 \cdot 10^{-4}.$$

Зіставлення числових значень напружень і переміщень, отриманих при скінченно-елементному аналізі досліджуваних конструкцій із стержневих елементів, з відповідними значеннями цих величин, отриманими при розрахунку з використанням об'ємних елементів, дозволяє зробити висновок про достовірність тих припущень, які були прийняті на етапах геометричного і скінченно-елементного моделювання. Цей висновок, мабуть, буде справедливим і щодо граничних умов, а також величин і характеру прикладання зовнішніх навантажень.

В результаті розрахунків можна зробити висновок, що параметри жорсткості альтернативного фіксатора в $\frac{\varepsilon_{II}}{\varepsilon_c} = \frac{69,89}{1,136} = 61,5$ разів перевершують показники апарату Ілізарова.

Висновки

1. В роботі для комп'ютерного аналізу використані ведучі інженерні та наукоємні програми для параметричного моделювання та розрахунку конструкцій (Solid Works, Ansys, Delcam).

2. Отримано робочу документацію досліджуваних ортопедичних конструкцій (робочі креслення).

3. Проведено чисельний аналіз конструкції з використанням методу скінченних елементів та урахуванням математичного апарату механіки деформованого твердого тіла.

4. В розрахунках використані різні типи скінченних елементів (стержневі та об'ємні). Для стержневих елементів застосовано функцію зміни геометрії (taper section).

5. Досліджено напружено-деформований стан шести різних ортопедичних конструкцій. Отримані значення характеристик міцності та жорсткості для них. Проведено аналіз конструкцій.

6. Запропонований в роботі пристрій для чрескісткового остеосинтезу діафізарних переломів кісток передпліччя за рахунок збільшення ступенів рухомості репонуєвих вузлів, може забезпечити репозицію складних зміщень уламків і стабільного остеосинтезу в конструкції.

7. Апарат не вимагає спеціального промислового виготовлення та дозволяє зберегти ротаційні рухи в передпліччі, а компактність, в свою чергу обмежить незручності у хворого при самообслуговуванні.

Список використаних джерел

1. The patent for utility UA 87 293 device

through bone osteosynthesis of diaphyseal forearm fractures / Bodnya AI, Baccarat Tarek. 02.10.2014.

2. Дашенко А. Ф. Анализ напряженно-деформированного состояния альтернативной конструкции фиксации переломов предплечья. / А. Ф. Дашенко, А. М. Лимаренко, А. Д. Стаканов // XVI Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» – Україна, Одеса-Київ, 2015. – С. 185 – 190.

3. Kalinichenko P. M. Stress state of a thick-walled cylinder concentrators / P. M. Kalinichenko, O. M. Limarenko, U. V. Svinarev // Proceedings of Odessa Polytechnic University. – 2006. – № 2(26). – P. 20 – 23.

4. Andreev, V. Energy Methods in the Calculation Stability of Compressed Polymer Rods Considering Creep [Text] / Vladimir I. Andreev, Anton S. Chepurensky, Batur M. Yazyev // Advanced Materials Research Vols. 1004–1005 (2014). – P. 257–260. Trans Tech Publications, Switzerland.

5. Артюхин, Ю. П. Приближенный аналитический способ исследования деформаций пространственных криволинейных стержней [Текст] / Ю. П. Артюхин // Ученые записки Казанского университета. Физико-математические науки. – 2012. – Том. 154. – С. 97 – 111.

6. Orobey V. Boundaru element metod in problems of plate elements bending of engineering structures[Text] / V. Orobey, L. Kolomiets, O. Lymarenko // Metallurgical and Mining Industry. – 2015. – 7(4). – P. 295–302.

7. Velychko O. A comparative analysis of the assessment results of the competence of technical experts by different methods / Velychko O., Gordiyenko T., Kolomiets L. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – 3(88). – P. 4–10. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.106825.

8. Кожушко В. П. Расчет прямоугольной пластины, две смежные стороны которой зашпелены, а две другие смежные стороны шарнирно оперты / В. П. Кожушко. – Вестник Харьковско-го нац. автом.-дорожн. ун-та. – Харьков, 2014. – Вып. 67. – С.119–123.

9. Kim C. K. Hwang M. H. Non-Linear Analysis of Skew Thin Plate by Finite Difference Method. Journal of Mechanical Science and Technology – 2012. – Vol. 26 – № 4. – P. 1127–1132. DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-012-0226-9>.

10. Aizikovich S. Analytical Solution for the Bending of a Plate on a Functionally Graded Layer of Complex Structure / S. Aizikovich, A. Vasiliev, I. Trubchik, L. Evich, E. Ambalova, I. Sevostianov // Advanced Structured Materials – 2011 – Vol. 15, P. 15–28. DOI: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-21855-2_2.

11. Orobey V. Mathematical modeling of the stressed-deformed state of circular arches of specialized cranes[Text] / V. Orobey, O. Daschenko, L. Kolomiets, O. Lymarenko, Y. Ovcharov // Eastern European Journal of Enterprise Technologies – 2017. – 5/8(89). – P. 4–11.

12. Orobey V. Stability of structural elements of special lifting mechanisms in the form of circular arches[Text] / V. Orobey, O. Daschenko, L. Kolomiets, O. Lymarenko // Eastern European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – № 2/7(92). – P. 4–10.

References

1. The patent for utility UA 87 293 device through bone osteosynthesis of diaphyseal forearm fractures / Bodnya AI, Baccarat Tarek. 02.10.2014.

2. Dashhenko A. F. Analiz napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya al'ternativnoj konstrukcii fiksacii perelomov predplech'ya. / A. F. Dashhenko, A. M. Limarenko, A. D. Stakanov // XVI Mizhnarodna naukovo-tekhnichna konferentsiia «Prohresyvna tekhnika, tekhnolohiia ta inzhenerna osvita» – Ukraina, Odesa-Kyiv, 2015. – S. 185 – 190.

3. Kalinichenko P. M. Stress state of a thick-walled cylinder concentrators / P. M. Kalinichenko, O. M. Limarenko, U. V. Svinarev // Proceedings of Odessa Polytechnic University. – 2006. – № 2(26). – P. 20 – 23.

4. Andreev, V. Energy Methods in the Calculation Stability of Compressed Polymer Rods Considering Creep [Text] / Vladimir I. Andreev, Anton S. Chepureno, Batur M. Yazyev // Advanced Materials Research Vols. 1004–1005 (2014). – P. 257–260. Trans Tech Publications, Switzerland.

5. Artyuxin, Yu. P. Priblizhenyj analiticheskij sposob issledovaniya defor-macij prostranstvennyx krivolinejnyx sterzhnej [Tekst] / Yu. P. Artyuxin // Uchenye zapiski Kazanskogo universiteta. Fiziko-matematicheskie nauki. – 2012. – Tom. 154. – S. 97–111.

6. Orobey V. Boundaru element metod in problems of plate elements bending of engineering structures[Text] / V. Orobey, L. Kolomiets, O. Lymarenko // Metalurgical and Mining Industry. – 2015. – 7(4). – P. 295–302.

7. Velychko O. A comparative analysis of the assessment results of the competence of technical experts by different methods / Velychko O., Gordiyenko T., Kolomiets L. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – 3(88). – P. 4–10. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.106825.

8. Kozhushko V. P. Raschet pryamougol'noj plastiny, dve smezhnye storony kotoroj zashhemleny, a dve drugie smezhnye storony sharnirno operaty / V. P. Kozhushko. – Vestnik Xar'kovskogo nac. avtom.-dorozhn. un-ta. – Xar'kov, 2014. – Vyp. 67. – S.119–123.

9. Kim C. K. Hwang M. H. Non-Linear Analysis of Skew Thin Plate by Finite Difference Method. Journal of Mechanical Science and Technology – 2012. – Vol. 26 – № 4. – P. 1127–1132. DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-012-0226-9>.

10. Aizikovich S. Analytical Solution for the Bending of a Plate on a Functionally Graded Layer of Complex Structure / S. Aizikovich, A. Vasiliev, I. Trubchik, L. Evich, E. Ambalova, I. Sevostianov // Advanced Structured Materials – 2011 – Vol. 15, P. 15–28. DOI: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-21855-2_2.

11. Orobey V. Mathematical modeling of the stressed-deformed state of circular arches of specialized cranes[Text] / V. Orobey, O. Daschenko, L. Kolomiets, O. Lymarenko, Y. Ovcharov // Eastern European Journal of Enterprise Technologies – 2017. – 5/8(89). – P. 4–11.

12. Orobey V. Stability of structural elements of special lifting mechanisms in the form of circular arches[Text] / V. Orobey, O. Daschenko, L. Kolomiets, O. Lymarenko // Eastern European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – № 2/7(92). – P. 4–10.

Надійшла до редакції 03.05.2019.

УДК 629.113

О. І. Мірошніченко¹, С. В. Бугаєв¹, к.т.н., І. П. Солоненко², к.т.н., О. І. Лещенко¹, к.т.н.¹Одеська державна академія технічного регулювання та якості, Україна²Одеська державна академія будівництва та архітектури, Україна

МОНІТОРИНГ ШВИДКОСТІ РУХУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ЗА ДОПОМОГОЮ GPS-НАВІГАТОРА

Постійний моніторинг швидкості переміщення транспортних засобів дорожньою мережею є одним з перспективних напрямків забезпечення безпеки учасників дорожнього руху. Один із шляхів постійного моніторингу швидкості руху транспортного засобу є застосування сучасних систем GPS навігації. В статті наведені результати досліджень можливості застосування GPS обладнання як елемент системи моніторингу швидкості руху транспортних засобів. Наведено опис обладнання, яке використовувалося у досліджах, а також порядок їх проведення. Розглянуто питання щодо часу реакції GPS-навігатора на змінення швидкості руху автомобіля. Оцінено похибку реєстрації швидкості руху транспортного засобу за допомогою GPS обладнання. Результати, що були отримані, дозволили зробити висновок про можливість використання поширеного GPS обладнання в системах моніторингу швидкості об'єктів.

Ключові слова: датчик, GPS-навігатор, автотранспорт, транспортний потік, безпека дорожнього руху.

А. И. Мирошніченко¹, С. В. Бугаев¹, к.т.н., И. П. Солоненко², к.т.н., О. И. Лещенко¹, к.т.н.

МОНІТОРИНГ СКОРОСТІ ДВИЖЕННЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ПОМОЩЬЮ GPS-НАВІГАТОРА

Постоянный мониторинг скорости перемещения транспортных средств по дорожной сети является одним из перспективных направлений обеспечения безопасности участников дорожного движения. Одним из путей постоянного мониторинга скорости движения транспортного средства, является использование современных систем GPS навигации. В статье приведены результаты исследований о возможности использования GPS оборудования в качестве части системы мониторинга скорости движения, транспортных средств. Приведено описание оборудования, которое использовалось в опытах, а также порядок их проведения. Рассмотрен вопрос о времени реакции GPS-навигатора на изменение скорости движения автомобиля. Была оценена погрешность регистрации скорости движения транспортного средства с помощью GPS оборудования. Результаты, которые были получены, позволили сделать вывод о возможности использования широко распространенного GPS оборудования в системах мониторинга скорости движущихся объектов.

Ключевые слова: датчик, GPS-навигатор, автотранспорт, транспортный поток, безопасность дорожного движения.

O. Miroshnichenko¹, S. Bugaev¹, PhD, I. Solonenko², PhD, O. Leshchenko¹, PhD

THE MONITORING OF THE TRANSPORTATION VEHICLE USING GPS NAVIGATION DEVICE

Road safety is a very important issue today. Constant speed monitoring of vehicles on the road network is one of the most perspective fields of road safety. This allows collecting various data, both for individual objects and traffic flow as a whole. The analysis of these data will allow predicting emergencies more effectively and also to improve the general control over the movement of motor transport. One of the ways of constant monitoring of vehicle speed is the use of modern GPS navigation systems. The article presents the results of research on the possibility of using GPS navigation device as part of the monitoring system for the speed of vehicles. Experimental data on vehicle speed measurement with the help of GPS navigation device have been obtained. Also, errors in speed measurement have been estimated. For this purpose, the speed data from the GPS navigation device have been compared with the speed data, which have been obtained as

follows. The video camera recorded moments when the object crossed some control points. The distance between them was recorded and known in advance. The time was calculated from the video footage. Thus, knowing the time spent on the passage between the two control points, it was possible to determine the speed of the object with which the experimental data have been compared. It has been found that the variations in the motor transport speed in indications of the GPS navigation devices had small values. Also, experimental data of speed measuring with GPS navigation device at acceleration and braking of objects have been presented in the research. It was found that in these cases occurs the data update with time delay in the range from 2 to 6 seconds. Therefore, there may be significant inaccuracies in determining the speed of vehicles, which will reduce the efficiency of the GPS navigation device in case of traffic jams. It is assumed that this phenomenon is associated with speed measurement software features in a GPS navigation device that takes into account errors measurement of the object coordinates. Therefore, to better control the movement of objects under these conditions, additional means are required, which should be installed in the places with the highest probability of traffic violations.

Keywords: sensor, transportation vehicle, GPS navigation device, road safety.

DOI 10.32684/2412-5288-2019-1-14-59-64

Вступ

Забезпечення безпеки дорожнього руху – актуальна тема на сьогоднішній день. Одним із способів її підвищення є застосування засобів вимірювань з метою збору інформації про параметри руху транспортних засобів, зокрема, швидкість пересування, причому не тільки окремих об'єктів, але й транспортних потоків в цілому. Сьогодні використовується безліч датчиків різного типу, серед яких: контактні, ультразвукові, магнітні та інші, які мають як переваги один перед одним, так і суттєві недоліки [1-5], що не дозволяють використовувати їх як досить надійний і достовірний засіб отримання інформації щодо параметрів руху транспортного засобу. Особливий інтерес представляє використання в якості датчиків GPS-навігаторів, оскільки для їх впровадження не потрібно демонтувати дорожнє покриття (що необхідно для установки, наприклад, індуктивних петель), можуть використовуватися при поганих погодних умовах (які являють собою досить значну проблему для реєстрації об'єктів за допомогою відеоспостереження), а також з огляду на їх значну поширеність. Точність отримуваної геолокаційної інформації залежить, як це зрозуміло, від технічних параметрів навігаційної апаратури та умов її застосування.

Аналіз останніх публікацій та досягнень

GPS (від англ. Global Positioning System) – система супутникової навігації, що дозволяє визначити місцезнаходження об'єкта у всесвітній системі координат WGS 84. Основний принцип використання полягає в тому, що шляхом вимірювання часу прийому синхронізованого сигналу від супутників до антени споживача, визначають координати даного об'єкта. Для визначення тривимірних координат GPS приймача необхідно мати чотири рівняння такого вигляду [6]:

$$|\mathbf{x} - \mathbf{a}_j| = c(t_j - \tau),$$

де $\mathbf{x}$ – невідомі тривимірні координати споживача.

$\mathbf{a}_j$ – тривимірні координати розташування j -го супутника;

c – швидкість світла;

t_j – момент часу прийому сигналу від j -го супутника;

τ – невідомий споживачу момент часу синхронного випромінювання сигналу усіма супутниками;

Точність визначення координат залежить від багатьох факторів і становить в середньому від 5 до 15 м [7-9]. Використовуючи інформацію про зміну координат різних об'єктів з часом, також можна обчислювати швидкість їх руху. Точність вимірювання швидкості безпосередньо залежить від точності вимірювання координат. Оскільки похибка визначення місцеположення є постійною величиною, тоді зі зростанням швидкості руху буде спостерігатися зменшення відносної похибки визначення швидкості [10, 11]. При різкій зміні швидкості – гальмуванні або прискоренні автотранспорту спостерігається значне відхилення даних, що отримані за допомогою GPS-навігатора від справжніх значень швидкості об'єкта [10].

Вже зараз пропонуються користувачам GPS-трекери, GPS-спідометри та інші пристрої, які використовують GPS. Тому отримання оцінок точності вимірювання швидкості із застосуванням GPS-навігаторів є актуальним завданням.

Метою роботи є дослідження точності вимірювання швидкості GPS-навігатором, а також вивчення залежності швидкості при реєстрації навігатором за умови прискорення автотранспорту.

Викладення основного матеріалу

У GPS-навігаторів є одна безперечна перева-

га перед іншими типами датчиками – це доступність. Адже вони встановлені в більшості мобільних телефонів. Подібна поширеність даного типу детекторів значно знижує витрати на їх впровадження. Також за допомогою даного типу датчика є можливість збирати дані про параметри транспортного потоку, що для інших типів детекторів є досить трудомістким завданням.

Однак, даних про те, з якою точністю GPS-навігатори визначають швидкість, недостатньо. Тому був проведений експеримент з метою встановлення точності визначення швидкості руху автотранспорту за допомогою GPS-навігаторів. Для цього були використані три пристрої з вбудованим алгоритмом визначення швидкості за даними GPS. Експеримент проводився наступним чином. За допомогою відеокамери, частота зйомки якої становила 30 кадрів за секунду, реєструвалися моменти часу, коли автотранспорт перетинав контрольні точки, відстань між якими була фіксована і дорівнювала 35,0 м (відстань вимірювалася за допомогою рулетки; середньоквадратичне відхилення по 5 вимірюванням дорівнювало близько 0,1 м). За даними зйомки визначався час, витрачений на подолання проміжку між контрольними точками. Це дозволило розрахувати середню швидкість, як відношення пройденої відстані до часу. Середнє квадратичне відхилення (СКВ) результату вимірювання швидкості розраховувалося за формулою для функції

двох змінних $v(S, t) = \frac{S}{t}$ [12]:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right)^2 \sigma_t^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial S}\right)^2 \sigma_S^2}$$

або

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{S}{t^2}\right)^2 \sigma_t^2 + \left(\frac{1}{t}\right)^2 \sigma_S^2},$$

де S – відстань між контрольними точками, t – час витрачений на подолання цієї відстані, σ_t , σ_S – похибки вимірювання часу та відстані відповідно.

Вихідні дані для розрахунку СКВ $S=35$ м, $t = \frac{S}{v}$ с (де v бралася з таблиці 1), $\sigma_t = \frac{1}{30\sqrt{6}}$ с, $\sigma_S = 0,1$ м. Найбільша абсолютна похибка розрахунку швидкості при цьому набувала значень близько 1,1 км/год.

Крім цього, дані по швидкості з GPS-навігаторів також знімалися за допомогою відеокамери. Це дозволяло точніше відслідковувати зміну їх показів. Також, з метою встановлення частоти оновлення даних вимірювальними пристроями, були вивчені ділянки з прискоренням і гальмуванням автотранспорту.

В результаті проведеного експерименту були отримані оцінки середньої швидкості автотранспорту, які відображені в таблиці 1.

Таблиця №1 – Дані експерименту. (1 п., 2 п., 3 п. – перший, другий та третій пристрій відповідно)

Середні значення швидкостей автомобіля, км/год				Абсолютні похибки результатів вимірювань швидкості за даними GPS-приймачів, км/год			Середні значення похибок, км/год		
1 п.	2 п.	3 п.	Зразкові дані	1 п.	2 п.	3 п.	1 п.	2 п.	3 п.
34	34	35	39,4	– 5,4	– 5,4	– 4,4	0,15	– 2,22	0,4
45	37	45	42,5	2,5	– 5,5	2,5			
42	42	43	43,4	– 1,4	– 1,4	– 0,4			
51	49	52	52,5	– 1,5	– 3,5	– 0,5			
64	63	65	60	4,0	3,0	5,0			
65	62	62	63	2,0	– 1,0	– 1,0			
66	63	67	66,3	– 0,3	– 3,3	0,7			
70	68	70	68,7	1,3	– 0,7	1,3			

Слід зазначити, що при постійній швидкості руху автотранспорту покази вимірюної швидкості з GPS-навігаторів майже не змінювалися.

Нижче представлено типовий графік реєстрації зміни швидкості автотранспорту при прискоренні. Як видно з рис. 1, перші дані про швидкість, відмінні від нуля, були отримані не відразу після початку руху, а з деякою затримкою. Те ж саме мало місце і при гальмуванні автотранспорту – після зупинки спостерігалася деяка затримка в оновленні швидкості за даними GPS-навігаторів. Вони ще деякий час показували швидкість, отриману під час попереднього вимірювання, незважаючи на повне припинення руху (рис. 2). За отриманими даними було встановлено, що середній час «реакції» для пристроїв приймав значення від 2 до 6 секунд. Така затримка може бути зумовлена особливостями оброб-

ту – після зупинки спостерігалася деяка затримка в оновленні швидкості за даними GPS-навігаторів. Вони ще деякий час показували швидкість, отриману під час попереднього вимірювання, незважаючи на повне припинення руху (рис. 2). За отриманими даними було встановлено, що середній час «реакції» для пристроїв приймав значення від 2 до 6 секунд. Така затримка може бути зумовлена особливостями оброб-

ки даних в програмному забезпеченні GPS-навігаторів, коли незначні зміни координат об'єкта в межах похибки їх вимірювання не

сприймаються при розрахунках швидкості руху об'єкта. Тому швидкість фіксується до появи даних про зміну положення автотранспорту.

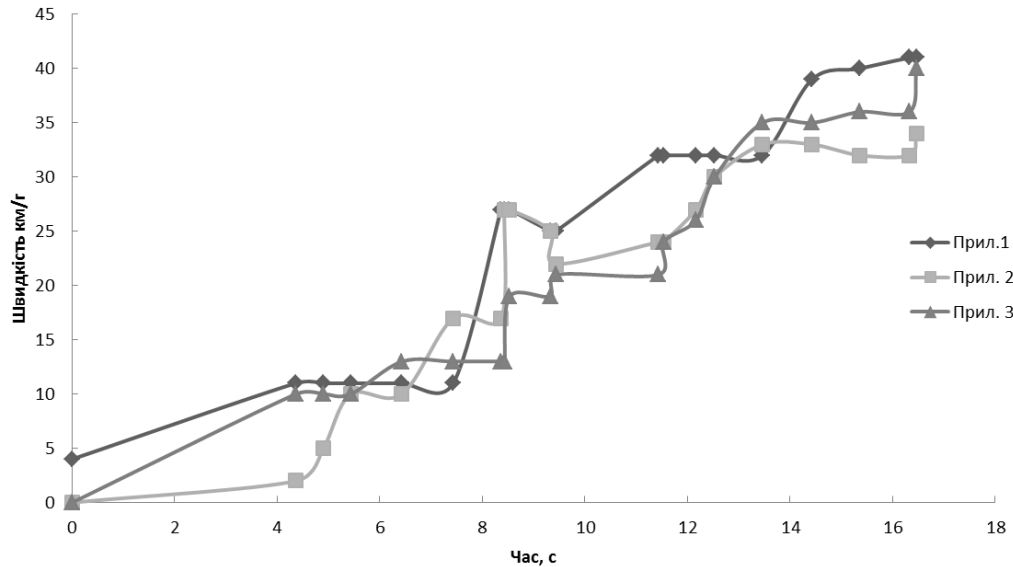


Рисунок 1 – Результати вимірювання зміни швидкості з використанням GPS-навігаторів при прискоренні автотранспорту

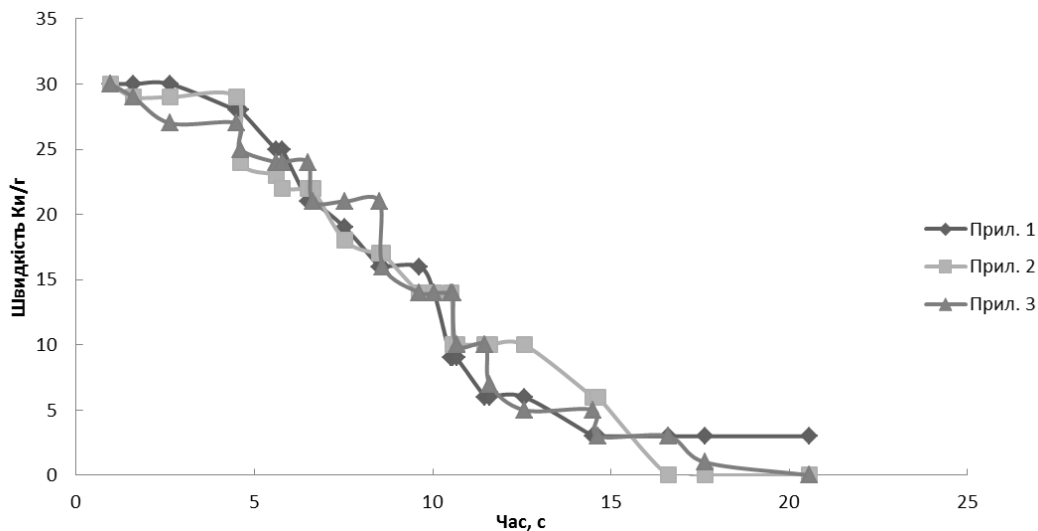


Рисунок 2 – Результати вимірювання зміни швидкості з використанням GPS-навігаторів при гальмуванні автотранспорту

У разі апроксимації за методом найменших квадратів залежностей на рис. 1 лінійними законами максимальні відхилення від тренду склали 3,4, 3,9 та 2,5 км/год для першого, другого та третього приладів відповідно. Аналогічно для рис. 2 максимальні відхилення від тренду склали 2,7, 1,8, 1,7 для першого, другого та третього приладів відповідно. Тобто, вважаючи рух рівноприскореним (в другому випадку – рівноуповільненим), можна отримати достатньо точні оцінки швидкості руху об'єкта.

Висновки

Як видно з отриманих експериментальних даних, похибка побутового GPS-навігатора при визначенні швидкості не значно виходить за межу 5 км / год. Дана точність дозволяє брати до уваги покази таких GPS-навігаторів для попередження або реєстрації правопорушень, пов'язаних з перевищенням швидкості. Також за допомогою GPS-навігаторів є можливість вивчати параметри транспортного потоку при високій щільності транспорту на магістралях, що досить

непросто досягнути за використанням інших типів детекторів. При цьому, однак, слід враховувати інерційність побутових GPS-навігаторів при невисоких швидкостях руху об'єктів. Тому за потреби більш точного контролю руху об'єктів за таких умов необхідні додаткові засоби, які мають встановлюватись в місцях з найбільшою ймовірністю дорожньо-транспортних порушень.

Список використаних джерел

1. Мельников И. И. Автоматизация процесса сбора и анализ данных о транспортных потоках для предупреждения образования заторов на дорогах г. Могилев / И. И. Мельников, К. А. Демиденков, И. А. Евсеенков. // Проблемы физики, математики и техники. – 2014. – № 2(19). – С. 84–88.

2. Мартынов Л. А. Определение координат и параметров движения объекта на основе обработки изображения / Л. А. Мартынов, А. В. Корякин, К. В. Ланцов, В. В. Ланцов // Компьютерная оптика. – 2012. – № 2(36). – С. 266–273.

3. Обертов Д. Е. Алгоритм обнаружения транспортных средств с помощью акселерометров / Д. Е. Обертов, В. М. Бардов // Информационно-управляющие системы. – 2013. – № 6(67). – С. 6–13.

4. Hostettler R. On the Feasibility of Road vibrations-based Vehile Properte Sensing R. Hostettler, W. Birc, L. M. Nordenvaad // Intelligent Transport System. – 2010. – Vol. 4. – P. 356–364.

5. Обертов Д. Е. Оценивание скорости транспортных средств с использованием магнитометра / Д. Е. Обертов, Д. М. Бардов // Информационно-управляющие системы. – 2013. – № 4 (65). – С. 21–26.

6. Чан С. Ч. Разработка средств оценки эффективности электрических трансмиссий на основе анализа траектории движения транспортного средства: дис. кан. тех. наук: 05.09.03 / Москва. нац. и. ун-т «МЭИ», 2018. – 137 с.

7. Богданов М. Г. Применение GPS / ГЛОНАСС: уч. пособие / М. Г. Богданов. – Издательский дом «Интеллект», 2012. – 136 с.

8. Мигаль В. Д. Інтелектуальні системи в технічній експлуатації автомобілів: монографія / В. Д. Мигаль. – Харків: «Майдан», 2018. – 262 с.

9. Лахтина Н. Ю. Техническое обеспечение

телематических систем. Системы определения местоположения и идентификации транспортных средств: уч. пособие / Н. Ю. Лахтина, К. Г. Манушакян. – М: МАДИ, 2017. – 68 с.

10. Кашканов А. А. Оцінювання невизначеності вимірювання швидкості автомобіля при автотехнічній експертизі дорожньо-транспортних пригод / А. А. Кашканов, Г. Г. Кашканов, О. Г. Грисюк // Вісник ЖДТУ. – 2016. – № 2(77). – С. 85–93.

11. Сахно В. П. До визначення їздових циклів та поздовжніх профілів доріг / В. П. Сахно, К. С. Жаров // Автошляховик України. – 2012. – № 1(225). – С. 7–11.

12. Основы построения РЛС РТВ / В. П. Блохин, Б. Ф. Бондаренко, В. Т. Неснов, В. Е. Угольников. Киев: КВИРТУ ПВО, 1987. – 368 с.

References

1. Mel'nikov I. I. Avtomatizaciya processa sbora i analiz dannyx o transportnyx potokax dlya preduprezhdeniya obrazovaniya zatorov na dorogax g. Mogilev / I. I. Mel'nikov, K. A. Demidenkov, I. A. Evseenkov. // Problemy fiziki matematiki i tehniki. – 2014. – № 2(19). – S. 84–88.

2. Martynov L. A. Opredelenie koordinat i parametrov dvizheniya ob"ekta na osnove obra-botki izobrazheniya / L. A. Martynov, A. V. Koryakin, K. V. Lancov, V. V. Lancov // Komp'yuternaya optika. – 2012. – № 2(36). – S. 266–273.

3. Obertov D. E. Algoritm obnaruзheniya transportnyx sredstv s pomoshh'yu akselerometrov / D. E. Obertov, V. M. Bardov // Informacionno-upravlyayushhie sistemy. – 2013. – № 6(67). – S. 6–13.

4. Hostettler R. On the Feasibility of Road vibrations-based Vehile Properte Sensing R. Hostettler, W. Birc, L. M. Nordenvaad // Intelligent Transport System. – 2010. – Vol. 4. – P. 356–364.

5. Obertov D. E. Ocenivanie skorosti transportnyx sredstv s ispol'zovaniem magnitometra / D. E. Obertov, D. M. Bardov // Informacionno-upravlyayushhie sistemy. – 2013. – № 4(65). – S. 21–26.

6. Chan S. Ch. Razrabotka sredstv ocenki e'fektivnosti e'lektricheskix transmissij na osnove analiza traektorii dvizheniya transportnogo sredstva: dis. kan. tex. nauk: 05.09.03 / Moskva. nac. i. un-t

«MEI», 2018. – 137 s.

7. Bogdanov M. G. Primenenie GPS / GLONASS: uch. posobie / M. G. Bogdanov. – Izdatel'skij dom «Intelekt», 2012. – 136 s.

8. Myhal V. D. Intelktualni systemy v tekhnichnii ekspluatatsii avtomobiliv: monohrafiia / V. D. Myhal. – Kharkiv: «Maidan», 2018. – 262 s.

9. Laxtina N. Yu. Texnicheskoe obespechenie telematicheskix sistem. Sistemy opredeleniya mestopolozheniya i identifikacii transportnyx sredstv: uch. Posobie / N. Yu. Laxtina, K. G. Manushakyan. – M: MADI, 2017. – 68 s.

10. Kashkanov A. A. Otsiniuvannia nevyznache-nosti vymiriuvannia shvydkosti

avtomobilia pry avtotekhnichnii ekspertyzi dorozhno-transportnykh pryhod / A. A. Kashkanov, H. H. Kashkanov, O. H. Hrysiuk // Visnyk ZhDTU. – 2016. – # 2(77). – S. 85–93.

11. Sakhno V. P. Do vyznachennia yizdovykh tsykliv ta pozdovzhnikh profiliv dorih / V. P. Sakhno, K. S. Zharov // Avtoshliakhovyk Ukrainy. – 2012. – # 1(225). – S. 7–11.

12. Osnovy postroeniya RLS RTV / V. P. Bloxin, B. F. Bondarenko, V. T. Nesnov, V. E. Ugol'nikov. Kiev: KVIRTU PVO, 1987. – 368 s.

Надійшла до редакції 25.04.2019

АЛФАВІТНИЙ ПОКАЖЧИК

Балашов Д.О.	27	Лимаренко А. С.	33, 47
Бордюк М. А.	13	Лимаренко О. М.	33, 47
Бугаєв С. В.	59	Мащенко В. А.	13
Величко О. М.	6	Мілованов В. І.	27
Гордієнко Т. Б.	6	Мірошниченко О. І.	59
Грабовський О. В.	6	Оробей В. Ф.	33
Діхтієвський О. В.	40	Солоненко І. П.	59
Квасніков В. П.	13, 40	Федоров О. Г.	19
Коломієць Л. В.	33, 47	Шевчук Т. М.	13
Лещенко О. І.	59	Яцинюк О. М.	47

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

БАЛАШОВ
Дмитро Олександрович

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського, інженер кафедри компресорів та пневмоагрегатів

БОРДЮК
Микола Анатолійович

Рівненська медична академія, м. Рівне, доцент кафедри фізики, кандидат фізико-математичних наук, доцент

БУГАЄВ
Сергій Вікторович

Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса, викладач кафедри метрології та метрологічного забезпечення, кандидат технічних наук, доцент

ВЕЛИЧКО
Олег Миколайович

ДП «Всеукраїнський державний науково-виробничий центр стандартизації метрології, сертифікації та захисту прав споживачів» (ДП «Укрметртестстандарт»), м. Київ, директор Науково-виробничого інституту вимірювань електромагнітних величин та оцінки відповідності засобів вимірювальної техніки, доктор технічних наук, професор

ГОРДІЄНКО
Тетяна Богданівна

Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса, завідувач кафедри стандартизації, оцінки відповідності та освітніх вимірювань, доктор технічних наук, професор

ГРАБОВСЬКИЙ
Олег Вікторович

Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса, директор Навчально-наукового інституту метрології, автоматизації, інтелектуальних технологій та електроніки, кандидат технічних наук, доцент

ДІХТІЄВСЬКИЙ
Олександр Віталійович

Національний авіаційний університет, м. Київ, здобувач кафедри комп'ютеризованих електротехнічних систем та технологій

КВАСНІКОВ
Володимир Павлович

Національний авіаційний університет, м. Київ, завідувач кафедри комп'ютеризованих електротехнічних систем та технологій, доктор технічних наук, професор

КОЛОМІЄЦЬ
Леонід Володимирович

Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса, ректор, доктор технічних наук, професор

ЛЕЩЕНКО
Олег Іванович

Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса, доцент кафедри автоматизованих систем та кібербезпеки, кандидат технічних наук, доцент

ЛИМАРЕНКО
Аліна Сергіївна

Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса, молодший науковий співробітник

ЛИМАРЕНКО
Олександр Михайлович

Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса, доцент кафедри «Динаміка, міцність машин та опір матеріалів», кандидат технічних наук, доцент

МАЩЕНКО
Володимир Андрійович

Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса, докторант, кандидат фізико-математичних наук

МІЛОВАНОВ
Валерій Іванович

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського, завідувач кафедри компресорів та пневмоагрегатів, доктор технічних наук, професор

- МІРОШНИЧЕНКО**
Олексій Іванович *Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса, викладач кафедри загальної підготовки*
- ОРОБЕЙ**
Віктор Федорович *Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса, завідувач кафедри «Динаміка, міцність машин та опір матеріалів», ОНПУ, доктор технічних наук, професор*
- СОЛОНЕНКО**
Ірина Петрівна *Одеська державна академія будівництва та архітектури, м. Одеса, старший викладач кафедри автомобільних доріг та аеродромів, кандидат технічних наук*
- ФЕДОРОВ**
Олександр Григорович *Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса, Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В. С. Мартиновського, доцент кафедри компресорів та пневмоагрегатів, кандидат технічних наук*
- ШЕВЧУК**
Тетяна Анатоліївна *Рівненський державний гуманітарний університет, м. Рівне, доцент кафедри фізики, кандидат фізико-математичних наук, доцент*
- ЯЦИНЮК**
Олена Михайлівна *Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса, молодший науковий співробітник*

Наукове видання

***ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ
ОДЕСЬКОЇ ДЕРЖАВНОЇ АКАДЕМІЇ
ТЕХНІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТА ЯКОСТІ***

Випуск 1(14) 2019

Редактор

Братченко Г. Д.

Комп'ютерна верстка

Постоварова В. Д.

Адреса редакції: 65020, м. Одеса, вул. Ковальська 15, ОДАТРА,

Тел.: (048)728-07-11 – довідки;

E-mail: bratchenkohd@gmail.com

*Надруковано з готового оригінал макету
в видавництві – друкарні «ВМВ»*

*Підписано до друку 04.09.2019
Формат 60*88/8. Папір офсетний.
Друк цифровий. Ум. друк. арк. 7,8
Тираж 100 прим.
65053, м. Одеса, пр-т Добровольського 84-а.
www.vmv.odessa.ua*