

---

УДК 082

ББК 94

Z 40

Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour»

Druk I oprawa: Sp. z o.o. «Diamond trading tour»

Adres wydawcy I redakcji: Warszawa, ul. Wyszogrodzka, 16  
e-mail: info@conferenc.pl

Cena (zł.): bezpłatnie

**Zbiór raportów naukowych.**

Z 40 Zbiór raportów naukowych. „Nauka I Utworzenie XXI Stulecia : Teoria, Praktyka, Innowacje„. (29.11.2013 - 30.11.2013 ) - Opole: Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour», 2013. - 124 str.  
ISBN: 978-83-63620-19-6 (t.7)

Zbiór raportów naukowych. Wykonane na materiałach Międzynarodowej Naukowo-Praktycznej Konferencji 29.11.2013 - 30.11.2013 roku. Opole.  
Część 7.

**УДК 082**  
**ББК 94**

Wszelkie prawa zastrzeżone.

Powielanie i kopiowanie materiałów bez zgody autora zakazany.

Wszelkie prawa do materiałów konferencji należą do ich autorów.

Pisownia oryginalna jest zachowana.

Wszelkie prawa do materiałów w formie elektronicznej opublikowanych w zbiorach należą Sp. z o.o. «Diamond trading tour».

Obowiązkowa odniesienia do zbioru.

ISBN: 978-83-63620-19-6 (t.7)

"Diamond trading tour" ©

СЕКСЈА 16. AGROTECHNOLOGIA.  
(СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ НАУКИ)

1. Пустова З.В., Луцак М.А. ....	6
ПРОДУКТИВНІСТЬ СОРТІВ ПРОСА ЗВИЧАЙНОГО (P. MILIACEUM L.) НА ЧОРНОЗЕМАХ ТИПОВИХ ЗАЛЕЖНО ВІД НОРМ МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРІВ	

СЕКСЈА 18. ТЕХНІКА. (ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ)

2. Клименко О.В., Чубаров В.А. ....	11
ОСОБЛИВОСТІ ПІДГОТОВКИ ФАХІВЦІВ ЗА НАПРЯМОМ «КОМП'ЮТЕРНА ІНЖЕНЕРІЯ»	
3. Rudoi D., Stepanova J. ....	13
ANALYSIS METHODS FOR CLEANING AND DETERMINATION OF THE INVESTIGATED MINERAL WATER	
4. Байрамов Р.С. ....	17
ШАХТНЫЕ ЗЕРНОСУШИЛКИ	
5. Розводюк М.П. ....	22
ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕННЯ КОНТАКТНОГО НАТИСКУ СТРУМОЗНИМАЛЬНИМ ЕЛЕМЕНТОМ НА КОНТАКТНУ МЕРЕЖУ	
6. Петрусь И.П. ....	28
МЕТОДЫ ПЕРЕДАЧИ ДАННЫХ ПО ТЕХНОЛОГИИ LI-FI	
7. Болюх Ю.М. ....	31
ОСНОВНІ АСПЕКТИ ПОБУДОВИ КОМП'ЮТЕРНОЇ СИСТЕМИ ДИСПЕТЧЕРСЬКОГО КЕРУВАННЯ ЗАЛІЗНИЧНИМ ТРАНСПОРТОМ	
8. Конюхов С.Л., Бондаренко А.В. ....	34
ВИКОРИСТАННЯ ПЛАТФОРМИ GOOGLE ANDROID В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ	
9. Конюхов С.Л., Курбанов С.А. ....	36
ОСОБЛИВОСТІ РОЗРОБКИ СУЧАСНИХ WEB-САЙТІВ	
10. Кухарева И. Е. ....	38
ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ МИКРОТВЕРДОСТИ МАТЕРИАЛОВ РАЗНОЙ ПРИРОДЫ	
11. Мельникова Ю.О. ....	41
МОДЕЛЬ WEB-ПОРТАЛУ ДЛЯ ДИСТАНЦІЙНОГО НАВЧАННЯ КУРСУ «ЗАХИСТ ІНФОРМАЦІЇ У КОМП'ЮТЕРНИХ СИСТЕМАХ» ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ КОМБІНОВАНИХ МЕТОДІВ ПЕРСОНІФІКАЦІЇ ОСОБИ	
12. Стародуб М. В., Шантырь С. В. ....	44
МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА С ЗАДАННОЙ СТРУКТУРОЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СПЕКТРОАНАЛИЗАТОРА МОДИФИЦИРОВАННЫМ КОВАРИАЦИОННЫМ МЕТОДОМ	

13. Марьина Н.Л., Косырев С.П., Кудашева И.О., Разуваев А.В. ....	47
РЕШЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ ПО МЕТОДУ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ	
14. Баранник В. И., Мельянцов П.Т. ....	54
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДОВГОВІЧНОСТІ ВІДРЕМОНТОВАНИХ НАСОСІВ МОДИФІКАЦІЇ НШ-К	
15. Єрмолович С. О., Мельянцов П.Т. ....	59
ПІДВИЩЕННЯ РЕМОНТОПРИДАТНОСТІ АГРЕГАТИВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ДЛЯ УМОВ СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ РЕМОНТНИХ ПІДПРИЄМСТВ	
16. Григор'єв О.С., Мельянцов П.Т. ....	61
ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ АГРЕГАТИВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ МОБІЛЬНИХ МАШИН	
17. Мороз Ю. В., Мельянцов П. Т. ....	64
ПРИЧИНИ ЗНИЖЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ РОЗПОДІЛЬНИКІВ Р-80	
18. Плескач В. Р., Мельянцов П. Т. ....	67
ХАРАКТЕР ТА ВИД СПРАЦЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ СПРЯЖЕНЬ КАЧАЮЧИХ ВУЗЛІВ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН	
19. Покуса В. А., Мельянцов П. Т. ....	71
ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМАЦИИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЕГО РЕСУРСА	
20. Поляков О. А., Мельянцов П. Т. ....	74
ОБГРУНТУВАННЯ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ НАСОСІВ ПІДЖИВЛЕННЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ТРАНСМІСІЙ МОБІЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЇХ РОБОТОЗДАТНОСТІ	
21. Шаталов Р. Е., Мельянцов П.Т. ....	77
ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДИЗЕЛЯ ЯМЗ-238НБ	
22. Шуть О. В., Мельянцов П.Т. ....	80
ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ОБГРУНТУВАННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРАВЛІЧНИХ РУКАВІВ І ДЕТАЛЕЙ ПРИЄДНУВАЛЬНОЇ АРМАТУРИ НА МІЦНІСТЬ ТА ГЕРМЕТИЧНІСТЬ ЇХ З'ЄДНАНЬ	
23. Барановський Д.М. ....	85
ОСОБЛИВОСТІ РОЗРОБКИ ГІТАРНОГО ПІДСИЛЮВАЧА	

*ПОД- СЕКЦІЈА 10. Телекоммуникации.*

**Клименко О.В.**

магістрант  
факультету інформаційних технологій

**Чубаров В.А**

заступник декана  
факультету інформаційних технологій  
ДВНЗ «Криворізький національний університет»

### **ОСОБЛИВОСТІ ПІДГОТОВКИ ФАХІВЦІВ ЗА НАПРЯМОМ «КОМП'ЮТЕРНА ІНЖЕНЕРІЯ»**

**Ключові слова/Keywords:** дистанційне навчання/ distance education, факультативне навчання/ optional training, сертифікація/ certification, комп'ютерна мережа/ computer network, комутація/switching.

Рівень кваліфікації фахівців за напрямом «Комп'ютерна інженерія» в значній мірі залежить від об'єму отриманих теоретичних знань та практичних навичок у роботі із спеціалізованим обладнанням та програмним забезпеченням.

Сучасні вимоги до випускників, що на даний момент висуваються роботодавцями при влаштуванні на роботу потребують окрім знань, що підтверджені дипломом про вищу освіту, наявність додаткових сертифікатів, які свідчать про поглиблення практичних та теоретичних знань у певній сфері його професійної діяльності. Це обумовлено тим, що претендент на певну посаду повинен відразу включатись в трудових процес. Тому перед сучасними ВНЗ стоїть задача підготовки фахівців на більш високому рівні, який є максимально наближений до «відкритої» професійної сфери.

У зв'язку з постійним збільшенням обсягів необхідної інформації, що дуже характерно для галузей інформаційних технологій, перед викладачами виникає проблема з винесенням бажаного теоретичного матеріалу для засвоєння його студентами і значне скорочення реального бюджету часу.

Одним із способів для досягнення поставленої мети є інтеграція в навчальний процес міжнародних навчальних програм за спеціалізованими напрямками. Ці програми дають можливість значно підвищити базовий рівень спеціальної підготовки майбутніх фахівців. Вони налаштовані на самостійну роботу та розвиток вміння легко орієнтуватися у великих потоках нової інформації. Для студентів нашого ВНЗ доступні курси з технологій комп'ютерних мереж у Мережеві академії Cisco, що є повністю впроваджені в навчальний процес. Серія навчальних курсів CCNA Switching та Routing створена для забезпечення практичного та теоретичного навчального підходу у створенні мереж. Багато лабораторних робіт програми створені для закріплення теоретичних знань.

3 грудня 2012 року ДВНЗ «Криворізький національний університет» є

академічним партнером компанії D-Link. Це дає можливість студентам, які навчаються за напрямом «Комп'ютерна інженерія», використовувати навчальні ресурси цієї компанії. При успішному проходженні дистанційного навчання та практичної підготовки у лабораторії комп'ютерних мереж, студенти мають можливість отримати додаткові сертифікати за напрямом основи комп'ютерних мереж та комутація D-Link.

У рамках академічного партнерства з компанією D-Link, університет має можливість співпрацювати з лідером в галузі пасивного мережевого обладнання – компанією PANDUIT. У рамках цієї співпраці в навчальний процес введені матеріали, які стосуються інсталяції пасивного обладнання на базі міді та оптоволокна. При успішному проходженні і засвоєнні цих матеріалів у студентів з'являється можливість поповнити свій арсенал сертифікатів ще двома промисловими.

Ще однією з форм отримання сертифікації є факультативна. За цим напрямом представлена співпраця з компанією Schneider Electric. На базі університету створено авторизований навчальний центр, де студенти спеціальності «Комп'ютерні системи та мережі» можуть пройти підготовку в галузі промислових комп'ютерних мереж з налаштуванням, вивчення та програмування промислових контролерів, які застосовуються на сьогоднішній день, як нижчий рівень інформаційної системи підприємства.

Додаткові знання за розділом «Комп'ютерна схемотехніка», «Комп'ютерна електроніка» можливо отримати завдяки впровадженню у навчальний процес технологій, запропонованих німецькою компанією Phoenix Contact. Форма отримання знань є як факультативною, так і дистанційною. При підготовці використовується освітня мережа EDUNET. Такий підхід надає можливість отримати додаткову сертифікацію в конкретних, вище визначених, галузях.

Ще однією компанією, яка співпрацює в рамках навчання студентів напрямку «Комп'ютерна інженерія», є компанія Microsoft. Дана корпорація пропонує свій проект – академічну програму DreamSpark, що надає безкоштовний доступ до ліцензійних інструментів розробки та дизайну для студентів, професорсько-викладацького складу та технічного персоналу навчального закладу. В перспективі планується відкриття на базі університету IT Academy Microsoft.

Таким чином, студенти при навчанні за напрямком «Комп'ютерна інженерія» мають змогу отримати до базового атестату чи диплому про вищу освіту вісім додаткових сертифікатів за спеціалізованими напрямками підготовки (Cisco – 2, D-Link – 2, Panduit – 2, Schneider Electric – 1, Phoenix Contact – 1).

### **Список використаних джерел:**

1. Офіційний сайт компанії Cisco [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.cisco.com/web/learning/certifications/associate/ccna/index.html>
2. Офіційний сайт компанії D-Link [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.dlink.ru/ru>
3. Офіційний сайт Microsoft DreamSpark for Academic Institution [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://e5.onthehub.com/WebStore/Welcome.aspx?ws=1de6bc0b-969b-e011-969d-0030487d8897&vsro=8>
4. Учебный центр Panduit [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.panduit.ru/training/>

Assistant **Rudoi D.**



Magistr **Stepanova J.**

## ANALYSIS METHODS FOR CLEANING AND DETERMINATION ION OF THE INVESTIGATED MINERAL WATER

The problem of water purification is relevant today, since the ion-salt composition, the content of biologically active components and the specific properties of purified mineral water is inferior to mineral water taken directly from the source. As a result of the treatment, a significant amount of mineral ions is taken away from it. This means that the healing properties are reduced and people who can not drink water directly from the pump-room, will not receive the necessary set of minerals for the good health. The way out of this situation is – the necessity to develop such a system and methods for cleaning and conservation of natural mineral water, so that its value remains unchanged in course of time.

Objective: Analysis of methods for the cleaning of mineral water and determining the ionic composition of the samples in order to identify the most.

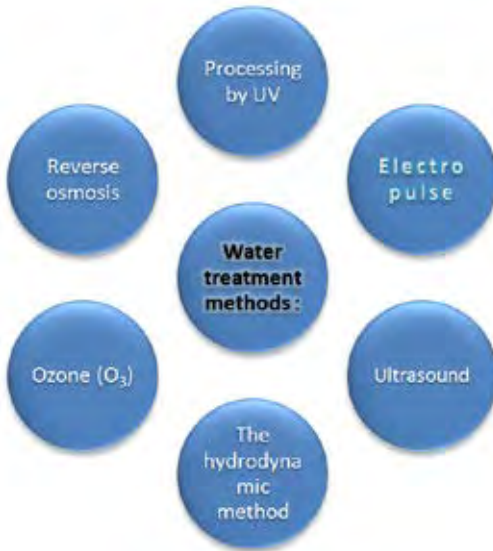
Natural mineral water –the water from aquifers that are not subjected to human impact, underground natural springs or wells, characterized by a stable chemical composition and temperature in the range of natural variation in a particular area, processed according to technical regulation, packed in consumer packaging and intended for direct consumption

**Table 1.** Characteristics of mineral water on the organoleptic of indicators.

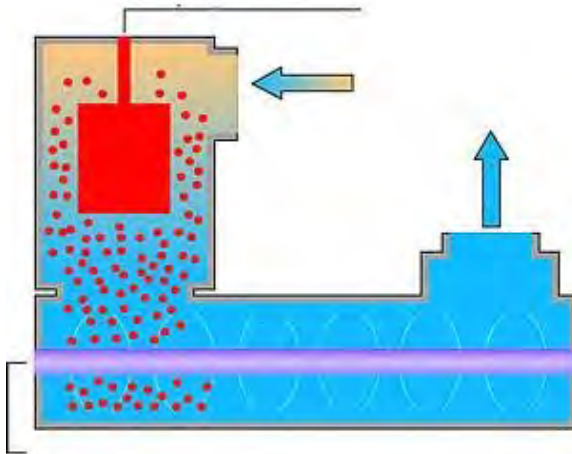
Indicator	Characteristic
Transparency	Clear liquid without foreign inclusions. Allows a natural deposit of mineral salts
Color	Colorless liquid or shades from yellow to greenish
Taste and smell	Typical of the complex in the water substances

by men as a food product. It should match the organoleptic characteristics given in Table 1.

Mineral water directly from the source is clean and clear, but after a while in the process of settling a precipitate is formed – this suggests that what is in the water ferrous



**Figure 1** – Diagram of the most well-known methods of treatment



**Figure 2** – Equipment for water disinfection by ultraviolet radiation with ultrasound

the result is almost distilled or over cleared 3-100 dm<sup>3</sup>, while the purified mineral water should be 3000 – 4000 dm<sup>3</sup> demineralized water heavily.

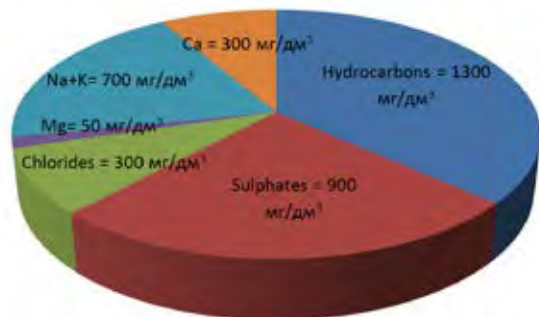
When processing UV – radiation germicidal light used with a wavelength of 254 nm (specific radiation dose 16 mW / cm) acting on cell metabolism, especially enzyme systems in the bacterial cell. Disadvantages: reactivation of micro-organisms and covering of lamps with salt membranes (the need for mechanical and chemical cleaning).

iron is oxidized to the ferric precipitate. With an excess of calcium it is neutral, but the quality of the water is reduced because of calcium salts and cause water feculence. Reacting with ferric ions aluminum sulfate gives an insoluble precipitate even iron falls in principle in it. Suspended solids present in the water, cause feculence and reduce the effectiveness of its bactericidal treatment. Therefore, all the water before bottling is freed from suspended particles in the three-stage cleaning system (set filters).

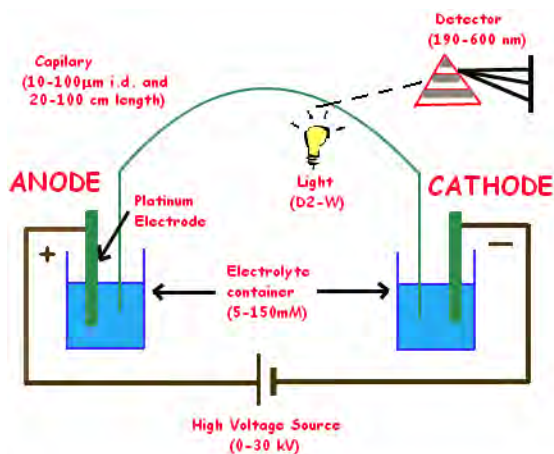
All sorts of bacteria, microbes and viruses are also present in the water, hence the purpose of disinfection is to destroy micro-organisms, the basic methods of which are shown in Figure 1.

During ozonation, ozone rapidly oxidizes impurities, putting them out of solution into a slurry that is easily collected in the filter. The method of water ozonation is technically complex and the most expensive among other methods, one more drawback is the toxicity of ozone and ozone-air mixture explosion.

Reverse Osmosis – a process in which a solvent is forced by opposite pressure to pass through a semipermeable membrane from a less concentrated, i.e. opposite to the direction of osmosis. Energy intensity is about 20 watts per gram of ozone. The disadvantage is that



**Figure 3** – Schematic ratio of ions in the sample of mineral water «Slavyanovskaya» GOST R 54316-2011



**Figure 4** – The system of capillary electrophoresis

it is exposed to an integrated ultrasound radiation exposure which causes the fragmentation of bacterial clusters, the destruction of micro-organisms and the transformation of the organic phase. Thus there is a continuous virucidal effects of ultraviolet radiation (Fig. 2). The advantage of this method is that the processes occur together in the same cell, so the ultrasonic vibrations vibrate all internal surfaces of the reactor that prevents fouling and solarization surface of the reactor as well as the protective tube ultraviolet light. The installation has a maximum production of 500,000 l / h, energy costs do not exceed 0.02 kWh/m<sup>3</sup> [2, 3].

Each of these methods in varying degrees, is used to clean natural mineral water, but to find out which ones are most suitable from the point of view of preserving the values, it is necessary to conduct a comparative analysis of mineral water, purified by various methods.

For the analysis mineral water was taken from well 64 (source Slavyanovsky) Zheleznedovsk field, located near the town of Jeleznovodsk, KMV, the Stavropol Territory. It is carbon, partially mineralised, potassiumsulphate-bicarbonate-sodium, high temperature water from the formula of the ion composition:

The requirements for the chemical composition of mineral water «Slavyanovskaya» are given in GOST R 54316-2011 «natural mineral water for drinking» (Fig. 3) [1].

Ultrasonic radiation causes the formation of voids in highly vorticity dimensional space, which leads to the rupture of the bacterial cell wall and the gas bubbles contained in a bacterial cell, cause it to break. Advantage – insensitivity to high turbidity and color of water, the nature and number of micro-organisms and the presence of dissolved substances in the water. Disadvantage – the newest method, the mechanism of action is until up to not clear.

An electro pulse method causes destruction of microorganisms by means of electro – shock. However, this method has several drawbacks, including a relatively high energy (0.2-1 kWh/m<sup>3</sup>) and, as a consequence – high cost.

Introduction to the processing area of elastic vibrations with sufficient capacity at an ultrasonic frequency allows you to get the levels of disinfection, the achievement of which only with the help of the radiation energy is impossible.

During the water disinfection in the UV and ultrasound equipment –



Mineral water must meet all the requirements in accordance to SanPin 2.3.4.009-98 [4]. The quality of mineral water is evaluated by microbiological, toxicological, chemical and organoleptic characteristics. It should be safe epidemiologically and harmless in chemical composition. An important indicator is the mineral water salinity, which shows the amount of solute (salt).

Analysis of the chemical composition is performed using a drip system electrophoresis «Capel 104t» (Fig. 4). Preparing the analyzer for work is performed in accordance to the operating instructions and procedures PND F 14.1:2:4.167-2000, PND F 14.1:2:4.157-99:buffer solutions are prepared, the analyzer is cleaned, then the analysis of mineral waters is carried out by subjecting them to various clearing methods [ 5].

#### ANALYSIS:

Received electrophoregrams show peaks of migration of the components, where are distinguishable components are indicated together with their concentration. On the basis of their contents concentration of the main ions in the samples of mineral water purified by various methods is shown in Table 1.

Table 1 – The ionic composition of the investigated samples of mineral water on a system of «drops»

#### Conclusion:

After analyzing samples of mineral water, as well as examining the special literature, it can be concluded that the highest priority method of disinfection is the use of ultrasound and UV + UV – radiation, since the ionic composition is most similar to the composition of mineral water taken from the well, indicating the preservation of its healthy properties.

### ШАХТНЫЕ ЗЕРНОСУШИЛКИ

Шахтные зерносушилки/Mine dryers, сушка зерна/corn drying, технология сушки/drying technology.

Шахтные зерносушилки являются одними из самых широко используемых. [1, с. 25] Они предназначены для сушки урожая различных культур: зерна пшеницы, семян крупяных и зернобобовых культур, подсолнечника с исходной влажностью до 35%.

Шахтные сушилки применяются давно, с течением времени они значительно усовершенствовались – в части самой технологии сушки, используемых материалов, автоматизации и программируемости, и сейчас являются очень эффективным технологичным сушильным оборудованием, пользующимся заслуженным спросом (рис.1).

Шахтные зерносушилки базовой комплектации состоят из двух сушильных шахт, собираемых на одной станине, и комплекта оборудования, состоящего из: [2, с. 106]

- теплогенераторов или топочных блоков;
- вентиляторов холодной и горячей зоны;
- норий;
- приемного и выгрузного бункеров;
- дозирующего устройства.

Кроме этого, шахтные зерносушилки комплектуются самотечными трубами,

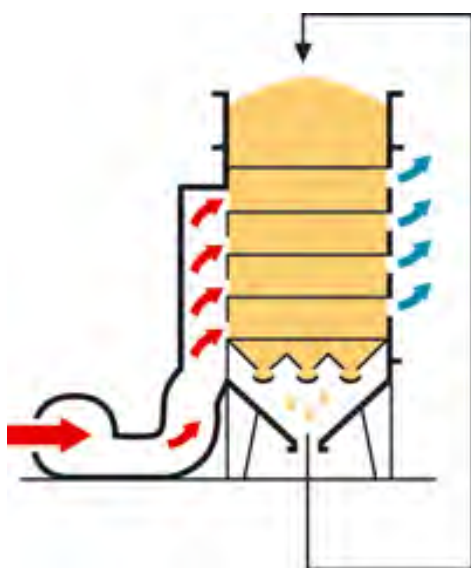


Рисунок 1. Схема сушилки.

накопительными бункерами, электрокабелями, пультом управления, всеми необходимым крепежными изделиями и прочим.

Сушильные шахты собираются из одинаковых модулей (секций), установленных друг на друга. Конструкция шахтного модуля представляет собой каркас прямоугольной формы, в котором установлены подводящие и отводящие короба (воздуховоды), через которые в шахту подводится горячий воздух и отводится отработанный, отдавший свое тепло сырью. Подводящие и отводящие короба располагаются в шахматном порядке друг по отношению к другу, так что каждый отводящий короб находится в окружении подводящих коробов, и наоборот. Короба представляют собой конструк-



Рисунок 2. Нория.

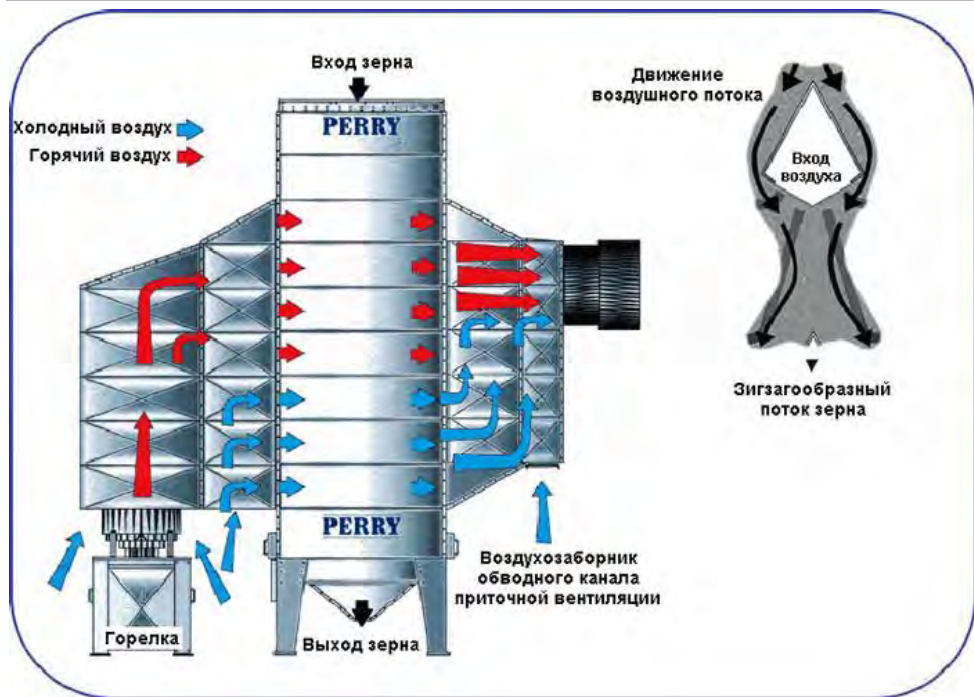
ся вентиляторы горячей зоны. В модулях, расположенных внизу шахт, происходит охлаждение сырья. Циркуляция воздуха в охлаждающих модулях обеспечивается вентилятором холодной зоны.

Для разогрева сушильного агента (газа, воздуха) зерносушилки комплектуются топочными блоками (теплогенераторами). Топочные блоки могут работать на жидком топливе (обозначаются ТБЖ, ТБМ) и на газе (обозначаются ТБГ). Вообще, конструкции топочных блоков могут быть самыми разными. По типу нагрева они подразделяются на блоки прямого и косвенного нагрева. Блоки прямого нагрева осуществляют нагрев объекта смесью воздуха и газа, образовавшегося в результате горения. Такие блоки имеют высокий КПД, поскольку потери тепла являются минимальными, однако сушильный агент в этом случае содержит вредные газы, образующиеся при сгорании топлива (в том числе и угарный газ). Это является отрицательным обстоятельством, поскольку зерно, высушенное таким агентом, может сорбировать вредные примеси, содержащиеся в газе. Поэтому шахтные зерносушилки комплектуются, в основном, топочными блоками косвенного нагрева, в которых сушильным агентом является чистый воздух. Газы, образовавшиеся от сгорания топлива, не имеют прямого контакта с воздухом, они нагревают его через теплообменник, после чего выбрасываются в атмосферу. КПД такого блока ниже КПД блока прямого нагрева, однако, на это снижение идут ради сохранения качества зерна. Температура воздуха, подаваемого в шахту, может быть в диапазоне 35 – 150 °С. [5, с. 62]

Для подъема и подачи зерна в шахту зерносушилки сверху, служат нории,

цию, похожую на двухскатную крышу дома с загнутыми вниз краями. [3, с. 47] Сверху они являются закрытым, снизу – открытыми. Зерно, засыпаемое в шахтные зерносушилки сверху, не заполняет пространство под коробами. Если посмотреть на модуль, заполненный зерном, в разрезе, то можно увидеть слой зерна, пронизанный пустыми полостями под коробами. По этим полостям перемещается воздух – горячий, идущий от теплового блока, и отработанный, отдавший свое тепло сырью. Толщина слоя сплошного зерна в шахтной зерносушилке не превышает 140-150 мм. Такая схема теплообмена обеспечивает максимальный контакт нагретого воздуха с зерном, что позволяет осуществлять его эффективную сушку. Зерносушилки других типов имеют зачастую большую толщину слоя зерна, что отрицательно сказывается на их эффективности. [4, с. 203]

Сушка сырья происходит в модулях, расположенных в верхних и средних частях шахт. Для обеспечения циркуляции воздуха в сушильных модулях, используются



**Рисунок 3.** Технологическая схема сушилки.

представляющие собой особый род транспортеров с ковшами, закрепленными на ленте или цепи. При прохождении ковшей в нижней точке, они зачерпывают из приемного бункера зерно, поднимают его вверх и, при прохождении верхней точки, высыпают в загрузочное устройство, которое загружает зерно в шахту. Нории являются универсальным оборудованием, широко применяемым при работе с различными сыпучими материалами (рис.2).

В общем виде, работа шахтной зерносушилки происходит следующим образом (рис.3). Нории подают влажное зерно из приемного бункера в загрузочное устройство, расположенное на верху шахты. Загрузочное устройство заполняет шахту зерном. После того, как шахта заполнится, включаются теплогенераторы и вентиляторы холодной и горячей зоны. В течение некоторого времени происходит прогрев и сушка зерна в шахте, после чего включается разгрузочное устройство, которая начинает отводить зерно из-под шахты. В результате этого, зерно в шахте начинает двигаться вниз, и зерносушилка переходит на автоматический режим работы. Скорость и режим движения зерна в шахте определяется режимом работы разгрузочного устройства.

Для контроля за процессом сушки служат датчики уровня зерна и температуры. Первые контролируют уровень зерна в шахте и управляют процессом его загрузки. Датчики температуры следят за температурой зерна и контролируют температуру горячего воздуха, подаваемого в шахту. Чтобы качество зерна в процессе сушки не ухудшалось, его температура не должна превышать определенных значе-

ний. Эти значения различны для каждой категории зерна (продовольственного, семенного, фуражного). [6, с. 33]

Технологическая схема сушки, которую используют шахтные зерносушилки, является очень гибкой, она обладает способностью к легкой перенастройке. Существует возможность использовать рециркуляцию воздуха, при которой отработанный воздух не выбрасывается в атмосферу, а возвращается обратно в контур горячего воздуха, с целью снижения его температуры. В том случае, если исходное зерно является слишком сырым, его можно смешивать с уже высушенным. Эта операция позволяет снизить влажность исходного сырья перед тем, как подать его в шахту.

Шахтные зерносушилки обладают рядом существенных преимуществ:

- они являются зерносушилками открытого типа, т. е. не требуют строительства зданий или навесов для их укрытия;
- сушилки имеют высокий КПД благодаря использованию современных теплоизоляционных материалов для снижения потерь тепла;
- они обладают программируемой системой управления, позволяющей автоматизировать процесс сушки зерна на всех стадиях технологического процесса;
- для их работы требуется минимальный обслуживающий персонал, сушилкой управляет один оператор;
- наличие датчиков уровня зерна и его температуры, а так же системы автоматического блокирования работы зерносушилки, позволяют избежать аварийных ситуаций, таких как завалы зерна, его возгорание, выход из строя узлов и деталей;
- расход электроэнергии и топлива является сравнительно небольшим;
- в качестве сушильного агента используется теплый воздух без примесей топочных газов, что позволяет избежать сорбции зерном продуктов горения;
- система рециркуляции воздуха позволяет осуществлять непрерывную сушку зерна относительно невысокой температурой, что дает возможность избежать перегрева зерна, что может привести к ухудшению его качества;
- зерносушилки имеют систему автоматической регулировки температуры сушки (с точностью до  $\pm 1^\circ\text{C}$ ), которая позволяет поддерживать оптимальную температуру в зависимости от исходной влажности зерна;
- конструкция подводящих и отводящих коробов обеспечивает равномерность распределения теплого воздуха в сушильном пространстве шахты;
- конструкция разгрузочных устройств обеспечивает максимально щадящее воздействие на зерно при его выгрузке, что сказывается на качестве семян.

### Литература

1. Анисимова Л.В. Проектирование элеваторов. Изд-во АлтГТУ, 2004.
2. Пунков С. П., Румянцев Г. М. Проектирование элеваторов и хлебоприемных предприятий. Колос, 1982;
3. Вобликов Е.М. Технология элеваторной промышленности. Лань, 2010;

4. Бутковский В. А., Мерко А. И., Мельников Е. М. Технологии зерноперерабатывающих производств. Интерграф сервис, 1999;
5. Власов А.М. Оборудование зерноперерабатывающих предприятий. Дели принт, 2003;
6. Кирищев О.Р. Практикум по технологическим линиям продовольственных предприятий. – Ростов н/Д, Издательский центр ДГТУ, 2010. – 60 с.

**ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕННЯ  
КОНТАКТНОГО НАТИСКУ СТРУМОЗНІМАЛЬНИМ ЕЛЕМЕНТОМ  
НА КОНТАКТНУ МЕРЕЖУ**

*Здійснено аналіз процесу струмознімання. Встановлені фактори впливу на даний процес. Розроблена математична модель визначення оптимального натиску пантографом KE 13 трамвая КТ4SU. Запропоновані моделі процесу струмознімання в програмному середовищі Simulink (Matlab).*

**Ключові слова / Keywords:** пантограф / pantograph, струмознімання / current collection, оптимальний натиск / optimal pressure, математична модель / mathematical model.

**Вступ.** Від якості процесу струмознімання залежить термін служби контактного проводу, струмознімального елемента (розглядається пантограф трамвая), а як наслідок – надійність електричної тяги вагону. Незалежно від режиму роботи вагону струмознімання завжди повинне бути задовільне. Причин, які погіршують даний процес, достатньо багато. Вони носять різну фізичну природу. Основні з них: нерівномірності провисання контактної лінії на різних ділянках маршруту, зміна натиску струмоприймача на провід, кліматичні умови, електричні, механічні, коливальні процеси.

Процес струмознімання повинен задовольняти розв'язку одночасно двом взаємо протилежним задачам [1]: з точки зору надійного та стійкого струмознімання контактний натиск повинен бути якомога більшим (високі показники електричної тяги), а за умов мінімального зносу контактуючих матеріалів (зменшення економічних витрат) – якомога меншим, але не меншим значення, при якому забезпечується стійке протікання струму.

В роботах [2-4] запропоновані різні підходи визначення значення контактної сили, однак вони не враховують динаміку процесу струмознімання та впливу різних факторів, під дією чи в умовах яких даний процес відбувається.

**Мета дослідження.** Здійснити пошук оптимального значення контактної сили пантографом на контактну мережу.

**Матеріал і результати дослідження.** В якості вхідних параметрів, які впливають на оптимальність контактної сили  $P_k$  пантографа на контактний провід, використовуємо основні з них, які носять найбільш виявлений характер: швидкість руху вагону ( $x_1$ ), висота контактної лінії ( $x_2$ ), температура навколишнього середовища ( $x_3$ ), швидкість вітру ( $x_4$ ) та завантаженість вагону ( $x_5$ ). Математичну модель з такою кількістю вхідних параметрів, які мають різне походження, побудувати з використанням звичайних диференціальних рівнянь достатньо складно. Тому скористаємося методами нечітких множин та нечіткої логіки.

Розглянемо відображення  $P_k = f(x_1, \dots, x_n)$ . Множину вхідних параметрів

Таблиця 1

Вхідні параметри моделі та їх параметри

Параметри	Назва вхідного параметру	Діапазон зміни	Терми
$X_1$	Швидкість руху вагону	0 км/год ... 65 км/год	низька (Н)
			середня (С)
			висока (В)
$X_2$	Висота контактного про- воду	3850 мм ... 6150 мм	низька (Н)
			середня (С)
			висока (В)
$X_3$	Температура навколиш- нього середовища	-30 °С ... +50 °С	низька (Н)
			близька до нуля (Х)
			вище нуля (Т)
			висока (В)
$X_4$	Швидкість вітру	0 м/с ... 32 м/с	низька (Н)
			середня (С)
			висока (В)
$X_5$	Завантаженість вагону	0 % ... 100 %	низька (Н)
			середня (С)
			вище середньої (ВС)
			висока (В)

сформуємо як  $\underline{X} = \{x_i, i = 1, \dots, n\}$ , де  $x_i$  – змінні, які набувають числових значень, тобто  $x_i \in [\underline{x}_i, \overline{x}_i]$ , а вихідний параметр  $P_k \in [P_{kj}, \overline{P}_{kj}]$ , де  $j = 1, \dots, m$ . Потрібно за заданим вектором значень вхідних параметрів  $\underline{x}^* = (x_1^*, \dots, x_n^*)$  визначити розв'язок  $P_k$ . Знаходження значень  $D = \{d_1, \dots, d_m\}$  вихідного параметра  $P_k$  за заданим вектором значень вхідних параметрів  $\underline{x}^*$  і матрицею знань забезпечити можливість ідентифікувати оптимальність контактної натиску  $P_k = f(x_1^*, \dots, x_n^*)$ .

В якості базового візьмемо трамвай КТ4SU з пантографом КЕ 13. Максимальна швидкість відповідно [5] становить 65 км/год, саме низьке робоче положення пантографа КЕ 13 становить 740 мм, а робочий хід – 2300 мм [6], тоді як висота кузова 3110 мм [5]. За таких умов діапазон зміни висоти контактної провідності задаємо в межах 3850 мм...6150 мм. Приймаємо максимальну швидкість вітру 32 м/с. Задовільний натиск на контактний провід згідно [6] повинен становити  $7 \pm 4$  кГ. Діапазони зміни кожної з вхідних змінних та їх лінгвістичні оцінки запропоновані в табл. 1.

Задаємо рівні зміни натиску на контактний провід (терми):  $d_1$  – малий,  $d_2$  – нижче номінального,  $d_3$  – номінальний,  $d_4$  – вище номінального,  $d_5$  – великий. Наведені рівні  $d_j$  ( $j = \overline{1, 5}$ ) вважатимемо характеристиками натиску пантографом на контактний провід, а вихідним параметром розробленої моделі є зміна сили натиску, на основі якої здійснюється коригування натиску струмозмінальним пристроєм на контактний провід.

Залежно від поєднання вхідних змінних  $X_i$  ( $i = \overline{1, 5}$ ) змінюватимуться і терми вихідної змінної  $d_j$  ( $j = \overline{1, 5}$ ):  $d_j = f(x_i)$ , що дозволяє сформувати нечітку базу знань, представлену в табл. 2.



Таблиця 2

Нечітка база знань для системи нечіткого виведення

Номер вхідної комбінації значень	Вхідні параметри					Вихідний параметр Рк
	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>	x <sub>5</sub>	d
1 <sub>1</sub>	H	H	B	H	H	d <sub>1</sub>
1 <sub>2</sub>	H	H	T	H	H	
2 <sub>1</sub>	H	H	B	H	C	d <sub>2</sub>
2 <sub>2</sub>	H	H	T	C	H	
2 <sub>3</sub>	H	H	B	H	C	
2 <sub>4</sub>	H	H	T	H	BC	
3 <sub>1</sub>	C	C	T	C	BC	d <sub>3</sub>
3 <sub>2</sub>	C	C	X	C	BC	
3 <sub>3</sub>	C	C	T	H	BC	
4 <sub>1</sub>	C	B	X	B	BC	d <sub>4</sub>
4 <sub>2</sub>	C	C	X	C	B	
4 <sub>3</sub>	C	B	X	C	BC	
4 <sub>4</sub>	C	B	X	C	B	
5 <sub>1</sub>	B	B	H	B	B	d <sub>5</sub>
5 <sub>2</sub>	B	B	H	C	B	
5 <sub>3</sub>	B	B	X	B	B	
5 <sub>4</sub>	B	C	X	C	B	

Для нашої задачі та сформованої бази знань нечіткі терми представимо у вигляді логічних рівнянь:

$$\mu^{d_1}(d) = [(\mu^H(x_1) \cdot \mu^H(x_2) \cdot \mu^B(x_3) \cdot \mu^H(x_4) \cdot \mu^H(x_5)) \vee (\mu^H(x_1) \cdot \mu^H(x_2) \cdot \mu^T(x_3) \cdot \mu^H(x_4) \cdot \mu^H(x_5)))]; \quad (6)$$

$$\mu^{d_2}(d) = [(\mu^H(x_1) \cdot \mu^H(x_2) \cdot \mu^B(x_3) \cdot \mu^H(x_4) \cdot \mu^C(x_5)) \vee (\mu^H(x_1) \times \mu^H(x_2) \cdot \mu^T(x_3) \cdot \mu^C(x_4) \cdot \mu^H(x_5)) \vee (\mu^H(x_1) \cdot \mu^H(x_2) \cdot \mu^B(x_3) \times \mu^H(x_4) \cdot \mu^C(x_5)) \vee (\mu^H(x_1) \times \mu^H(x_2) \cdot \mu^T(x_3) \cdot \mu^H(x_4) \cdot \mu^{BC}(x_5)))]; \quad (7)$$

$$\mu^{d_3}(d) = [(\mu^C(x_1) \cdot \mu^C(x_2) \cdot \mu^T(x_3) \cdot \mu^C(x_4) \cdot \mu^{BC}(x_5)) \vee (\mu^C(x_1) \cdot \mu^C(x_2) \times \mu^X(x_3) \cdot \mu^C(x_4) \cdot \mu^{BC}(x_5)) \vee (\mu^C(x_1) \cdot \mu^C(x_2) \cdot \mu^T(x_3) \cdot \mu^H(x_4) \cdot \mu^{BC}(x_5)))]; \quad (8)$$

$$\mu^{d_4}(d) = [(\mu^C(x_1) \cdot \mu^B(x_2) \cdot \mu^X(x_3) \cdot \mu^B(x_4) \cdot \mu^{BC}(x_5)) \vee (\mu^C(x_1) \times \mu^C(x_2) \cdot \mu^X(x_3) \cdot \mu^C(x_4) \cdot \mu^B(x_5)) \vee (\mu^C(x_1) \cdot \mu^B(x_2) \times \mu^X(x_3) \times \mu^C(x_4) \cdot \mu^{BC}(x_5)) \vee (\mu^C(x_1) \cdot \mu^B(x_2) \cdot \mu^X(x_3) \cdot \mu^B(x_4) \cdot \mu^B(x_5)))]; \quad (9)$$

$$\mu^{d_5}(d) = [(\mu^B(x_1) \cdot \mu^B(x_2) \cdot \mu^H(x_3) \cdot \mu^B(x_4) \cdot \mu^B(x_5)) \vee (\mu^B(x_1) \times \mu^B(x_2) \cdot \mu^H(x_3) \cdot \mu^C(x_4) \cdot \mu^B(x_5)) \vee (\mu^B(x_1) \cdot \mu^B(x_2) \cdot \mu^X(x_3) \times \mu^B(x_4) \cdot \mu^B(x_5)) \vee (\mu^B(x_1) \cdot \mu^C(x_2) \cdot \mu^H(x_3) \cdot \mu^C(x_4) \cdot \mu^B(x_5)))]; \quad (10)$$

Для реалізації запропонованої моделі використано редактор системи нечіткого висновку FIS математичного пакету Matlab (рис. 1).

Для кожного значення вхідного параметра можна отримати конкретне зна-

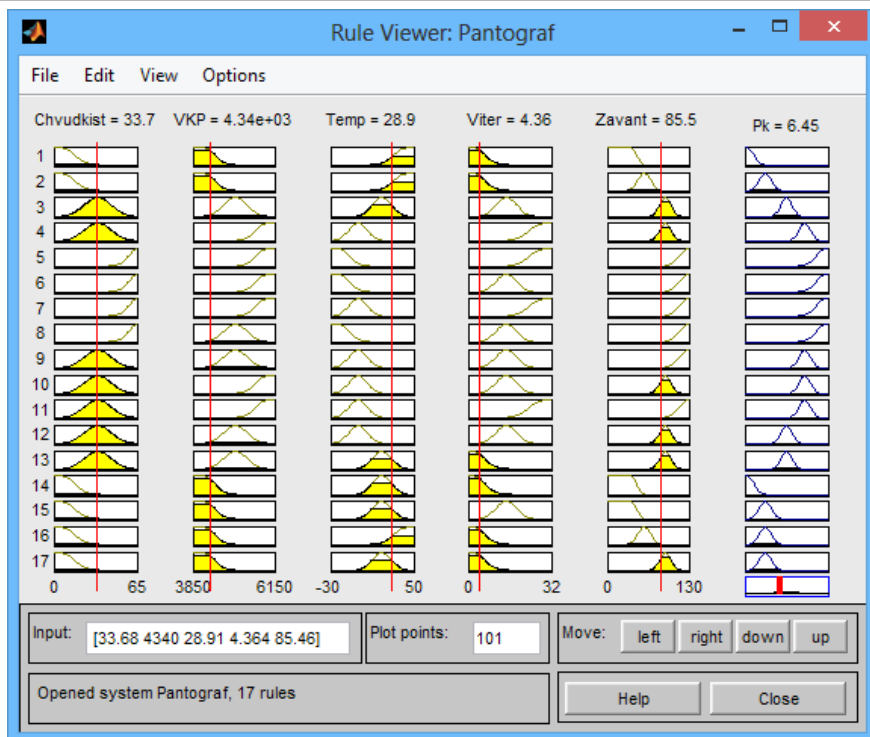


Рис. 1. Візуалізація результату нечіткого виведення

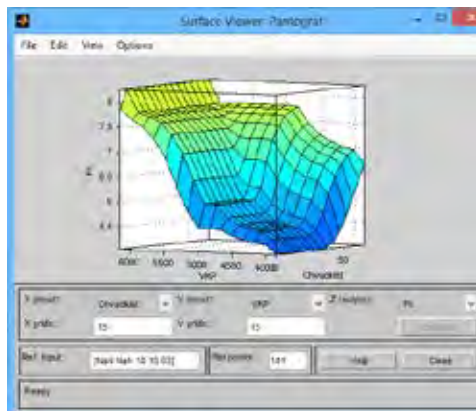


Рис. 2. Залежність  $P_k$  від висоти контактного проводу та швидкості руху вагону

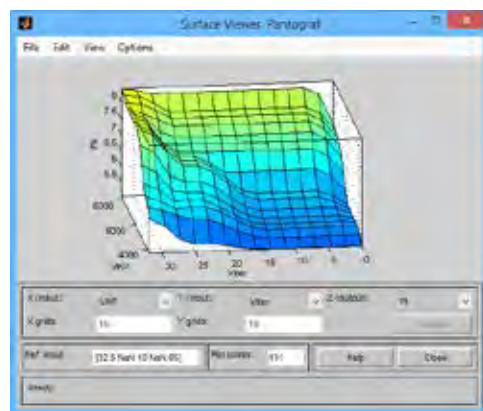


Рис. 3. Залежність  $P_k$  від висоти контактного проводу та швидкості вітру

чення контактної натиску. На рис. 2 – рис. 3 показані деякі залежності оптимально го натиску  $P_k$  від вхідних параметрів.

Для аналізу динаміки зміни  $P_k$  при русі вагону в програмному середовищі Simulink (Matlab) була розроблена модель, представлена на рис. 4. Результат моделю-

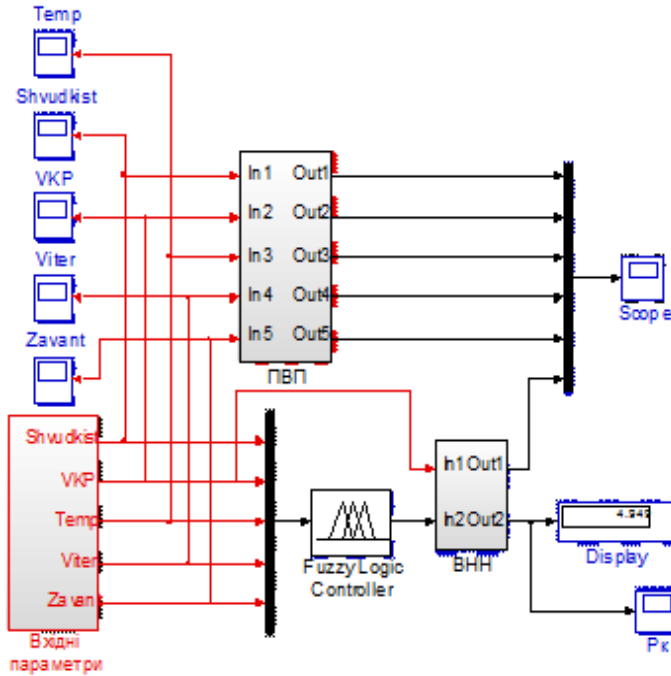


Рис. 4. Модель процесу струмоznімання в динамічному режимі

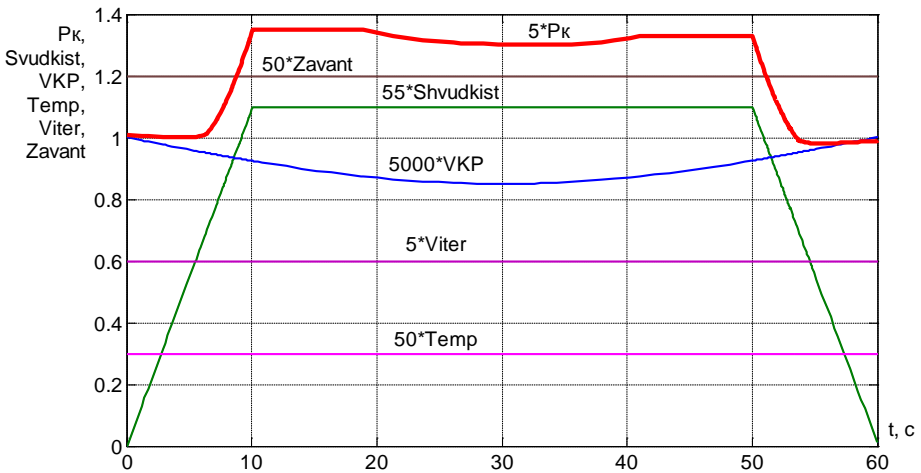


Рис. 5. Результат моделювання процесу струмоznімання

вання процесу струмоznімання при Shvudkist = 55 км/год, VKP = 5000 мм на початку і в кінці прольоту, Temp = 15 °C, Viter = 3 м/с та Zavant = 60 % поданий на рис. 5.

Як видно з рис. 6, максимальне значення  $P_{к,max} = 6,75$  Н, а мінімальне –  $P_{к,min} = 4,94$  Н, тоді середнє значення становитиме  $P_{к,ср} = 5,85$  Н. Можна визначити й відсоткову різницю зміни контактного натиску на прольоті відносно  $P_{к,ср}$ , що стано-

вистиме  $\Delta P_{к.(ср)} = 15,4\%$  та відносно  $P_{к.min} - \Delta P_{к.(min)} = 36,6\%$ . За таких умов регулювання контактної напруги забезпечуватиме надійне струмознімання та мінімальний знос контактної провідної лінії та самого пантографа.

**Висновки.** Досліджено процес струмознімання, в результаті чого виявлені причини, які погіршують даний процес, сформовані задачі для забезпечення оптимального процесу струмознімання. Розроблено математичну модель для визначення оптимальної напруги струмознімальним елементом на контактний провід та моделі для аналізу даного процесу в програмному середовищі Simulink (Matlab). Надалі потрібно синтезувати систему визначення контактної напруги та розробити пристрій для реалізації запропонованої ідеї.

### Література

1. Веклич В.Ф. Диагностирование технического состояния троллейбусов / В.Ф. Веклич. – М.: Транспорт, 1990. – 295 с.
2. Сидоров О.А. Расчет взаимодействия штангового токоприемника с жестким токопроводом / О.А. Сидоров, И.Л. Саля // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т.308. – №5. – С.165–168.
3. Корниенко В.В. Критерии качества токосъема, определяющие ресурсосбережение / В.В. Корниенко, И.В. Доманский // Залізничний транспорт України. – 2010. – №5. – С. 18–21.
4. Токосъем токоприемником железнодорожного электроподвижного состава. Показатели качества и методы их определения [Электронный ресурс] – Режим доступа до даних: [http://www.vniizht.ru/files/file\\_260/2012-09-06/The\\_Standard\\_of\\_use\\_of\\_current\\_collection\\_of\\_railway\\_electric\\_rolling-Quality\\_indicators\\_and\\_methods\\_for\\_determining-24\\_08\\_2012.pdf](http://www.vniizht.ru/files/file_260/2012-09-06/The_Standard_of_use_of_current_collection_of_railway_electric_rolling-Quality_indicators_and_methods_for_determining-24_08_2012.pdf).
5. KT4SU [Электронный ресурс] – Режим доступа до даних: <http://depo.vn.ua/content/kt4su>.
6. T4SU. Трамвайный вагон. Описание и инструкция по уходу за электрооборудованием. – пража: ČKD PRAHA, Závod trakce, 1977.

## МЕТОДИ ПЕРЕДАЧИ ДАННЫХ ПО ТЕХНОЛОГИИ LI-FI

### **Аннотация**

*В данной статье рассмотрены методы, которые обеспечивают высокую пропускную способность технологии беспроводной оптической передачи данных на основе светодиодов видимого излучения (технологии Li-Fi).*

**Ключевые слова:** беспроводные сети передачи данных / wireless local area network; коммуникационная линия в видимом свете / visible light communication; светодиоды / light-emitting diode.

Пропускная способность инновационной технологии беспроводной оптической передачи данных – VLC-технологии (Visible Light Communication – коммуникационная линия в видимом свете), использующей в качестве передатчика данных светодиоды видимого излучения, также известной как технология Li-Fi (аббревиатура из английских слов light и fidelity, которые означают свет и точность соответственно), сравнима с новейшими технологиями беспроводной радиочастотной передачи данных [4], чего удалось добиться благодаря использованию методов O-OFDM, QPSK при передаче сигнала матричным массивом светодиодов [2, 7]. Пропускная способность технологии Li-Fi на сегодня может достигать 96 Мбит/с по стандарту 802.15.7 [5] и 1 Гбит/с на практике [6].

Суть технологии состоит в том, что светодиоды в светодиодной лампе с модулятором, излучающие в видимой области спектра электромагнитных волн, одновременно с освещением помещения с максимально возможной для себя скоростью включаются и выключаются, что является формой передачи данных в двоичном коде [6, 7]. Максимальная скорость переключения светодиодов ограничивается способом их производства, который определяет их устойчивость к перегоранию. Методом оптического мультиплексирования с ортогональным частотным разделением каналов (O-OFDM – Optical orthogonal frequency-division multiplexing) с квадратурной фазовой манипуляцией (QPSK – Quadrature Phase Shift Keying), на световой поток излучаемый белыми светодиодами происходит наложение данных при помощи модуляций. На практике метод O-OFDM реализуется при помощи алгоритма быстрого вычисления преобразования Фурье (FFT – Fast Fourier transform), то есть дискретного преобразования Фурье.

При бинарном сигнале в канале с аддитивным белым гауссовским шумом (АБГШ) и высоком отношении сигнал/шум и использовании QPSK в сочетании с методом кодированного OFDM (COFMD – coded OFDM) вероятность ошибки на бит (BER – Bit Error Rate) может быть приблизительно оценена по формуле (1):

$$P_b = Q\left(\sqrt{\frac{2E_b}{N_0}}\right), \quad (1)$$

где

$$Q(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_x^{\infty} e^{-\frac{t^2}{2}} dt; \quad (2)$$

$E_b$  – величина энергии приходящаяся на один бит;  $N_0/2$  – спектральная плотность мощности (СПМ) шума (Вт/Гц);  $P_b$  – вероятность ошибки на 1 бит;  $Q(x)$  – функция ошибок (функция Лапласа), где  $x \geq 0$ .

COFDM в свою очередь подразумевает канальное кодирование методом прямой коррекции ошибок (FEC – Forward Error Correction). Опытным путем показано, что сеть Li-Fi, с использованием одного белого светодиода, позволяет передавать данные с вероятностью ошибки на бит  $2 \cdot 10^{-5}$  на расстоянии 90 см от передатчика до приёмника [3].

Модуляции светодиодной лампы будут восприниматься человеческим глазом как сплошной поток света, в связи с тем, что человеческий глаз воспринимает не более 100 мерцаний в секунду, а частота переключений бытового светодиода на одной частотной волне в среднем составляет 500 000 мерцаний в секунду [2].

Следует отметить, что вычислительные сети, построенные с использованием технологии беспроводной оптической передачи данных на основе светодиодов видимого излучения, пригодны для зон, чувствительных к радиоволнам, где радиопередачи могут вмешаться в производственный процесс. Она обладает высоким уровнем защищенности и надежности, её легко встроить в существующую инфраструктуру, её использование требует малой мощности, что удешевляет её эксплуатацию [1]. Рассматриваемая технология передачи данных имеет большие перспективы использования в системах регулирования дорожного трафика для передачи между автотранспортом или между автотранспортом и светофором, для передачи данных в авиационной, космической и медицинской отраслях, для коммуникации компьютерных, мобильных устройств между собой [1].

Таким образом, использование ранее известных методов мультиплексирования, кодирования, модуляции, таких как COFDM и QPSK возможно и в технологии Li-Fi, более того, их использование позволяет создавать высокоскоростные оптические локальные сети передачи данных.

### Список литературы:

1. Петрусь И.П. Перспективы развития беспроводных технологий передачи данных // Перспективы развития научных исследований в 21 веке: м-лы 3-й Международн. науч.-практ. конф., Махачкала, 31 октября, 2013 г. Махачкала: ООО «Апробация». 2013. С. 70-72. ISBN 978-5-906616-07-4.
2. Хаас Х. Беспроводная информация из каждой лампочки. URL: <http://www.ted.com/> (дата обращения: 30.10.2013).
3. Elgala H., Mesleh R., Haas H., Pricope B. OFDM visible light wireless communication based on white LEDs // Proc. 64th IEEE Veh. Technol. Conf., 2007. P. 2185–2189. ISSN 1550-2252.

4. IEEE 802.11. URL: <http://standards.ieee.org/about/get/802/802.11.html> (дата обращения: 30.10.2013).
5. IEEE 802.15.7. URL: <http://standards.ieee.org/findstds/standard/802.15.7-2011.html> (дата обращения: 30.10.2013).
6. Paraskevoudoulos A. Data are traveling by light. URL: <http://www.fraunhofer.de/en/press/research-news/2011/august/data-traveling.html> (дата обращения: 30.10.2013).
7. Povey G. What is Visible Light Communication? URL: <http://visiblelightcomm.com/what-is-visible-light-communication-vlc/> (дата обращения: 30.10.2013).

## **ОСНОВНІ АСПЕКТИ ПОБУДОВИ КОМП'ЮТЕРНОЇ СИСТЕМИ ДИСПЕТЧЕРСЬКОГО КЕРУВАННЯ ЗАЛІЗНИЧНИМ ТРАНСПОРТОМ**

*Загальний опис та аналіз завдань, що вирішує*

*комп'ютерна система диспетчерського керування залізничним транспортом  
та порівняння технологій для вирішення поставлених завдань.*

*Автоматизація/ Automation*

### **ВСТУП**

Будь-яка комп'ютерна система диспетчерського керування залізничним транспортом складається :

- польового обладнання, до якого входять датчики рахунку осей;
- автоматизованої системи, яка складається з контролерів, які виконують автоматичну обробку даних;
- локальної мережі яка з'єднує між собою пости електричної централізації та відповідає за обмін інформації між контролером та автоматизованим робочим місцем.
- Метою створення системи є збільшення продуктивності та ефективності роботи залізньо-дорожнього цеху з перевезення гірничої маси залізничним транспортом. Для того щоб досягти покращення даних показників потрібно вирішувати певне коло задач:
- візуалізації в реальному масштабі часу за допомогою сучасних технічних засобів обчислювальної та оргтехніки оперативної обстановки на гірському колі на основі автоматичного, напівавтоматичного та ручного збирання, накопичення та систематизації інформації про стан усіх його стаціонарних і мобільних об'єктів;
- скорочення інформації, що вводиться до системи вручну про хід технологічного процесу;
- організації перевезення гірничої маси за графіком руху, складеним автоматично на підставі змінних завдань (реалізується модулем оптимізації руху поїздів в режимі реального часу);
- оперативного коригування графіка перевезення за результатами роботи;
- організації більш ефективної оперативної взаємодії з суміжними цехами (рудоуправлінням, дробильною фабрикою, виробничим відділом комбінату);
- постійного оперативного контролю і аналізу основних виробничих та економічних показників роботи цеху, їх підсумкове накопичення та аналіз;
- звільнення диспетчера від ведення і обробки документації (графіків, журналів, формування зведень);

Слід враховувати, що технічні рішення і засоби для релейної централізації розроблялися в 1960 – 1980 роках і до теперішнього моменту явно застаріли. Реле як елементна база електричної централізації практично себе вичерпали. Спроби от-



римання нових якісних показників та розширення функцій релейної централізації ведуть до збільшення числа реле, споживаної електроенергії, витрат на технічне обслуговування, обсягів проектних і монтажних робіт. Тому доцільно використовувати в якості технічного засобу автоматизацію технологічних процесів управління рухом потягів на станціях, мікропроцесорну централізацію (МПЦ), успішно експлуатовану на закордонних залізницях.

Надалі релейна централізація не може охопити та вирішити поставлені задачі, але їх можливо досягти за рахунок модернізації існуючої системи у напрямку впровадження сучасних інформаційних технологій. Зокрема впровадження МПЦ, об'єднання залізничних станцій локальною мережею для швидкого обміну, накопичення та автоматичної обробки даних, які зчитуються з керуючих контролерів централізації. Також встановлення новітньої розробки – датчиків рахунку осей з допомогою яких відбувається автоматичним чином перевід стрілок та переключення світлофорів для забезпечення безпеки руху, збільшення швидкості передачі даних в десятки разів.

Порівняння Комп'ютерної системи ДИСПЕТЧЕРСЬКОГО КЕРУВАННЯ ЗАЛІЗНИЧНИМ ТРАНСПОРТОМ на основі реле та мікропроцесорної централізації

При релейній централізації, кожен вузол системи є автономним, тобто для того щоб диспетчер зібрати інформацію про оперативну обстановку на гірському колі потрібно користуючись телефонним зв'язком опитати всіх чергуючих по станціям та скласти вручну графік перевезення гірничої маси. В свою чергу черговому по станції для того щоб розподілити маршрути між рухомими одиницями потрібно постійно бути на зв'язку з іншими станціями та спостерігати за пересуванням електровозів з допомогою рацій. При створенні комп'ютерної системи диспетчерського керування значно полегшується виконання даних етапів роботи, так як датчики рахунку осей фіксуються пересування електровозів та передають сигнали до мікропроцесорів, які в свою чергу на основі даних сигналів складають варіанти маршрутів автоматично та пропонують для вибору черговому. При виборі маршруту в автоматичному режимі переводяться стрілки та вмикається потрібний колір світлофору для відображення потрібного маршруту, також ведеться спостереження за вагою, номером електровозу та кількістю думпкар. Весь процес фіксується та записується до бази даних та передається на сервер диспетчера, де вже в автоматичному режимі складається графік перевезення гірничої маси за певний період. Отже використання МПЦ дає ряд переваг :

1. Більш високий рівень надійності за рахунок дублювання багатьох вузлів, включаючи центральний процесор – ядро МПЦ і безперервного обміну інформацією між цим процесором і об'єктами управління та контролю (що також сприяє підвищенню рівня безпеки);

2. Можливість управління об'єктами багатьох станцій і перегонів з одного робочого місця;

3. Можливість централізованого та децентралізованого розміщення об'єктних контролерів для керування станційними і перегінними об'єктами.

4. Можливість реєстрації номерів поїздів, наступних по станціях і перегонах, а також всіх відмов об'єктів управління;

5. Значно менші габарити обладнання і, як наслідок, в 3 – 4 рази менший обсяг приміщень для його розміщення, що дозволяє замінювати застарілі системи централізації без будівництва нових постів;

6. Зручна технологія перевірки залежностей без монтажу макета за рахунок використання спеціалізованих налагоджувальних засобів;

7. Зниження експлуатаційних витрат за рахунок зменшення енергоємності системи, скорочення приблизно на порядок кількості електромагнітних реле й довжини внутрішньо постових кабелів, застосування сучасних не обслуговуваних джерел живлення, виключення з експлуатації громіздких пультів управління і маніпуляторів з великим числом рукояток і кнопок.

### **ВИСНОВКИ**

Отже, проаналізувавши переваги мікропроцесорної централізації було зроблено висновок, що агрегатний принцип побудови системи забезпечує високу уніфікацію технологічність в серійному виробництві, простоту зміни обсягу виконуваних функцій і конфігурацій, а функціональна і структурна децентралізація системи на основі локальної мережевої архітектури забезпечує її високу надійність, що є одним з найважливіших критеріїв будь-якої сучасної системи. І тому питання про виконання модернізації стає актуальним та необхідним для виконання за для забезпечення покращення показників як фізичних так і економічних.

### **ЛІТЕРАТУРА**

1. Втюрин В.А. Автоматизированные системы управления технологическими процессами. Основы АСУТП: Учебник для вузов\В.А. Втюрин – Санкт– Петербург: СГЛА им. С.М. Кирова, 2002. – 320 с.
2. Данько М. І. Мікропроцесорна диспетчерська централізація «КАСКАД»: Навч. посібник. \ М. І. Данько, В. І. Мойсеенко, В. З. Рахматов, В. І. Троценко, М. М. Чепцов: – Харків, 2005. – 176 с.

## **ВИКОРИСТАННЯ ПЛАТФОРМИ GOOGLE ANDROID В НАВЧАЛЬНОМУ ПРОЦЕСІ**

Сучасний стан суспільного життя, бізнесу і освіти характеризується широким використанням різноманітних засобів мобільного зв'язку. Така ситуація пояснюється тим, що функціональність смартфонів та персональних комунікаторів в багатьох випадках не поступається комп'ютерам середньої потужності.

В зв'язку з цим, актуальним є впровадження мобільних технологій в сучасну педагогічну практику, а також створення відповідної дидактичної і методичної бази. Ці питання в своїх працях досліджують Л.Е. Гризун, Н.В. Рашевська, С.О. Семеріков, Ю.В. Триус та інші. Зокрема, Ю.В. Триус відзначає, що використання мобільних технологій відкриває широкі можливості навчання для тих, хто живе у віддалених від освітніх центрів місцях, постійно подорожує і має труднощі в межах традиційного навчання. Можливість навчання в будь-яких умовах за вибором самої людини забезпечується, зокрема, за допомогою мобільного навчання [4, с. 285].

Система мобільного навчання – це сукупність дидактичних, технічних, інформаційних та організаційних підходів, що реалізують принципи відкритого дистанційної освіти. Вона складається з ряду підсистем, зокрема: підсистеми управління навчальним процесом, адміністративно-управлінської, технічної, інформаційної та інших [2, с. 116].

Засоби мобільного навчання можна класифікувати за функціями, які вони виконують: засоби для вивчення мобільного контенту; засоби мобільного спілкування з учнями; засоби мобільного контролю знань; засоби для формування навичок і вмінь; засоби підтримки мобільного навчання [2, с. 119].

В навчальному процесі можна використовувати різноманітні мобільні пристрої, зокрема: переносні комп'ютери, планшетні ПК, кишенькові комп'ютери, мобільні телефони, смартфони тощо. Разом із тим, на сьогодні не існує єдиного стандарту мобільних додатків, що стримує поширення мобільних технологій, оскільки практично кожний виробник надає власну операційну систему та мультимедійні додатки [3, с. 111].

Слід відзначити, що перспективним напрямом досліджень в сфері мобільного навчання є впровадження платформи Google Android, на якій базується значна частина сучасних мобільних пристроїв. Такі пристрої вже є у багатьох викладачів і студентів вищих навчальних закладів, тому їхнє активне використання в навчальному процесі є актуальним завданням.

Однією з головних переваг платформи Android є відкритість: операційна система Android побудована на основі відкритого вихідного коду і поширюється на вільній основі, що дозволяє розробникам отримати доступ до вихідного коду Android [1, с. 35].

Платформа Android представляє собою програмний стек операційної системи на основі Linux, призначений для управління пристроями, пам'яттю і процесами. Вона реалізує ідею адаптації програм загального призначення до мобільних пристроїв. Разом із тим, платформа є повноцінним фреймворком для локального комп'ютера. Google дозволяє писати для цього фреймворку програми з використанням вільної кросплатформної об'єктно-орієнтованої мови програмування Java, надаючи розробникам комплект інструментів під назвою Android SDK. В бібліотеках Android містяться функції, пов'язані з телефонією, відео, графікою, програмуванням інтерфейсів користувача і деякими іншими можливостями мобільного пристрою [5, с. 25].

На сьогоднішні вищі навчальні заклади здебільшого обладнані персональними комп'ютерами, об'єднаними між собою в локальні мережі і підключеними до мережі Інтернет. В зв'язку з цим, постає завдання створення програмних засобів, які надають студентам, викладачам і співробітникам можливість використовувати для доступу до інформації різні типи пристроїв. Окрім того, необхідні інструменти, які дозволяють підтримувати актуальний зв'язок між додатками, реалізованими на різних платформах. Розробка таких засобів дозволить значно підвищити мобільність викладача і студента в процесі реалізації завдань підготовки кваліфікованих фахівців.

#### **Література:**

1. Дейтел П. Android для программистов: создаём приложения / П. Дейтел, Х. Дейтел, Э. Дейтел, М. Моргано. – СПб.: Питер, 2013. – 560 с.
2. Калуга Т.А. Мобильное обучение в дистанционном образовании / Т.А. Калуга // Вісник ЛНУ імені Тараса Шевченка. – 2012. – №15 (250), Ч. II. – С. 113 – 124.
3. Семеріков С.О. Фундаменталізація навчання інформатичних дисциплін у вищій школі: монографія / С.О. Семеріков. – Кривий Ріг: Мінерал; К.: НПУ ім. М. П. Драгоманова, 2009. – 340 с.
4. Триус Ю.В. Організаційні та педагогічні аспекти розвитку і впровадження технологій мобільного навчання у вищій школі / Ю.В. Триус // VI міжнародна конференція „Нові інформаційні технології в освіті для всіх: навчальні середовища”: зб. наук. праць, 22-23.11.2011 р. / Міжнар. науково-навч. центр інформац. технологій та систем. – Київ, 2011. – С. 285-293.
5. Хашими С. Разработка приложений для Android / С. Хашими, С. Коматинени, Д. Маклин. – СПб.: Питер, 2011. – 736 с.

## **ОСОБЛИВОСТІ РОЗРОБКИ СУЧАСНИХ WEB-САЙТІВ**

На сьогодні мережа Інтернет сформувалася як важливий канал комунікацій і поширення різноманітної інформації. Можливості, які вона надає, широко використовуються для висвітлення діяльності державних органів і служб.

Найбільш популярним сервісом Інтернет є Word Wide Web, основним елементом якого є web-сайт – сукупність документів (web-сторінок) приватної особи або організації, об'єднаних під однією адресою в комп'ютерній мережі [1]. Створення web-сайтів наразі має масовий характер, тому дуже актуальним є питання їхньої якості. В мережі Інтернет представлено багато ресурсів різноманітного спрямування, отже для забезпечення відвідуваності сайту його розробники повинні приділити увагу інформаційному наповненню, дизайну, забезпеченню швидкої й безпомилкової роботи. Зазначене повною мірою стосується web-сайтів державних органів і служб, оскільки такі ресурси мають надавати повну інформацію, а також привертати увагу громадськості до актуальних проблем України.

Вітчизняні науковці активно досліджують проблеми сучасної web-розробки (проектування, формування структури та інформаційного наповнення сайтів, практичне використання і просування web-ресурсів тощо). Разом із тим, недостатньо дослідженим залишається питання обґрунтування рішень, прийнятих в процесі розробки web-ресурсу. Більшість сайтів розробляється суто емпірично, тобто приділяється недостатня увага етапу проектування, що знижує їхню якість, оскільки саме цей етап забезпечує чіткість, логічність і ефективність всіх виконуваних робіт.

Розробка Інтернет-ресурсу – тривалий і складний процес, який вимагає залучення кваліфікованих фахівців. Зокрема, І.В. Успенський виділяє такі основні етапи створення web-сайту [3]:

1. Визначення цілей і шляхів їх досягнення, проведення маркетингових досліджень, розробка плану необхідних заходів.
2. Реалізація web-сайту.
3. Проведення комплексу заходів щодо залучення відвідувачів на сервер.
4. Підведення підсумків на основі порівняння отриманих результатів із запланованими в розрізі встановлених критеріїв.

До сучасних сайтів пред'являється ряд вимог, дотримання яких дозволяє досягти високої відвідуваності: єдине зовнішнє оформлення; гнучка структура; наявність карти сайту; інтуїтивна зрозумілість навігації; мінімальні витрати на підтримку, адміністрування і розвиток; мінімальні вимоги до апаратно-програмного оснащення робочого місця; можливість відвідування сайту за допомогою будь-яких браузерів; підтримка засобів безпеки; можливість пошуку в обраних розділах або по сайту в цілому [2].

В процесі розробки сайту велике значення має проектування його логічної структури. Ефективна базова структура web-сайту сприяє його динамічному розвитку, забезпечує правильну індексацію пошуковими системами, а також легко піддається коректуванню.

З урахуванням розглянутих особливостей запропоновано розробити web-сайт аварійно-рятувального загону оперативно-рятувальної служби цивільного захисту ДСНС України (сміт Мирне, Мелітопольський район, Запорізька обл.), призначенням якого є всебічне висвітлення діяльності загону. Цільова аудиторія сайту: мешканці Запорізької області, а також будь-які інші громадяни України.

Основні вимоги до сайту: підкреслити галузеву приналежність сайту з використанням відповідних графічних елементів; сайт повинен коректно відображатися в популярних браузерях; забезпечити автоматичне масштабування сторінок залежно від ширини робочого поля браузера користувача.

Вимоги до структури сайту:

1. Обов'язкові html-сторінки: головна сторінка (новини оперативно-рятувальної служби); загальні відомості про загін; контактна інформація; напрями діяльності.

2. Навігація по сайту має бути забезпечена за допомогою горизонтального меню, яке відображається на всіх сторінках і дозволяє перейти до основних розділів ресурсу.

3. Для виконання операцій з налагодження розділів сайту треба створити адміністративну панель з можливістю віддаленого доступу.

Подальші дослідження доцільно проводити в напрямку поглиблення деталізації наведеного проекту, зокрема: уточнення вимог до інформаційного наповнення і навігації, вибору засобів зворотного зв'язку з відвідувачами.

### **Література:**

1. Информационно-аналитические понятия: Учебно-метод. пособие / Авторы-сост.: З.Н. Бетина, Д.А. Бетин. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2004. – 96 с.
2. Толузаков С.Г. Технология построения корпоративного Web-сайта / С.Г. Толузаков, Е.Н. Якунина // Вестник Томского государственного университета. – 2003. – № 280. – С. 328–334.
3. Успенский И.В. Энциклопедия Интернет-бизнеса. – СПб.: Питер, 2001. – 432 с.



**Кухарева И. Е.**

ассистент кафедры технологии металлов и материаловедения  
Харьковского национального  
автомобильно-дорожного университета  
Харьков, Украина

## ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ МИКРОТВЕРДОСТИ МАТЕРИАЛОВ РАЗНОЙ ПРИРОДЫ

***Аннотация.** Рассмотрены закономерности изменения величины микротвердости в зависимости от приложенной к индентору нагрузки для материалов различного происхождения.*

**Ключевые слова:** твердость / hardness, нагрузка / load, индентор / indenter, размерный эффект при индентировании / indentation size effect.

Определение микротвердости сегодня имеет глобальное значение. Этот простой и высокоточный метод исследования материалов зачастую является единственно применимым ввиду миниатюрности деталей, малой толщины покрытия или упрочненного слоя. На сегодняшний день нет методики сравнения значений микротвердости, полученных при разных нагрузках. Также как нет возможности сравнивать свойства материалов, полученные в разное время разными исследователями. Поэтому была поставлена задача исследовать математическую зависимость микротвердости разных по происхождению и назначению материалов от нагрузки. В качестве материалов для исследования были выбраны АРМКО-железо, слой материала, полученный газотермическим напылением, пластик и образец костной ткани лабораторной мыши.

Твердость оценивалась по стандартной методике, согласно ISO 6507-4:2005 (так называемая «поверхностная» микротвердость [1,2]) при нагрузке 0,05; 0,1; 0,3; 0,5; 1; 2 Н. Также рассчитывали объемную микротвердость в соответствии с [1,2].

Термины поверхностная и объемная твердость использованы в соответствии с определениями, предложенными в работе [2].

Исследования проводились на микротвердомере ПМТ-3.

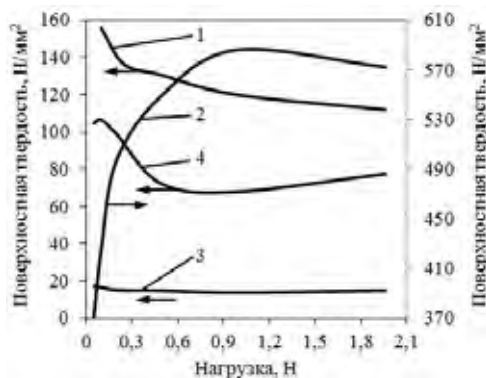


Рис. 1.

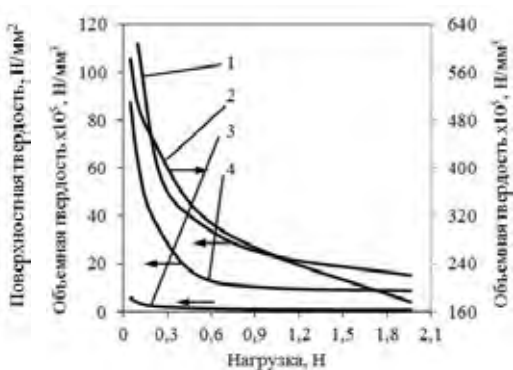


Рис. 2.

На рис. 1 приведены графики зависимости поверхностной твердости исследуемых материалов от приложенной к индентору нагрузки. Как видно из рисунка, вопреки существующему представлению о размерном эффекте при индентировании [2], твердость с увеличением нагрузки не убывает монотонно. Невозможно установить единую математическую зависимость значений твердости от нагрузки. Особенно отклонение от единого характера отмечают при малых нагрузках. При исследовании АРМКО-железа (1) отмечается падение твердости до нагрузки 5 Н, а при увеличении нагрузки до 20 Н – рост твердости. Характер кривой для образца наплавленного материала (2) вообще полностью противоречит теории о размерном эффекте: отмечается рост твердости с увеличением нагрузки. Для образца пластмассы (3) кривая твердости имеет убывающий характер в диапазоне 0,5 – 2 Н, а при нагрузке в 2 Н – наблюдается повышение. Для образца костной ткани (4) при нагрузке 0,05 – 0,1 Н твердость увеличивается, в диапазоне 0,1 – 0,7 Н наблюдается резкое снижение, а при нагрузке 2 Н – повышение.

Объяснить такое поведение кривых можно вынужденным нарушением условий испытаний – система нагружения твердомера ПМТ-3, к сожалению, не достаточно изолирована от толчков и вибрации во время нагружения и отвода индентора. Кроме того, как было показано в работах [3,4], при малых нагрузках (и высокой скорости деформации) на форму и размер отпечатка влияет скорость поворота рычага нагружения.

На рис. 2 приведены зависимости объемной твердости от нагрузки. Понятие объемной твердости возникло довольно давно [5], но ранее не получило широкого распространения. Как видно из рисунка, изменение объемной твердости с ростом нагрузки для всех материалов идентично и с высокой точностью (96–99,9 %) подчиняется степенному закону.

Закономерный характер изменения объемной твердости позволяет по нескольким точкам спрогнозировать величину микротвердости во всем интервале, а также при нагрузках, превышающих микродиапазон. Вид кривой согласуется с представлениями о размерном эффекте при оценке твердости, и таким образом, в большей степени соответствует современным представлениям об этом свойстве.



Таким образом, можно рекомендовать в тех случаях, когда необходимо сравнивать значения твердости, полученные в разных условиях, рассчитывать именно объемную твердость.

### **Литература**

1. Мощенок В. И. Модернизация определения твердости – массового неразрушающего метода контроля качества изделий / В. И. Мощенок, И. В. Дощечкина, И. Е. Кухарева // Труды 6-й национальной научно-технической конференции «Неразрушающий контроль и техническая диагностика. – Киев, 2009.
2. Мощенок В. И. Новые методы определения твердости материалов: монография / В. И. Мощенок. – 2-е изд. доп. и перераб. – Х.: ХНАДУ, 2013. – 324 с.
3. Мощенок В. И. Влияние различных факторов на погрешности измерения микротвердости аустенитной структурной составляющей стали 12Х18Н10Т / В. И. Мощенок, И. В. Дощечкина, И. Е. Кухарева, Т. С. Скобло., А. И. Сидашенко, М. В. Марченко, В. М. Власовец // Вестник ХНАДУ. – 2009. – Вып. 46. – С. 49–51.
4. Мощенок В. И. Влияние различных факторов на погрешности измерения микротвердости феррита АРМКО-железа / В. И. Мощенок, И. В. Дощечкина, И. Е. Кухарева, Т. С. Скобло, А. И. Сидашенко, В. М. Власовец, В. В. Мерчинский // Вестник ХНАДУ. – 2010. – Вып. 51. – С. 85–89.
5. О'Нейль Г. Твердость металлов и ее измерение: пер. с англ. / Г. О'Нейль. – М.-Л.: Металлургиздат. – 1940. – 376 с.

**Мельникова Юлія Олексіївна**  
студентка магістратури (V курсу)  
Факультет інформаційних технологій  
ДВНЗ «Криворізький національний університет»

## **МОДЕЛЬ WEB-ПОРТАЛУ ДЛЯ ДИСТАНЦІЙНОГО НАВЧАННЯ КУРСУ «ЗАХИСТ ІНФОРМАЦІЇ У КОМП'ЮТЕРНИХ СИСТЕМАХ» ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ КОМБІНОВАНИХ МЕТОДІВ ПЕРСОНІФІКАЦІЇ ОСОБИ**

**Ключові слова:** дистанційне навчання/ distance learning, online-тестування/  
online testing, web-портал/ web-portal.

### **Вступ**

Сьогодні дистанційна освіта перетворилася на невід'ємну складову частину освітньої системи розвинених країн світу. Термін «дистанційне навчання» говорить сам за себе – це навчання на відстані від навчального закладу. Багато університетів і учбових центрів як за кордоном, так і в Україні пропонують дистанційні курси як стандартну послугу, використовуючи вже накопичений значний досвід і в технологічній сфері і в області наповнення курсів різної тематики.

Основою створення web-порталу для дистанційної освіти є надання студентам рівних освітніх можливостей, а також підвищення якісного рівня освіти за рахунок активнішого використання наукового і освітнього потенціалу університету. Дистанційне навчання дозволить студенту отримати як базові, так і додаткові знання паралельно з його основною діяльністю.

Метою роботи є розробка та впровадження ефективної системи online-тестування навчальних досягнень з різних дисциплін та тестування на прикладі з однієї з провідних дисциплін Факультету інформаційних технологій Криворізького національного університету – «Захист інформації у комп'ютерних системах».

Для досягнення цієї мети в роботі потрібно:

- з'ясувати правила складання тестових завдань та специфіку створення комп'ютерних тестів;
- здійснити аналіз та порівняння існуючих Інтернет-ресурсів тестування навчальних досягнень;
- визначити основні вимоги до комп'ютерних систем тестування;
- розробити власну систему, впровадити її та окреслити перспективні напрямки вдосконалення.

Новизна роботи полягає в розробці нових методів тестування, доповнення відомих вимог до систем дистанційного тестування навчальних досягнень.

Для розробки web-порталу буде використано такі технології як: HTML та CSS для шаблону сайту та відкрита універсальна система керування вмістом Joomla . Для реалізації тестової системи було обрано одну із популярних скриптових мов програмування PHP. Дизайн сторінок втілюється за допомогою HTML та CSS. Інтерактивність здійснюється засобами JavaScript. Для зберігання тестів та

№	Назва тесту	Питань	Час
1	Основи систем захисту інформації у комп'ютерних системах (Частина 1)	13	0:09:00
2	Основи систем захисту інформації у комп'ютерних системах (Частина 2)	12	0:09:00
3	Концептуальні моделі організації систем захисту інформації в КСМ	12	0:09:00
4	Управління доступом та розмежування прав доступу до інформації	19	0:13:00

**Рисунок 1.** Вікно тестової системи з переліком назв тестів

інформації про користувачів використовується база даних MySQL. Серверною програмою є Apache.

Основні можливості системи для викладача

1) Створення та редагування тестів в режимі on-line. Підтримуються такі види тестових завдань: з вибором однієї правильної відповіді, з вибором декількох правильних відповідей, на встановлення відповідності, на встановлення правильної послідовності, відкритої форми з короткою відповіддю. Запитання можуть містити графічну, аудіо, відеоінформацію, вбудовані можливості додавання таблиць, спеціальних символів, математичних формул.

2) Створення віртуальних груп з числа зареєстрованих користувачів.

3) Призначення створених тестів тій чи іншій групі для контрольного тестування. При цьому для інших користувачів (анонімних чи зареєстрованих) тест залишається недоступним.

4) Призначення умов тестування (час проходження, бали, кількість питань, режим тестування).

5) Перегляд детальної статистики проходження тестів кожним студентом, який входить до створених груп.

Можливості для зареєстрованого студента

1) Можливість входити до системи під своїм реєстраційним ім'ям та паролем.

2) Проходження тестування із переглядом і збереженням результатів та статистики.

3) Проходження тестування на тестах відкритого доступу.

### Висновки

Із урахуванням сформульованих вимог до систем online-тестування, а також на основі вивченого досвіду роботи найбільш рейтингових та якісних Інтернет-ресурсів було створено систему віддаленого тестування та визначено перспективні напрями її вдосконалення.

Система буде впроваджена в Криворізькому національному університеті. Це, поряд із іншими формами контролю, позитивно впливатиме на хід навчання, суттєво підвищить його ефективність та забезпечить об'єктивність оцінювання знань.

**ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Болюбаш Я.Я., Булах І.Є., Мруга М.Р., Філончук І.В. Педагогічне оцінювання і тестування: правила, стандарти, відповідальність: наук. вид. / Я.Я.Болюбаш, І.Є.Булах, М.Р.Мруга, І.В.Філончук. – К.: Майстер-клас, 2007. – 272 с.
2. Захлюпаній В.М. Роль комп'ютерних технологій у вивченні потреб клієнтів загальноосвітнього навчального закладу. Інформаційно-методичний збірник. – Ірпінь, 2009. – 24 с.
3. Майоров А. Н. Теория и практика создания тестов для системы образования. (Как выбирать, создавать и использовать тесты для целей образования) / А. Н.Майоров. – М.: Интеллект-центр, 2002. – 296 с.
4. Тестові технологи у навчальному закладі: Метод, посібник/Л. І. Парашенко, В. Д. Леонський, Г. І. Леонська. — К.:ТОВ «Майстерня книги», 2006. – 217 с.
5. Холод Е.Г., Савчук Л.Н., Ризун Н.О., Ярмоленко Л.И. Инновационные технологии контроля знания студентов в высших учебных заведениях. – Вестник ХГТУ №1(7), 2000.

**Стародуб М. В., Шантырь С. В.**

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», факультет авиационных и космических систем

## **МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА С ЗАДАННОЙ СТРУКТУРОЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СПЕКТРОАНАЛИЗАТОРА МОДИФИЦИРОВАННЫМ КОВАРИАЦИОННЫМ МЕТОДОМ**

В данной работе разработана модель процесса с заданной структурой для исследования спектроанализатора, что реализован при помощи модифицированного ковариационного метода. Так же представлена модель процесса в виде суммы информативной составляющей сигнала гармонического вида, неинформативной составляющей сигнала гармонического вида и шумов составляющей распределенной по нормальному закону. Наиболее полно раскрыты алгоритмы моделирования этих составляющих.

Ключевые слова: Модель процесса/ process model, спектроанализатор/ spectrum analyzer, цифровые методы/ digital methods, анализ сигналов/ signal analysis, модифицированный ковариационный метод/ modified covariance method.

**Введение.** При решении современной задачи вибродиагностики традиционно используют преобразование Фурье, но оно не позволяет получить разрешение более чем шаг в сетке частот. Поэтому есть необходимость в исследовании применимости других методов анализа сигнала с помощью цифровых методов. Одним из таких методов является модифицированный ковариационный метод.

Для исследования спектроанализатора построенного на этом методе необходимо формировать тестовые сигналы с заданной структурой.

**Постановка задачи.** Разработка и исследование модели сигнала с заданной структурой для имитационных исследований спектроанализатора модифицированным ковариационным методом в режиме псевдореального времени.

**Модель процесса с заданной структурой.** Модель процесса с заданной структурой представим в виде:

$$x(t) = S_{ин}(t) + S_{ни}(t) + N(t)$$

где  $S_{ин}(t)$  - информативная составляющая сигнала гармонического вида,

$S_{ни}(t)$  - неинформативная составляющая гармонического вида,

$N(t)$  - шумовая составляющая распределенная по нормальному закону.

Моделирование гармонической составляющей осуществляется по рекуррентному алгоритму синтезу гармонического колебания, который имеет вид:

$$u_s[k] = cu_s[k-1] + su_c[k-1], \quad u_s[0] = 0,$$

$$u_c[k] = cu_c[k-1] - su_s[k-1], \quad u_c[0] = 1,$$

где  $s = \sin(2\pi f \Delta t)$ ;  $c = \cos(2\pi f \Delta t)$ ;

$f$  - частота гармонического колебания;

$\Delta t$  - период дискретизации.

Указанный рекуррентный алгоритм позволяет непрерывно одновременно вычислять значения синуса и косинуса используя минимум ресурсов компьютера.

Одни из способов формирования гауссова случайного процесса заключается в произведении двух независимых случайных величин, одна из которых имеет вероятностное распределение Релея, а другая распределена по закону арксинуса.

Тогда модель гауссова случайного процесса имеет вид:

$$\xi = \xi_R \xi_{AS},$$

где  $\xi_R$  - случайная величина распределенная за законом Релея, определяется по формуле  $\xi_R = \sigma \sqrt{-2 \ln(x_1)}$ ;

$\xi_{AS}$  - случайная величина распределенная по закону арксинуса и определяется по формуле  $\xi_{AS} = \sin(2\pi x_2)$ .

В свою очередь для формирования случайных величин распределенных по  $\xi_R$  и  $\xi_{AS}$  используются  $x_1$  и  $x_2$  – независимые случайные величины, что равномерно распределены на интервале (0;1). Их формирование происходит с использованием генератора псевдослучайной двоичной последовательности на сдвиговом регистре.

**Практическая реализация.** Выполнена разработка модели процесса с заданной структурой и осуществлено ее исследование на адекватность. Модель реализована в виде программного компонента в среде моделирования Delphi.

**Выводы.** Разработанная и исследованная модель случайного процесса с заданной структурой позволяет решать задачу исследования спектроанализатора модифицированным ковариационным методом как в реальном так и в псевдореальном масштабе времени.

### **Используемая литература**

1 Макс Ж. Методы и техника обработки сигналов при физических измерениях: в 2-х томах. Перю с франц. – М.:Мир, 1983. – Т.1.312 с.:ил.

**Марьина Н.Л.**

Кандидат технических наук, доцент, Балаковский институт техники, технологии и управления, г. Балаково, Россия

**Косырев С.П.**

Доктор технических наук, профессор, Балаковский институт техники, технологии и управления, г. Балаково, Россия

**Кудашева И.О.**

Кандидат технических наук, доцент, Балаковский институт техники, технологии и управления, г. Балаково, Россия

**Разуваев А.В.**

Доктор технических наук, профессор, Балаковский институт техники, технологии и управления, г. Балаково, Россия

## **РЕШЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ ПО МЕТОДУ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

**Ключевые слова/Keywords:** метод конечных элементов, контактирующие тела, перемещение узловых точек, контактный конечный элемент/ finite element method, the contacting bodies, moving the nodal points, the contact finite element.

Анализ существующих методик расчета и экспериментальных исследований разъемных подшипниковых узлов с плоскими и зубчатыми стыками, показал, что все они основаны на гипотезах плоскостности и спаянности стыка и имеют грубо ориентировочный характер. Эти методики не отражают физики процесса контактирования и не объясняют причины износа поверхностей разъема. В общем виде эта проблема должна решаться только при совместном рассмотрении взаимодействия всех элементов подшипникового узла (стержня и крышки шатуна, вкладыша и стягивающих их болтов) с учетом особенностей стыка. Представляется, что наиболее корректна она может быть решена на базе численных расчетов по методу конечных элементов.

Основная идея МКЭ сводится к замене реальной континуальной системы, имеющий бесконечное число степеней свободы, к совокупности элементарных подобластей (в общем случае различных геометрических форм) с конечным числом степеней свободы. В стержневых системах КЭ является стержень. В плоских задачах теории упругости – треугольник и четырехугольник. В трехмерных задачах в качестве КЭ прежде всего применяется тетраэдр или призма. На сегодняшний день МКЭ представляется единственным методом, индифферентным к геометрии, характеру краевых условий и внешним воздействием на область.

Теоретические основы МКЭ достаточно хорошо известны. В данной работе использована терминология и основные обозначения из работы [1].

В настоящее время появляется все больше информации о применении МКЭ к расчету упругих систем. Это задачи статической прочности конструкций, колебаний и устойчивости твердых деформируемых тел. Однако решению контактных задач посвящено сравнительно небольшое количество работ.



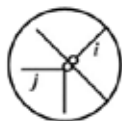
К наиболее значительным следует отнести исследование [2] общей постановки плоской контактной задачи, где каждое из контактирующих тел аппроксимируется ансамблем треугольных КЭ, имеющим сгущенную сетку в зоне соприкосновения. Неизвестными являются не только перемещения узловых точек, но и силы взаимодействия, возникающие на поверхности контакта, которое для каждого из тел равно по абсолютной величине, но противоположны по направлению. В случае превышения срезающей нагрузки (в некоторой зоне смежных элементов) произведения нормальной нагрузки на коэффициент трения в узлах соответствующих КЭ прикладываются тангенциальные усилия, равные силам трения. При решении предполагается, что узлы, принадлежащие поверхности одного из тел, не внедряются в другое тело. Процесс вычислений имеет дважды итерационную структуру. Вначале, при внешней нагрузке значительно меньшей, чем реально действующие, методом последовательных приближений определяется зона контакта и величины угловых сил на его поверхности. Затем указанные действия многократно повторяются при последовательно увеличиваемых значениях внешней нагрузки вплоть до действительных. Отличительной особенностью алгоритма является необязательность совпадения узловых точек различных тел при их контакте.

Несомненным достоинством описанной методики служит ее распространение на любой класс контактных задач.

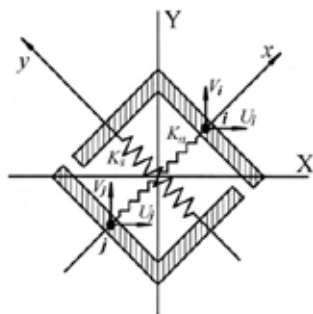
Если подразделить решение контактных задач по принципу подхода, то представляется, что исследование [2] ближе по постановке к классическим аналитическим методам теории упругости. К этому типу может быть отнесена и работа [3], которая использует МКЭ в решении осесимметричных контактных задач. В отличие от первой она несколько упрощена, но принципиально задачи идентичны. Начальный контакт предполагается по всей поверхности соприкосновения, а граничные узлы разных тел имеют одинаковые координаты.

Описанные решения [2, 3] обладают недостатками, свойственным аналитическим методам теории упругости. В них не учитывается физико-механическое состояние поверхностей. Коэффициент трения постоянен и не зависит от давления и параметров микрогеометрии.

Другой более наглядный и более эффективный прием для решения контактных задач обсуждается в [1]. Для описания области контакта здесь предполагается использовать специальный ККЭ. Такой элемент (рис.1) обладает свойствами трансверсальной изотропии, т.е. имеет различные упругие постоянные материалы во взаимно перпендикулярных направлениях. Варьируя значениями модулей упругости и коэффициентов Пуассона, при использовании ККЭ становится возможным моделировать процессы проскальзывания и раскрытия стыка. Описанные ККЭ впервые были использованы для расчетов напряженно – деформированного состояния составных поршней ДВС. Приведенные тестовые задачи показывают, что результаты численных расчетов даже при небольшом числе ККЭ хорошо согласуются с результатами аналитических и численных решений [3]. Принципиально, свойства поверхностного слоя (контактные жесткости в нормальном и тангенциальном направлениях) можно выразить через изменяемые упругие константы. Но для этого необходимо, чтобы толщина ККЭ колебалась от долей до десятков мкм, что примерно соответствует максимальной высоте микронеровностей ( $h_{max}$ ). Однако указанные вели-



а



б

$K_s$  – контактная жесткость в тангенциальном направлении;  
 $K_n$  – контактная жесткость в нормальном направлении

**Рис.1.** Контактный конечный элемент (а) и его механический аналог (б)

ны толщин приводят к появлению очень больших значений коэффициентов матрицы жесткости КЭ, а следовательно, к плохой обусловленности системы алгебраических уравнений [1]. Решение в этом случае становится невозможным.

В работе [1] для исследования железобетонной балки применяются (кроме континуальных треугольных элементов) специфические КЭ, выполняющие несколько функций. Они используются для аппроксимации связи арматуры и бетона, а также для моделирования развития трещин в последнем. Такой КЭ соединяет узловые точки континуальных КЭ, прилегающих к краям трещины. На рис.1 представлена его механическая интерпретация. Свойства КЭ выражаются здесь упругими характеристиками «пружин».

Изменяя эти характеристики, становится возможным произвести свободные перемещения краев раскрытой части трещины и учесть проскальзывание аппаратуры относительно бетона при больших деформациях сооружения. Направление «пружин» может быть произвольно ориентировано в пространстве.

Логическим продолжением работы [4] является исследование [5], где для анализа устойчивости горных пород с трещинами используется ККЭ, в котором вместо узловых связей предусма-

тривается связь, распределенная по всей контурной поверхности стыковки со смежными КЭ континуума.

Применение подобных ККЭ в решении задач стыковых соединений имеет ряд преимуществ:

- использование ККЭ позволяет сравнительно просто учесть реологические возможности «третьего тела», воспроизводящие шероховатые контактирующие поверхности – тангенциальную  $K_s$  и нормальную  $K_n$  контактные жесткости, а также коэффициент трения покоя;

- осуществить решение нелинейной задачи, обусловленной криволинейным законом изменения характеристик  $K_s$ ,  $K_n$  и  $f$  от давления и параметров шероховатости;

- учесть проскальзывание в соединении модификацией коэффициента тангенциальной контактной жесткости;

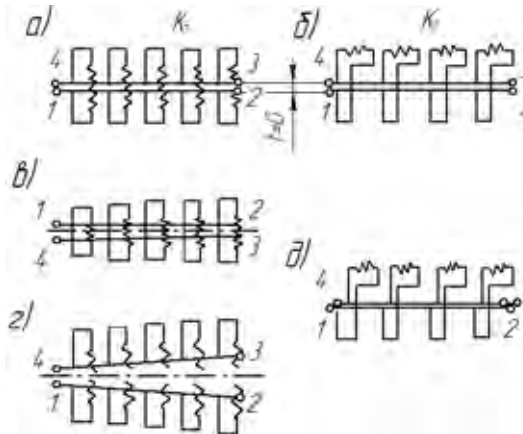
- в процессе решения задачи устанавливать возникновение раскрытия стыка;

- определять законы распределения нормальных и касательных контактных напряжений в стыке;

- объединить в численной методике понятия, которыми оперирует теория упругости и механика трения.



**Рис. 2.** Общий вид контактного конечного элемента в местной системе координат



**Рис. 3.** Механическая интерпретация работы ККЭ в нормальном и тангенциальном направлениях

- а), б) – исходное ненагруженное состояние;
- в) – сжатие в нормальном направлении;
- г) – растяжение в нормальном направлении;
- д) – смещение в тангенциальном направлении

смещение или проскальзывание (в зависимости от направления действия тангенциальной нагрузки, учитывается растяжением (сжатием) горизонтальных жесткостей (рис. 3, д).

Матрицу жесткости ККЭ получим, исходя из функционала потенциальной энергии ее деформации [5]

$$\Pi = \frac{1}{2} t \int_{-L/2}^{L/2} \{\Phi\}^T \{F\} dx \quad (1)$$

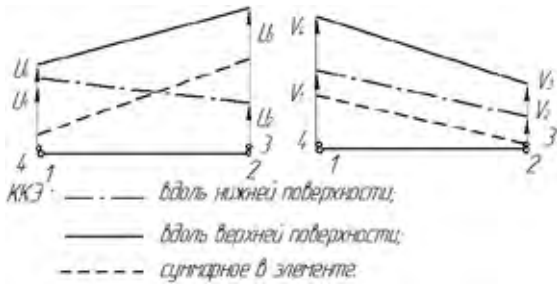
Здесь  $\{\Phi\} = \begin{Bmatrix} u^b - u^H \\ v^b - v^H \end{Bmatrix}$  – изменение полей перемещений в нормальном и тангенциальном направлениях вдоль верхней (b) и нижней (H) поверхностей ККЭ (рис. 4);

L и t – длина и толщина ККЭ;

Базируясь на аппроксимации континуальных тел ансамблем треугольных КЭ, примем для ККЭ (рис.2) линейный закон изменения поля перемещений по его длине.

Этот элемент имеет длину L, толщину t, равную меньшей из толщин соединяемых им треугольных элементов. Нулевая ширина обеспечивает тождественность координат каждой пары узловых точек (1, 4) и (2, 3) в ненагруженном состоянии.

Механический аналог ККЭ показан на рис. 3. Приложение сжимающей нагрузки вызывает взаимное проникновение поверхностей стыкуемых КЭ контактирующих тел (рис. 3, в). При растяжении эти поверхности расходятся (рис. 3, г). Предварительное смещение



**Рис. 4.** Изменение полей перемещений в нормальном  $u$  и в тангенциальном  $v$  направлениях по длине ККЭ

характеризующая жесткостные свойства ККЭ в нормальном ( $\Pi$ ) и тангенциальном ( $s$ ) направлениях.

В матричной форме записи изменения полей перемещений вдоль верхней и нижней поверхностей КЭ, выраженные через перемещения его узла, описываются зависимостями

$$\begin{Bmatrix} u^H \\ v^H \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 - (2x/L) & 0 & 1 + (2x/L) & 0 \\ 0 & 1 - (2x/L) & 0 & 1 + (2x/L) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ v_1 \\ v_2 \end{Bmatrix};$$

$$\begin{Bmatrix} u^B \\ v^B \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 + (2x/L) & 0 & 1 - (2x/L) & 0 \\ 0 & 1 + (2x/L) & 0 & 1 - (2x/L) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_3 \\ u_4 \\ v_3 \\ v_4 \end{Bmatrix};$$

Суммарные перемещения в контактном элементе

$$\{\Phi\} = \begin{Bmatrix} u^B - u^H \\ v^B - v^H \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} -A & 0 & -B & 0 & B & 0 & A & 0 \\ 0 & -A & 0 & -B & 0 & B & 0 & A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1, v_1, \\ u_2, v_2, \\ u_3, v_3, \\ u_4, v_4 \end{Bmatrix}^T$$

где  $A = 1 - (2x/L)$ ;  $B = 1 + (2x/L)$  или  $\{\Phi\} = \frac{1}{2} [D] \{q\}$ .

Выражение для функционала (19) можем записать в виде

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_{-L/2}^{L/2} \{\Phi\}^T [K] \{\Phi\} dx = \frac{1}{2} \int_{-L/2}^{L/2} \frac{1}{4} \{q\}^T [D]^T [K] [D] \{q\} dx.$$

Здесь

$$[D]^T [K] [D] = \begin{bmatrix} A^2 K_s & 0 & ABK_s & 0 & -ABK_s & 0 & -A^2 K_s & 0 \\ 0 & A^2 K_\Pi & 0 & ABK_\Pi & 0 & -ABK_\Pi & 0 & -A^2 K_\Pi \\ ABK_s & 0 & B^2 K_s & 0 & -B^2 K_s & 0 & -ABK_s & 0 \\ 0 & ABK_\Pi & 0 & B^2 K_\Pi & 0 & -B^2 K_\Pi & 0 & -ABK_\Pi \\ -ABK_s & 0 & -B^2 K_s & 0 & B^2 K_s & 0 & ABK_s & 0 \\ 0 & -ABK_\Pi & 0 & -B^2 K_\Pi & 0 & B^2 K_\Pi & 0 & ABK_\Pi \\ -A^2 K_s & 0 & -ABK_s & 0 & ABK_s & 0 & A^2 K_s & 0 \\ 0 & -A^2 K_\Pi & 0 & -ABK_\Pi & 0 & ABK_\Pi & 0 & A^2 K_\Pi \end{bmatrix} \quad (2)$$

$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_\Pi \end{Bmatrix}$  – вектор нормальных и тангенциальных сил, действующих на единицу длины ККЭ.

Вектор сил  $\{F\}$  может быть выражен через удельные контактные жесткости и перемещения  $\{\Phi\}$ , при этом

$$\{F\} = \begin{bmatrix} K_s & 0 \\ 0 & K_\Pi \end{bmatrix} \cdot \{\Phi\} = [K] \cdot \{\Phi\}$$

где  $[K]$  символом обозначена диагональная матрица, характеризующая жесткостные свойства ККЭ в нормальном ( $\Pi$ ) и тангенциальном ( $s$ ) направлениях.

Интегралы для  $A^2, B^2, AB$  имеют вид

$$\begin{cases} \int_{-L/2}^{L/2} \left[1 - \left(\frac{2x}{L}\right)^2\right] dx = \frac{4}{3}L \\ \int_{-L/2}^{L/2} \left[1 + \left(\frac{2x}{L}\right)^2\right] dx = \frac{4}{3}L \\ \int_{-L/2}^{L/2} \left[1 - \left(\frac{2x}{L}\right)^2\right] dx = \frac{2}{3}L \end{cases}$$

Используя полученные результаты и учитывая вариацию функционала, находим его значение

$$\Pi = \frac{1}{2} L \{q\}^2 [K]_1 \{q\},$$

где

$$[K]_1 = \frac{1}{6} \begin{bmatrix} 2K_s & 0 & K_s & 0 & -K_s & 0 & 2K_s & 0 \\ 0 & 2K_{\Pi} & 0 & K_{\Pi} & 0 & -K_{\Pi} & 0 & -2K_{\Pi} \\ K_s & 0 & 2K_s & 0 & -2K_s & 0 & -K_s & 0 \\ 0 & K_{\Pi} & 0 & 2K_{\Pi} & 0 & -2K_{\Pi} & 0 & -K_{\Pi} \\ -K_s & 0 & -2K_s & 0 & 2K_s & 0 & K_s & 0 \\ 0 & -K_{\Pi} & 0 & -2K_{\Pi} & 0 & 2K_{\Pi} & 0 & K_{\Pi} \\ 2K_s & 0 & -K_s & 0 & K_s & 0 & 2K_s & 0 \\ 0 & -2K_{\Pi} & 0 & -K_{\Pi} & 0 & K_{\Pi} & 0 & 2K_{\Pi} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Матрица  $[K]_1$  представляет собой матрицу жесткости ККЭ единичной длины и ширины в местной системе координат.

Последним этапом остается ориентация ККЭ на плоскости. Связь местной и общей системы координат нами осуществлена при помощи матриц поворота  $[T]$ .

Она имеет вид

$$[T] = \begin{bmatrix} N & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N & 0 & 0 \\ 0 & 0 & N & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N \end{bmatrix}, \text{ где } N = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix}$$

Используя эту матрицу, получено следующее выражение для матрицы жесткости ККЭ в общей системе координат

$$[K]_{\text{общ}} = [T]^T [K]_1 [T] = \begin{bmatrix} 2C & 2E & C & E & -C & -E & -2C & -2E \\ 2E & 2F & E & F & -E & -F & -2E & -2F \\ C & E & 2C & 2E & -2C & -2E & -C & -E \\ E & F & 2E & 2F & -2E & -2F & -E & -F \\ -C & -E & -2C & -2E & 2C & 2E & C & E \\ -E & -F & -2E & -2F & 2E & 2F & E & F \\ -2C & -2E & -C & -E & C & E & 2C & 2E \\ -2E & -2F & -E & -F & E & F & 2E & 2F \end{bmatrix}, \quad (4)$$

где

$$C = \frac{1}{6} (K_s \cos^2 \theta + K_{\Pi} \sin^2 \theta),$$

$$F = \frac{1}{6} (K_s \sin^2 \theta + K_{\Pi} \cos^2 \theta),$$

$$E = \frac{1}{12} (K_s - K_{\Pi}) \sin 2 \theta.$$

Произведение полученного выражения на площадь контактного элемента (t.L) дает возможность получить окончательное значение коэффициентов матрицы жесткости ККЭ, которое можно использовать при формировании общей системы уравнений.

### Выводы

Принципиальные свойства поверхностного слоя можно выразить через изменяемые упругие константы (модули упругости E и коэффициенты Пуассона), для чего необходимо, чтобы толщины ККЭ колебались от долей до десятков мкм. В противном случае появляются очень большие значения коэффициентов матрицы жесткости КЭ, и решение задачи становится невозможным.

В местной системе координат для ККЭ принимается линейный закон изменения поля перемещений по его длине. Механический аналог ККЭ в нормальном и тангенциальном направлениях представляется упругими характеристиками «пружин», изменением которых можно провести свободные перемещения краев раскрытой части трещины. Направление «пружин» может быть произвольно ориентированно в пространстве через матрицу контактной жесткости.

Контактные жесткости в нормальном и тангенциальном направлениях определяются через матрицу жесткости ККЭ, которые получаются исходя из функционала потенциальной энергии ее деформации. Методика в матричной форме включает записи изменения полей перемещений вдоль верхней и нижней поверхностей КЭ, выраженные через перемещение его узла. Произведение матрицы жесткости ККЭ в общей системе координат на площадь контактного элемента дает возможность получить окончательное значение коэффициентов матрицы жесткости ККЭ, которое можно использовать при формулировании общей системы уравнений.

### Литература

1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике/ О. Зенкевич. – М: Мир, 1975. – 542с.
2. Chan S.K. A finite element method of contact problem of solid bodies/ Part I and II/ S.K.Chan, J.S.Tube. – 7. – 1971, vol 13, p.113.
3. Satoshi O., Sinite element analysis of reinforced problems/ о.Satoshi, – Bull of the J.S.M.E. – vol 16. – №95, may. – 1973.- P.74-83.
4. Ngo D. Finite element analysis of reinforced concrete beams/ D.Ngo, A.C.Scordelis/ Journal of American Concerte Institute, vol 64 №3 – March. – 1967. – P.112-126.
5. Goodman B.E. A model for the Mechanics of Jointed Rock/ B.E.Goodman, R.L.Taubor, T. Brekke. Proc.Am.Soc.Civ.Eng.- 94, SM3m – 1968. – P.314-328.

ПОД- СЕКЦИЯ 7. Ремонт и реконструкция.

**Баранник В. І.**

Дніпропетровський державний аграрний університет, магістрант кафедри  
«Надійність та ремонт машин»

**Мельянцов П.Т.**

кандидат технічних наук, доцент, Дніпропетровський державний аграрний  
університет, доцент кафедри «Надійність та ремонт машин»

## **ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДОВГОВІЧНОСТІ ВІДРЕМОНТОВАНИХ НАСОСІВ МОДИФІКАЦІЇ НШ-К**

**Ключові слова:** шестеренний насос, довговічність, ресурс, коефіцієнт подачі

**Keywords:** gear pumps, durability, resource rate feed

На сьогоднішній день значна кількість мобільних машин сільськогосподарського призначення оснащена гідравлічними системами, які значно підвищують технічний рівень машин, збільшують їх продуктивність за рахунок механізації робіт, покращують умови роботи водія та ін. Однією із основних складових гідравлічної системи являються гідравлічні насоси шестеренного типу. При цьому найбільш ширше застосування знайшли насоси модифікації НШ-К, що обумовлюється їх експлуатаційною довговічністю, яка вигідно відрізняється від довговічності насосів модифікації НШ-У. Такий стан справи характеризується конструктивними особливостями насосів модифікації НШ-К до яких можна віднести: наявність в качаючому вузлі (КВ) систем компенсації радіального та торцевого зазорів; більшу жорсткість вихідного валу за рахунок виходу його шліцьової частини через корпус, а не кришку та ін.

Разом з тим експлуатаційна практика показує, що на долю насосів модифікації НШ-К припадає близько 22-26 % від загальної кількості відмов. Як правило усунення відмови характеризується простоюванням мобільної машини, втратами робочої рідини, витратами на покупку нового насоса або його ремонт.

При цьому аналіз даних спостережень за тракторами в експлуатаційних умовах та аналіз причин відмов свідчать, що до основних причин, які обумовлюють втрату роботоздатного стану насоса слід віднести: порушенням технології виготовлення (відновлення) деталей, застосування способів відновлення деталей, які не забезпечують відповідні фізико-механічні властивості робочих поверхонь деталей, проведення обкатки та випробування насоса не в відповідності до технічних умов.

Більш детальний аналіз показників надійності насосів модифікації НШ-К показав, що втрата роботоздатності насосів обумовлюється зміною технічного стану деталей спряжень качаючого вузла: «підшипникова обойма – цапфа шестерні», «підтискна обойма – цапфа шестерні», «платик – торець зуба», та інші.

Для відновлення їх роботоздатності на спеціалізованих підприємствах застосовують різні технології, якими передбачається відновлення розмірного ланцюгу в спряженнях качаючого вузла. Це підтверджує також і проведений аналіз існуючих методів і способів ремонту насосів модифікації НШ-К [1].

При цьому характерною особливістю реалізованих способів ремонту є те, що для відновлення шестерень качаючого вузла на ремонтних підприємствах, застосовують спосіб ремонтних розмірів. Шестерні відновлюють шліфуванням поверхонь, що зношуються (цапфи шестерні, торцева частина зуба, по діаметру зубів) до ремонтного розміру. А поверхні деталей, що працюють з ними в sprzęженні, відновлюють нарощенням шару металу або виготовленням ремонтних деталей.

Таким чином можна висунути припущення, що якість ремонту насосів та їх довговічність буде залежати від точності механічної обробки деталей, які відновлюються способом ремонтних розмірів, а також від якості нанесення покриттів та їх механічного оброблення.

Такий стан справ обумовлюється також тим, що неточне механічне оброблення шестерень призводить до зниження коефіцієнта подачі насосу, а значить може призвести до вибраковки комплекту шестерень, якщо в одній із шестерень, що йдуть в парі «прослаблено» розмір.

В зв'язку з цим розглянемо взаємозв'язок між геометричними розмірами шестерні, які закладаються при їх механічному обробленні під ремонтний розмір, і післяремонтним технічним ресурсом насоса, тобто його довговічністю.

Вирішення цього питання дозволить визначити ресурс насосу (його довговічність) в залежності від отриманих розмірів шестерні.

Для визначення взаємозв'язку між геометричними розмірами шестерень, які оброблюються під заданий ремонтний розмір та технічним ресурсом відремонтованого насосу, необхідно задатися наступними умовами: відновленні поверхні деталей качаючого вузла забезпечують розмірний ланцюг в sprzęженнях, згідно технічних вимог; показники зносостійкості з'єднань такі ж, як і в новому насосі.

Механічне оброблення шестерень під ремонтний розмір характеризується зменшенням діаметра кола вершин зубів і ширини шестерень, що призводить до зменшення теоретичної подачі відремонтованого насосу.

В залежності від типу трактору та його гідравлічної системи існує найменше граничне значення подачі, після досягнення якої подальша експлуатація гідронасоса недоцільна. Тоді, як для нового, так і для відремонтованого насосу ці значення будуть граничними, які можна представити в слідую чому вигляді.

$$q_{t\text{гран.}} = q_t \cdot K_{Q\text{гран.}} = q_{t\text{р}} \cdot K_{Q\text{р.гран.}} \quad (1)$$

де  $q_{t\text{гран.}}$  – граничне значення подачі нового насоса за один оберт шестерні, см<sup>3</sup>/об.;

$q_t$  – теоретичне значення подачі нового насоса за один оберт шестерні, см<sup>3</sup>/об.;

$q_{t\text{р}}$  – теоретичне значення подачі відремонтованого насоса за один оберт шестерні, см<sup>3</sup>/об.;

$K_{Q\text{гран.}}$  – граничні значення коефіцієнта подачі нового насосу, (згідно [2]  $K_{Q\text{гран.}} = 0,65$ ) при досягненні цього значення насос відправляється на ремонт;

$K_{Q\text{р.гран.}}$  – граничні значення коефіцієнта подачі відремонтованого насоса, при досягненні якого він направляється до ремонту.

Теоретичне значення подачі як відремонтованого, так і нового насоса визначають за формулою:



$$q_{tp} = 2\pi B_p \left( R_{cp}^2 - r^2 - K \frac{t_0^2}{12} \right), \quad (2)$$

де  $B_p$  – ширина шестерні ремонтного розміру, см;

$R_{c.p}$  – радіус кола головок шестерні ремонтного розміру, см;

$r$  – початковий радіус кола головок шестерні, см;

$K$  – коефіцієнт, який залежить від перекриття;

$t_0$  – основний крок, см.

Виходячи із виразу (1) знайдемо значення  $K_{Qp.гран.}$ :

$$K_{Qp.гран.} = \frac{q_t}{q_{tp}} \cdot K_{Qгран.}, \quad (3)$$

Із виразу (3) видно, що  $K_{Qp.гран.} > K_{Qгран.}$ , звідки слідує, що ресурс буде менше нового за умови однакових питомих витрат коефіцієнта подачі на одиницю технічного ресурсу. Прийнявши це до уваги можна записати:

$$\frac{K_Q - K_{Qгран.}}{T} = \frac{K_{Qp} - K_{Qp.гран.}}{T_p} \quad (4)$$

Де  $K_Q$  – коефіцієнт подачі нового насоса;

$K_{Qp}$  – коефіцієнт подачі відремontованого насоса, (значення якого повинно бути не менше 0,90);

$T, T_p$  – відповідно технічний ресурс нового і відремontованого насосів.

Звідси технічний ресурс відремontованого насоса можна визначити за формулою:

$$T_p = \frac{K_{Qp} - K_{Qp.гран.}}{K_Q - K_{Qгран.}} \cdot T, \quad (5)$$

Проведемо заміну в виразі (5) значення  $K_{Qp.гран.}$  за виразом

(3) і підставимо числові значення коефіцієнтів  $K_Q$  та  $K_{Qгран.}$  і отримаємо величину технічного ресурсу відремontованого насоса від ресурсу нового:

$$T_p = \left( 4,18 - 3,18 \frac{q_t}{q_{tp}} \right) \cdot T, \quad (6)$$

Аналіз виразу (6) показує, що технічний ресурс відремontованого насоса в значній мірі буде функціонально залежати від значення  $q_{tp}$ , яке в свою чергу може бути визначено за формулою (2).

Отже, якщо нам відомі функціональний взаємозв'язок між геометричними розмірами шестерень (ширина шестерні, радіус кола головок, початковий радіус

**Таблиця 1**

Геометричні розміри шестерень качаючого вузла насоса

Технічний стан насоса	Радіус кола головок зуба ( $R_{c,p}$ ), мм	Радіус початкового кола ( $r_r$ ), мм	Ширина зуба ( $B_p, B_r$ ), мм
	Насос НШ-50-3А		
Номінальний	29,9	24,7	31,0
Ремонтний Р1	29,85	24,7	30,82
Ремонтний Р2	29,8	24,7	30,62
	Насос НШ-32-3А		
Номінальний	29,9	24,7	19,85
Ремонтний Р1	29,85	24,7	19,62
Ремонтний Р2	29,8	24,7	19,42

**Таблиця 2**

Результати розрахунку функціонального взаємозв'язку між геометричними розмірами шестерні, теоретичною подачею та технічним ресурсом

Технічний стан насоса	Геометричні параметри		Теоретична подача насоса ( $q_T$ ), см <sup>3</sup>	Технічний ресурс, год
	Ширина шестерні, мм	Діаметр шестерні, мм		
Новий насос НШ-32-3А	19,85	59,8	32,0	3500
Ремонтний насос (ремонт Р1)	19,62	59,7	31,35	3260
Ремонтний насос (ремонт Р2)	19,42	59,6	30,72	3030
Новий насос НШ-50-3А	31	59,8	50,0	3500
Ремонтний насос (ремонт Р1)	30,82	59,7	49,24	3325
Ремонтний насос (ремонт Р2)	30,62	59,6	48,45	3140

кола) і теоретичне значення подачі відремонтованого насоса за оберт шестерні ( $q_{TP}$ ), то ми зможемо визначити і технічний ресурс насоса (його довговічність), застосувавши вираз (6).

Враховуючи те, що в процесі ремонту шестерні шліфуються під відповідний ремонтний розмір, розглянемо, як буде змінюватися технічний ресурс відремонтованого насоса в залежності від того, під який ремонтний розмір шліфується шестерня качаючого вузла. Геометричні розміри шестерень приведені в табл.1.

Використовуючи вище наведені значення параметрів розмірів шестерні виконаємо розрахунки по визначенню теоретичної подачі та післяремонтного ресурсу відремонтованих насосів. Результати розрахунків представлені в табл. 2.

Детальний аналіз отриманих теоретичних результатів показує, що при механічному обробленні шестерні під другий ремонтний розмір, якому відповідає теоретичне значення подачі насосу НШ-32 ( $q_T = 30,72 \text{ см}^3$ ), технічний ресурс насоса

зменшується на 10...12 % від ресурсу нового насосу, а для насосу НШ-50 (другого ремонтного розміру) він зменшується на 9-10 %.

Проведені дослідження дають можливість зробити наступні висновки:

1. Отримані результати теоретичних досліджень показують, що відхилення геометричних розмірів шестерні від номінальних значень в результаті механічної обробки в сторону зменшення обумовлюють зниження вихідних функціональних параметрів насосу, а також зменшення його довговічності.

2. Проведені теоретичні дослідження по виявленню взаємозв'язку між геометричними розмірами деталей качаючого вузла насосу і його технічним ресурсом, дозволяють визначити залишковий ресурс насосу і планувати проведення його заміни, а також забезпечувати необхідну кількість насосів на складі.

### **Література**

1. Черкун В. Е. Ремонт тракторных гидравлических систем 2-е изд., перер. и доп. – М.: Колос, 1984. – 256 с.
2. Ачкасов К. А., Вегера В. П. Справочник начинающего слесаря: Ремонт, регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов, автомобилей, комбайнов – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1987. – 352 с.

**Єрмолович С. О.**

Дніпропетровський державний аграрний університет, магістрант кафедри  
«Надійність та ремонт машин»

**Мельянцов П.Т.**

кандидат технічних наук, доцент, Дніпропетровський державний аграрний  
університет, доцент кафедри «Надійність та ремонт машин»

## **ПІДВИЩЕННЯ РЕМОНТОПРИДАТНОСТІ АГРЕГАТИВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ ДЛЯ УМОВ СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ РЕМОНТНИХ ПІДПРИЄМСТВ**

**Ключові слова:** гідропривід трансмісії, роботоздатний стан, ремонтпридатність  
**Keywords:** hydraulic transmission, hard-working condition, maintainability

Гідравлічні трансмісії мобільних машин (ГСТ-90, ГСТ-112), як і більшість сучасних технічних систем з тривалим терміном експлуатації являються відновлювальними. Їх технічний стан в процесі експлуатації підтримується проведенням комплексу робіт профілактичного і відновлювального характеру, які характеризуються значними витратами праці та матеріальних ресурсів. Як правило ці витрати за час експлуатації трансмісії значно перевищують відповідні витрати на її виготовлення.

Таким чином однією з основних вимог до гідравлічної трансмісії являється пристосованість її конструкції до робіт, які проводяться з метою підтримання і відновлення робото здатного стану в процесі експлуатації. В відповідності до планово-запобіжної системи технічного обслуговування та ремонту машин сукупність робіт по підтриманню та відновленню роботоздатного стану трансмісії та її ресурсу ділиться на технічне обслуговування та ремонт.

Пристосованість гідравлічної трансмісії до проведення робіт з метою підтримання і відновлення роботоздатного стану і ресурсу прийнято називати ремонтпридатністю. При цьому властивості ремонтпридатності закладаються і забезпечуються при їх конструюванні та виготовленні.

Для ефективного керування властивостями ремонтпридатності гідравлічної трансмісії при проведенні технічного обслуговування і ремонту необхідно знати фактори, які на них впливають і можуть бути як кількісними так і якісними. Успішне рішення даної задачі – визначення показників ремонтпридатності при технічному обслуговуванні (ТО) і ремонті трансмісії – можливе при виявленні виду зв'язку між характеристиками ремонтпридатності і характеристиками факторів, які на неї впливають. Звичайно вся різноманітність показників ремонтпридатності ділиться на дві групи: основні (нормовані) і додаткові (ненормовані) показники.

В практиці проектування і експлуатації гідравлічних систем накопичено значний досвід в створенні конструкцій, які мають високий рівень технологічності при ТО і ремонті. Характерними признаками таких конструкцій являється блочний характер виконання, доступність для обслуговування і контролю технічного стану, довговічність конструктивних елементів, пристосованість конструкції в цілому і

окремих її елементів до відновлення роботоздатності [1]. При цьому по відношенню до гідравлічної трансмісії, яка включає в себе аксіально-плунжерні агрегати, дане питання розглянуто не достатньо повно на що вказують існуючі технологічні процеси з ТО та ремонту трансмісії та їх матеріально-технічне забезпечення [2].

В зв'язку з цим питання дослідження ремонтпридатності гідравлічної трансмісії (ГСТ-90, ГСТ-112) мобільних машин являється актуальним і потребує детального розгляду.

Являється явним, що для зниження трудомісткості ремонту агрегатів трансмісії необхідно виявляти резерви зменшення затрат праці на основних операціях технологічного процесу, які являються найбільш трудомісткими. До них відносяться операції з передремонтного діагностування, розбирально-складальні, з відновлення деталей, обкатки та випробування. Передбачається впровадження передремонтного діагностування агрегатів в дві стадії (комплексне) опресуванням агрегатів з послідуною їх перевіркою на стенді, що дає можливість уникнути необґрунтованих розбирань для агрегатів, які в справному стані поступили до ремонту (близько 10%). Зниження трудомісткості розбирально-складальних робіт передбачається за рахунок розроблення конструкції стенда, яка забезпечує збільшення продуктивності робіт (до 15 %) і незначний відсоток пошкодження деталей. Близько 50 % деталей качаючих вузлів агрегатів відновлюється притиранням робочих поверхонь на притирочних плитах з застосуванням притирочних паст. Зниження трудомісткості даних робіт (до 20 %) забезпечується механізацією обертання деталі та притирочного столу одночасно в розробленій конструкції стенду. Впровадження в конструкції стенду для обкатки системи заправки агрегатів значно скорочує час підготовки агрегатів для їх випробування.

Отже до основних напрямків підвищення ремонтпридатності агрегатів гідравлічних трансмісій для умов спеціалізованих ремонтних підприємств слід віднести впровадження передремонтного діагностування, а також забезпечення механізації розбирально-складальних робіт та робіт пов'язаних з відновленням деталей і випробуванням агрегатів.

### **Список літератури**

1. Надежность гидравлических систем воздушных судов/Т. М. Башта, В. Д. Бабанская, Ю. С. Головки и др. Под ред. Т. М. Башты. – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
2. Кириллов Ю. И. Эксплуатация и ремонт объемного гидропривода / Ю. И. Кириллов, Ф. А. Каулин, А. Н. Хмелевой. – М.: Агропромиздат, 1987 – 80 с.

**Григор'єв О.С.**

Дніпропетровський державний аграрний університет, магістрант кафедри  
«Надійність та ремонт машин»

**Мельянцов П.Т.**

кандидат технічних наук, доцент, Дніпропетровський державний аграрний  
університет, доцент кафедри «Надійність та ремонт машин»

## **ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ АГРЕГАТІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСМІСІЙ МОБІЛЬНИХ МАШИН**

Широке застосування гідравлічних трансмісій (ГСТ-90, ГСТ-112, «Sauer», та ін.) в мобільних машинах сільськогосподарського призначення обумовлюється рядом їх переваг в порівнянні з механічними приводами. Їх реалізація дозволяє підвищити змінну продуктивність, зменшити витрати палива, покращити умови роботи оператора, та ін.

Разом з тим аналіз даних експлуатаційних випробувань гідроприводів та причин їх відмов свідчать, що конструктивні, ремонтно-технологічні та експлуатаційні фактори визивають відповідно – 27 %, 26 % і 47 % відказів [1]. При цьому відмічається, що по мірі доведення конструкції гідроагрегатів, вдосконалення умов технології і організації їх виробництва доля відказів, які визвані експлуатаційними факторами збільшується. Таким чином можна стверджувати, що надійність гідроагрегатів слід підвищувати на всіх стадіях: при проектуванні, виготовленні, ремонті та особливо експлуатації.

В нашому випадку нас біде цікавити питання надійності гідравлічних агрегатів в більшій мірі в умовах експлуатації.

Являється явним, що для забезпечення відповідної надійності агрегатів гідравлічних трансмісій в умовах експлуатації необхідно виявити основні причини, які обумовлюють втрату їх роботоздатного стану і на основі детального аналізу причин та розглянутого функціонального взаємозв'язку між структурними параметрами технічного та функціональними обґрунтувати заходи з підвищення довговічності агрегатів гідравлічних трансмісій.

До основних причин, які обумовлюють зниження показників надійності агрегатів гідроприводу в умовах експлуатації слід відносити [2]:

- неправильна експлуатація гідроагрегатів;
- порушення регламенту проведення технічних обслуговувань;
- експлуатація гідроприводу на забруднених робочих рідинах механічними домішками.

Якщо перші дві причини носять суб'єктивний характер і за умов дотримання технічних вимог на експлуатацію легко усуваються то третя причина потребує детального розгляду.

Однією з причин виникнення відмов і передчасного виходу із строю гідроагрегатів є зміна технічного стану робочої рідини в результаті забруднення. Головними джерелами забруднення робочої рідини є: технологічні забруднення,

які потрапляють в процесі виготовлення й ремонту гідроагрегатів; забруднення котрі потрапляють при транспортуванні, зберіганні та заправленні робочої рідини; продукти спрацювання деталей гідроагрегатів; частини пилу, які попадають при експлуатації через зазори ущільнень гідроагрегатів та заливну горловину; продукти окислення деталей гідроагрегатів та ін.

Встановлено, що часто масла, котрі заливаються в гідропривід (ГСТ-90), по чистоті відповідають 13...15 класу за ГОСТ 17216 – 71, замість 10 кл. за технічними умовами. В основному забруднення робочої рідини гідроприводу представлені неорганічними продуктами (мінеральний пил, металеві продукти зношення деталей та ін.). Їх наявність в механічних частинках впливає на інтенсивне зношення деталей в з'єднаннях «приставка дно – розподільник», «пунжер – втулка», «п'ята – опора» в гідронаосі, «п'ята – нахильна шайба» в гідромоторі.

На роботоздатність гідроприводу впливає не стільки маса домішок, скільки розміри і твердість їх частинок.

В робочій рідині, також завжди знаходиться газ (повітря), яка може бути в ній як в розчиненому, так і в нерозчиненому стані, тобто у вигляді пузирів. Наявність газу в робочій рідині призводить до перегріву і знижує загальний ККД.

При розгляді надійності агрегатів гідроприводу трансмісії важливе значення належить технічному стану робочої рідини, яка застосовується в процесі експлуатації. Обумовлюється це двома причинами. По-перше це те, що в технічних умовах на експлуатацію оговорується клас чистоти робочої рідини – він повинен бути не більше 10-го. По-друге, деталі спряжень качаючих вузлів працюють в масляних ваннах і в зв'язку з значною кількістю механічних домішок підлягають дії різних видів спрацювання та зношення.

Отже оцінка складу механічних домішок в робочій рідині буде мати практичний інтерес.

Для визначення складу механічних домішок в робочій рідині гідроприводу було взято 25 проб безпосередньо із корпусів агрегатів перед їх розбиранням, які мали наробіток від 4 до 4000 мото-годин.

Розподілення частоти проб по складу механічних домішок показує, що забрудненість масел коливається в широких значеннях при одному і тому ж напрацюванню у різних гідромашин. Функціональну залежність зміни забруднення від напрацювання встановити не вдалося.

В наших дослідженнях мінімальний склад механічних домішок склав 0,006 % і максимально 0,11 по масі. Проведені дослідження дають зробити наступні висновки:

1. Результати досліджень технічного стану робочої рідини показали, що склад механічних домішок в ній по масі знаходиться в інтервалі 0,006...0,102 %, що значно перевищує допустимі значення (0,001 %) по ГОСТ 6370-83.

2. Для покращення параметричної надійності агрегатів в гідравлічних трансмісії в умовах експлуатації необхідно дотримуватись заміни робочої рідини та фільтруючих елементів згідно технічних вимог.

3. Підприємствам, що займаються реалізацією робочої рідини для агрегатів трансмісії посилити контроль під час їх транспортування, заливання та зберігання.

**Література**

1. Горбатов В. В. Почему низкая надёжность гидрообъемного привода. / Техника в сельском хозяйстве. – 1987, № 9. – с. 10-19.
2. Башта Т. М. и др. Надёжность гидравлических систем воздушных судов. Т. М. Башта, В. Д. Бабанская, Ю. С. Головка. – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.



**Мороз Ю. В.**

Дніпропетровський державний аграрний університет, магістрант кафедри  
«Надійність та ремонт машин»

**Мельянцов П. Т.**

кандидат технічних наук, доцент, Дніпропетровський державний аграрний  
університет, доцент кафедри «Надійність та ремонт машин»

## **ПРИЧИНИ ЗНИЖЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ РОЗПОДІЛЬНИКІВ Р-80**

**Ключові слова:** структурний параметр, гідравлічна система, надійність

**Keywords:** structural parameter, the hydraulic system, reliability

Сучасні трактори й інші сільськогосподарські машини оснащені різними гідрофікованими вузлами, агрегатами й системами. Ці агрегати постійно удосконалюються, створюються нові гідросистеми, ускладнюється їхня конструкція, а також намічається тенденція до підвищення робочого тиску в системі. У зв'язку із цим проблема збільшення їх надійності набуває важливого значення.

Одним з найбільш складних і відповідальних агрегатів у гідросистемі, поряд з гідронасосами й гідроциліндрами, є гідророзподільник. Гідророзподільники відносяться до органів керування гідроприводом і є сполучною ланкою між насосом і силовими циліндрами. Основними моделями вітчизняних розподільників роздільно-агрегатного привода є агрегати двох типів із пропускною здатністю 75-80 л/хв.

Золотники розподільників Р-75 і Р-80 – повністю ідентичні по розмірах, матеріалу, механічній і термічній обробці.

Надійність вітчизняних гідроприводів значно нижче закордонних. По наробіткові на відмову гідропривід вітчизняних тракторів [1] уступає закордонним аналогам від 6 до 10 раз. Відмови гідроприводу становлять 3-7 % від загального числа відмов сільськогосподарських тракторів (МТЗ-80), 9-16 % промислових (Т-130) і до 30-35 % у комбайнів «Дон-1500». Детальний аналіз показує, що 20 % усіх відмов гідросистем відбувається з вини гідророзподільника й до 60 % усіх відмов розподільника відбувається з вини золотникової пари [2]. Коефіцієнт повторюваності дефекту пари тертя «золотник-корпус» рівний 1,0 [3].

Нормативний ресурс гідророзподільників становить 8 тис. мото-год. Однак, як показали дослідження в роботі [4], цей ресурс досягався тільки в лабораторних випробуваннях.

Необхідно відзначити також, що для виготовлення прецизійних пар застосовують високосортні конструкційні матеріали (золотник гідророзподільника виготовляють зі сталі 15Х (цементация, загартування ТВЧ до НКС 56...63), корпус із сірого чавуну марки СЧ20 твердістю 170...180 НВ [3].) і високі технології з використанням дорогого технологічного встаткування й технологічного оснащення, високоточного контрольно-вимірювального інструмента. Усе це говорить про те, що технологічний процес виробництва золотникових пар є дорогим.

Тому розвиток досліджень надійності цих елементів, а також відновлення працездатності шляхом застосування сучасних технологій відновлення має важливе значення.

Для правильного вибору технології відновлення золотникової пари й розуміння фізичної сутності відмов гідророзподільника необхідно проаналізувати умови його роботи й визначити основні причини, що викликають відмову.

Найбільш повна класифікація причин відмов наведена в роботі [2]. У ній досить докладно викладені причини конструкційного, експлуатаційного, ремонтного й виробничого характеру.

Конструкційні відмови (20 % від загальної кількості) обумовлені помилками, допущеними при проектуванні, порушеннями вимог технічних умов, зниженням запасів міцності, помилками в розробці принципів схем і конструкцій пристроїв. Наприклад, золотникова пара має конструктивні недоліки, у результаті яких при установці золотника в положення «підйом», шостий його пасок виходить із корпусу. Це приводить до перекосу золотника в отворі корпусу й прискорює зношування деталей.

Виробничі (50 %) відмови викликаються порушенням технології виготовлення, не дотриманням вимог конструкторської документації при виготовленні, застосуванням некондиційних матеріалів і комплектуючих елементів, недостатнім контролем якості в процесі виробництва.

Конструкційні й виробничі відмови, як правило, виявляються в початковий період експлуатації. Вони можуть бути виявлені також у процесі випробувань у заводських умовах [2].

Експлуатаційні відмови (30 %) є наслідком порушень умов роботи, на які розрахований даний привод, не дотримання застережених у технічній документації правил експлуатації, низької кваліфікації обслуговуючого персоналу, природнього старіння й зношування.

На безвідмовність і довговічність гідравлічних агрегатів в умовах експлуатації найбільший вплив виявляють: режим роботи, характер навантаження і якість робочої рідини. До робочих рідин гідросистем пред'являються підвищені вимоги з погляду сталості хімічних, фізичних і інших параметрів. Не менш 60 % відмов гідроприводу вітчизняних тракторів і сільгоспмашин прямо або побічно пов'язане із забрудненням робочих рідин, через незадовільне їхнє зберігання, транспортування й заправлення.

Аналіз літературних джерел показав, що, на думку більшості авторів, прецизійна пара «золотник-корпус» виходять із ладу в результаті гідроабразивного, ерозійно-кавітаційного зношування, облітерації, корозії й схоплювання. [3, 5]. Гідроабразивне зношування викликається сторонніми домішками, що втримуються в робочій рідині. Найбільшому ерозійному виду зношування піддаються ділянки поверхні золотників гідророзподільників поблизу крайок пасків. Корозійне зношування відбувається при попаданні в робочу рідину води, кислот і палива. Зношування в результаті схоплювання (або заїдання) являє собою глибинне виривання матеріалу, перенос його з однієї поверхні тертя на іншу й вплив виниклих нерівностей на сполучену поверхню [2], схоплювання металів або зношування при заїданні відбувається в результаті перекосу й тангенціальних вібрацій золотника, викликаних пульсуючим рухом рідини.

Особливість умов роботи золотникових пар полягає в тому, що зворотно-поступальні переміщення золотника щодо отвору корпусу, навіть при встановлених режимах роботи, мають вібраційний характер. Відбувається це тому, що золотник перебуває під дією осьових, що врівноважують один одного сил, одна створюється тиском руки оператора, а інша – дією пружини. Внаслідок цього неминучі вібрації й перекося золотника щодо отвору корпусу.

Аналіз фізико-хімічної природи відмов гідророзподільників показав, що найбільш істотний вплив на працездатність золотникової пари відповідно виявляють: гідроабразивне зношування, схоплювання й облітерація. Отже, для відновлення працездатності й підвищення зносостійкості золотникової пари, необхідно створити такий поверхневий шар на золотнику, з новими фрикційними властивостями, який здатний протистояти перерахованим видам зношування.

Проведений аналіз робіт присвячених дослідженню зношень і дефектів золотникової пари показує, що основним параметром пари, що визначають її довговічність, є зношування робочих пасків золотника й отвору корпусу. Однак питанню впливу цього параметра на надійність агрегату в цілому значної уваги не приділяється. Крім того не обґрунтована необхідна товщина наносимого при відновленні поверхневого шару, що компенсує зношування деталей. Тому питання проведення досліджень зношень і дефектів золотникової пари гідророзподільника є актуальним і потребує більш детального розгляду.

### **Література**

1. Барышев В. И. Повышение технического уровня и надежности гидропривода тракторов и сельхозмашин в эксплуатации. Автореф. дисс. докт. техн. наук. – М., 1991. – 170 с.
2. Сырицин Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода. – М.: Машиностроение, 1981. – 253 с.
3. Черкун В. Е. Ремонт тракторных гидравлических систем. – М.: Колос, 1984. – 253 с.
4. Дидур В. А., Малый Ю. С. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин. – М.: Россельхозиздат, 1982. – 127 с.
5. Янсон В. М. Повышение эксплуатационной надежности и ресурса гидропривода сельскохозяйственных машин: Автореф. дисс. д.т.н. 05.20.03 – Елгава, 1982. – 45 с.

**Плескач В. Р.**

Дніпропетровський державний аграрний університет, магістрант кафедри  
«Надійність та ремонт машин»

**Мельянцеv П. Т.**

кандидат технічних наук, доцент, Дніпропетровський державний аграрний  
університет, доцент кафедри «Надійність та ремонт машин»  
Кафедра «Надійність та ремонт машин»

## **ХАРАКТЕР ТА ВИД СПРАЦЮВАННЯ ДЕТАЛЕЙ СПРЯЖЕНЬ КАЧАЮЧИХ ВУЗЛІВ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН**

**Ключові слова:** гідромашина, спряження, качаючий вузол

**Keywords:** hydraulic machines, coupling, pumping node

Аксіально-поршневі гідромашини (НП-90, МП-90) являються невід'ємними складовими об'ємного гідроприводу (ГСТ-90), який представляє собою систему пристроїв, для приведення машини в рух за допомогою робочої рідини.

Застосування гідроприводу забезпечує підвищення продуктивності праці завдяки безступінчастій зміні швидкості руху машини і її сил тяги, скороченню часу на розгін і зупинку й поліпшенню умов праці механізаторів.

Разом з тим результати спостережень за роботою мобільних машин, оснащених гідравлічними трансмісіями, показують, що близько 30 % всіх відмов припадає на долю агрегатів гідравлічних трансмісій [1]. Такі показники вказують на те, що експлуатаційна надійність (ГСТ) недостатньо висока.

При цьому теоретичні дослідження вказують на те, що роботоздатність гідроприводу трансмісії в основному обумовлюється зношенням деталей з'єднань качаючих вузлів гідромашин. В зв'язку з цим дослідження характеру і виду зношення деталей з'єднань качаючих вузлів гідроагрегатів є важливим етапом при визначенні їх експлуатаційної надійності.

Для деталей качаючих вузлів гідромашин характерні наступні види зношення: схватування металевих поверхонь, зношення при фретінгу, гідрообразивні зношення, контактне стомлення, спрацювання по механізму дисперсних плівок і вторинних структур, виникаючих на поверхні тертя, мікроцарапання в результаті мікронерівностей контр тіл та ін.

Кожний із видів зношення має свою фізичну основу, обумовлюється умовами експлуатації (швидкість ковзання, контактні навантаження, температурний режим та ін.), а також фізико – механічними властивостями деталей.

В аксіально-поршневих гідромашинах (НП-90, МП-90) для розподілення потоку робочої рідини в над плунжерний простір блоку циліндрів застосовуються плоскі розподільники («розподільник – приставне дно»).

Оцінка стану розподільника (матеріал – сталь ШХ – 15 ГОСТ 801 – 78, твердість 56...62 HRC), показує, що його зношення виникає в місцях контакту з приставним дном. Максимальне зношення поверхні виникає вздовж твірної розподільчатих вікон

біля перемичок, які розподіляють вікна.

Такий характер зношень характеризується тим, що перенесення замкнутого об'єму робочої рідини між зонами високого і низького тиску супроводжується при роботі гідромашин хвильовими ударними процесами, які визивають руйнування країв розподільчатих вікон. Крім того високошвидкісні перетікання робочої рідини, яка включає в себе абразивні частини, через міжвіконні перемички обумовлює виникнення каналів, які з'єднують області високого і низького тисків.

Характерним є те, що максимальне зношення розподільника проходить по зовнішньому поясу вікна в зв'язку з більшими коловими швидкостями по діаметру цього пояса. Мабуть абразивні частини, що потрапляють до цього швидкісного потоку робочої рідини по зовнішньому поясу в умовах гідро абразивного зношення будуть обумовлювати більш глибокі канали ніж по внутрішньому поясу.

Загальний вид зношення підтверджує висновок про те, що переважним видом зношення розподільника є гідроабразивне зношення про що свідчать чітко видно повздовжні риси, надири, гребінці характерні для цього виду зношення.

В ряді випадків спостерігається також процес схоплювання, який характеризується виникненням на найбільш твердій деталі наросту із матеріалу менш твердої деталі (приставного дна).

Виникнення схоплювання обумовлюється витисненням із зазору з'єднання робочої рідини в результаті попадання між деталями абразивних частинок, а також баланс гідростатичних сил розвантаження пори тертя.

В результаті цього виникає безпосередній металевий контакт і при недостатній протизадирній стійкості матеріалу деталей проходить схоплення.

Приставне дно (матеріал ЛМЦ КНС 58-3-15-15-1, ТУ 48-21-775-85 твердість НРСэ 80), зношується в місцях контакту з розподільником. Однакові умови роботи приставного дна і розподільника обумовлюють ідентичний характер зношення деталей. Про це свідчить зовнішній вид, який підтверджує наявність гідроерозійного і гідроабразивного зношення.

Аналіз динаміки зносу приставного дна показує, що в процесі обкатки його зношення по ущільнювальному паску досягає 2 мкм, а по робочому – 1,3 мкм і не залежно від навантаження і часу випробування залишається без змін. При такому зношенні деталі об'ємні витрати будуть незначними і головною задачею при цьому буде утримання величин зношення на даному рівні. Отже, формування показників кількісного зношення приставного дна в процесі обкатки дозволить зменшити інтенсивність зношення деталі в умовах експлуатації за рахунок припрацювання деталей.

Проведені дослідження характеру, виду і динаміки зношення деталей спряження «розподільник – приставне дно» дозволяють зробити наступні висновки: переважним видом зношення деталей спряження «розподільник – приставне дно» являється гідроабразивне зношення; максимальне зношення, як розподільника так і приставного дна спостерігається по зовнішньому поясу і пояснюється тим, що по цьому діаметру кола швидкості більше ніж по внутрішньому.

Визначення характеру і величини зношення деталей спряження «втулка блока – плунжер» являється важливим етапом, так як ряд авторів вважають, що технічний стан качаючого вузла гідромашин може бути оцінений за допомогою тако-

го параметру як зазори в парі «втулка – плунжер».

Плунжер (матеріал сталь ШХ – 15СГ ГОСТ 801 – 78 твердість 52...56HRC) зношується по діаметру 20мм. Плунжер має складний рух. Він рухається зворотно – поступово та обертово. При досягненні їм верхньої і нижньої мертвих точок та за наявності перекидного моменту, який виникає в результаті руху п'яти плунжера по нахиленій опорі, максимальне зношення деталей виникає в крайніх точках.

Загальний вид плунжера підтверджує висновок про те, що вагомішим видом зношення плунжера є гідроабразивний, про що свідчать продольні риси, надири характерні для даного виду зношення.

Втулка блока (матеріал ЛМЦСКА58 – 2 – 2 – 1 – 1 ТУ 48 – 21 – 775 – 85, твердість HRC<sub>3</sub> 80) зношується в місцях контакту з плунжером.

У втулки, як і у плунжера, в більшій мірі зустрічається гідроабразивне зношення.

Зношення деталей спряження «втулка – плунжер» в процесі експлуатації обумовлює збільшення зазору в парі тертя. Якщо по технічним умовам на виготовлення деталей даного спряження зазор повинен бути в межах 11 – 23 мкм, то в умовах експлуатації середнє значення зазору (для даної пари тертя в зв'язку з нерівномірністю спрацювання за характером нами рекомендується застосувати середнє значення зазору) досягає значно більших значень.

В цілому, проведені дослідження характеру і виду зношення деталей спряження «втулка блока – плунжер» дозволяють зробити наступні висновки: плунжер і втулка зношуються не рівномірно, що обумовлюється складним рухом плунжера та його перекосом у втулці, а тому в якості структурного параметру для цієї пари слід взяти середнє значення зазору; основним видом зношення деталей спряження «втулка блока – плунжер» є гідроабразивне зношення.

Аналіз технічного стану п'яти плунжера та опори люльки гідронасоса теж вказав на присутність гідроабразивного зношення на їх робочих поверхнях.

П'ята плунжера (матеріал ПМЦСКА – 58 – 2 – 2 – 1 – 1 ТУ 48 – 21 – 775 – 85) по кільцевій опорі, на якій чітко проглядаються риси вільної глибини і профілю, дійсні розміри яких не має можливості визначити за допомогою мікрометричного інструмента.

Таке зношення кільцевої опори пояснюється забрудненням робочої рідини. Абразивні частини, які знаходяться в робочій рідині, втискаються в більш м'яку поверхню п'яти, які потім нарізають канали на приставному дні.

Виникаючі таким чином риси і канали обумовлюють додаткові канали, які приводять до збільшення втрат робочої рідини і як наслідок порушують плоскість між п'ятою і опорою люльки. Виникнення останнього фактора приводить до прискореного зношення кільцевої опори.

Мабуть це і пояснює той факт, що при розгляді технічного стану п'яти плунжера попадалися п'яти, кільцева опора яких або має риси, або ж вона повністю зношена і практично відсутні п'яти з рівномірним зношенням кільцевої опори.

Проведені дослідження характеру і виду зношення кільцевої опори дозволяють зробити наступні висновки: переважним видом зношення кільцевої опори п'яти плунжера є гідроабразивне зношення, яке обумовлює виникнення рисок і каналів, які приводять до втрат робочої рідини і порушенню плоскостності між тручими по-

верхніми і прискореному зношенню опори; процес переходу до повного зношення п'яти і її виризу проходить на завершальній стадії швидко і обумовлюється висотою кільцевої опори, котру можна застосувати як структурний параметр.

Наявність великої кількості пар ковзання («розподільник – приставне дно», «втулка блока – плунжер», «п'ята плунжера – опора») в качаючому вузлі, є особливою конструкції аксіально-поршневих агрегатів гідроприводу трансмісії.

Пари ковзання змащуються робочою рідиною, тому її забрудненість значно впливає на їх технічний стан.

Про це свідчить і оцінка характеру зношення з'єднань качаючого вузла, яка показує, що в з'єднаннях домінує гідро абразивне та абразивне зношення.

### **Література**

1. Мельянцов П. Т. Опыт ремонта гидропривода ГСТ-90 на ремонтных предприятиях / [П. Т. Мельянцов, Б. Г. Харченко, И. Г. Голубев]. – М. : Госагропром СССР. АгроНИИТЭИИТО, 1989. – 42 с.

Покуса В. А.

Днепропетровский государственный аграрный университет, магистр  
кафедры «Надежность и ремонт машин»

Мельянцов П. Т.

кандидат технических наук, доцент, Днепропетровский государственный  
аграрный университет, доцент кафедры «Надежность и ремонт машин»

## ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМАЦИИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЕГО РЕСУРСА

Ключевые слова: коленчатый вал, шейка, ремонтный размер.

Keywords: Crankshafts Engine, the neck, repair size.

Коленчатый вал (КВ) работает в восьмицилиндровом V-образном двигателе КамАЗ-740 и его модификациях, которые в основном устанавливаются на грузовые автомобили и самосвалы КамАЗ, автомобильные тягачи КамАЗ, используемые в составе автопоездов, автомобили-тягачи УралАЗ, ЗИЛ, автобусы ЛАЗ, ЛиАЗ, НефАЗ, ПАЗ и на стационарные энергетические установки.

КВ является одной из основных деталей двигателя, определяющей его ресурс. Так, например, по данным ОАО «КамАЗ-Дизель» в рекламационный период (30 тыс. км) из 441 отказавшего двигателя КамАЗ-740 88 отказали из-за дефектов кривошипно-шатунного механизма. Заготовки коленчатых валов выполняются ковкой из стали 42ХМФА ТУ14-1-1296-75, имеющей следующий химсостав: углерод – 0,40...0,45 %; кремний – 0,27...0,37 %; марганец – 0,5...0,8 %; ванадий – 0,08...0,12%; хром – 1,0...1,8 %; молибден – 0,35...0,45 %; сера – 0,01...0,035 %; фосфор – 0,025 %; медь – 0,35 %; никель – 0,3 %; остальное – железо. Механические свойства этой стали, определенные на термообработанных (закалка при нагреве до 860 °С, отпуск на воздухе) образцах размером 25x25 твердостью HB255-277(ØØ отп. 3,80-3,65 мм), должны соответствовать нормам, указанным в табл. 1.

Следует отметить, что структура дефектов деталей и их количественные характеристики со временем могут изменяться. Это связано с изменением конструкций деталей и двигателя в целом, изменениями в условиях эксплуатации двигателей, а

**Таблица 1**

Нормативные значения механических свойств материала коленчатого вала

Наименование параметра	Направление волокон	
	Продольное	Поперечное
Временное сопротивление, МПа	880	880
Предел текучести, МПа	730	730
Относительное удлинение, %	12	7
Относительное сужение, %	55	35
Ударная вязкость, МПа	100	60
Предел усталости на изгиб, МПа	360	320



**Табліца 2**

Распределение КВ по ремонтным размерам коренных и шатунных шеек

Группа шеек	Единица измерения	Исходные ремонтные размеры шеек				
		0	I	II	III	IV
Коренные (к)	%	63,8	21,4	10,8	2,4	1,6
Шатунные (ш)	%	71,1	16,9	8,1	2,7	1,2

также изменениями в организации и технологии восстановления деталей и ремонте двигателей. Структура дефектов претерпела изменения. Уменьшилось количество не устраняемых дефектов. Количественные характеристики не устраняемых дефектов внутри общего количества выбракованных КВ также изменилось. Это стало возможным в результате разработок и внедрения на ремонтных заводах ряда организационных и технологических мероприятий в ремонтное производство.

Одним из наиболее характерных дефектов является нарушение работоспособности сопряжений «шейка коленчатого вала – подшипники». Некоторые, из выбракованных КВ имели одновременно несколько дефектов.

Долговечность коленчатого вала (КВ) может характеризоваться числом восстановлений его коренных или шатунных шеек. Максимальное число восстановлений коренных и шатунных шеек КВ методом ремонтных размеров при заданной технологии обработки и межремонтном интервале размеров зависит от числа ремонтных размеров, возможности использования этих размеров, а также от выбраковки КВ по тем или иным причинам.

Анализ структуры ремонтных размеров выполнен по данным наблюдений за 332 КВ, распределение коренных и шатунных шеек ремфонда КВ по ремонтным размерам [1] приведены в табл. 2.

Как видно из приведенных данных (табл. 2) ремфонд КВ, достаточно «молод». КВ, имеющие коренные шейки номинального размера (ему присвоена категория – 0) составляют 63,8 %, а имеющие шатунные шейки категории – 0 составляют 71,1 %. Средний ремонтный размер по коренным шейкам с учетом категории 0 составляет 0,51, а по шатунным шейкам – 0,40.

После обработки коренных шеек в прежнем размере из общего количества КВ осталось 4,2 %, а после обработки шатунных – 52 %. Из КВ, имевших по коренным шейкам категорию 0, после обработки осталось в прежнем размере 1,8 %, а по шатунным 44,5 %. «Перескок» ремонтных размеров при обработке коренных шеек происходит из общего количества КВ у 14,1 %, а при обработке шатунных шеек у 12,7 %.

При обработке коренных шеек, имевших категорию размера 0 «перескок» происходил у 12,3 % КВ, имевших 1-ый ремонтный размер – у 6,25 %, а 2-й ремонтный размер – у 60,0 %. При обработке шатунных шеек, имевших категорию размера 0, «перескок» происходил у 8,4 % КВ, имевших 1-й ремонтный размер – у 14,3 % КВ, и имевших 2-й ремонтный размер – 15,8 % КВ. В результате обработки коренных и шатунных шеек их распределение по ремонтным размерам изменилось и при том не равномерно. По коренным шейкам средний ремонтный размер стал равен 1,67, а по шатунным 0,85.

Причиной «перескоков» через ремонтные размеры являются нехватка припуска на обработку шеек в последующий ремонтный размер, что в свою очередь, обусловлено, при заданной технологии обработки, износами и деформациями КВ.

Износ шеек настолько мал, что у 46 % КВ размеры коренных и шатунных шеек находится в пределах допустимых без ремонта [1]. Эти данные объясняют изменение распределения по ремонтным размерам шатунных шеек где без обработки шатунных шеек остались 52 % КВ. Изменение распределения по ремонтным размерам коренных шеек показывает, что у подавляющего большинства КВ (95,8 %) коренные шейки обрабатываются в последующие ремонтные размеры, несмотря на незначительные износы части из них. Это связано, в основном с деформациями КВ и задирами шеек. Деформацией считается биение средней (3-ей) коренной шейки относительно общей оси крайних коренных шеек. Анализ биения проводился по данным микрометража 527 КВ в ЗАО «Ремдизель».

Из подвергшихся замерам по биению КВ выбракованных оказалось 61 шт., (11,6 %), имеющих трещины 24 шт. (4,6 %), имеющих задиры на шейках 105 шт. (19,9 %). В пределах номинального значения из 527 наблюдаемых КВ оказалось 160 или 30,4 %, а в пределах допустимого без ремонта 313 КВ или 59,4 % вышедшими за предельные значения 27 КВ или 5,1 %.

Анализ данных показывает, что в интервале биения от 0,0 до 0,10 мм в котором сосредоточено 424 КВ, из которых 12 КВ с трещинами и 24 КВ с задирами, что в процентном выражении соответственно составляет 12,8 % и 5,7 %. В интервале биения от 0,10 до 0,90 мм сосредоточено 72 КВ, из которых имеется 8 КВ с трещинами, 57 КВ с задирами, что соответственно составляет 11,1 % и 79,2 %. В интервалах биения от 0,9 до 2,5 мм – 31 КВ, из которых с трещинами 4 КВ, а с задирами — 26 КВ, что соответственно составляет 12,9 % и 83,9 %.

Из изложенного можно увидеть, что биение КВ и появление трещин определяется наличием задиры на коренных и шатунных шейках. С задирами процент коленчатых валов с трещинами и биением возрастает. При этом, КВ с трещинами при малых биениях (до 0,2) 2-3 раза меньше, чем КВ с задирами; при средних биениях (до 0,9) в 7-10 раз, а при больших биениях в 6 раз меньше чем с задирами. Трещина наблюдается в 1,5-4 раза чаще на коренных шейках, а задиры в 3-8 раз чаще на шатунных шейках.

При нормальном изменении технического состояния КВ в процессе эксплуатации к наработке 200 тыс. км биение составляет в среднем 0,05 мм, что считается допустимым без ремонта. Следовательно, значительные величины биения обусловлены аномальными условиями работы подшипников коленчатого вала, особенно шатунных, а именно задирами. В результате проворачивания шатунных вкладышей и образования задиры появляется аномальный прогиб КВ и возрастает их выбраковка.

Таким образом, для повышения ремонтпригодности КВ, повышения степени использования его ресурса необходимо совершенствовать систему смазки подшипников КВ, особенно шатунных, производить своевременную замену вкладышей и убирать прогиб КВ до ремонта.

### **Литература**

1. Восстановление деталей автомобиля КамАЗ / Р. А. Азаматов, В. Г. Дажин, А. Т. Кулаков, А. И. Модин. Набережные Челны: КамАЗ, 1994. – 215 с.

**Поляков О. А.**

Дніпропетровський державний аграрний університет, магістрант кафедри  
«Надійність та ремонт машин»

**Мельянцов П. Т.**

кандидат технічних наук, доцент, Дніпропетровський державний аграрний  
університет, доцент кафедри «Надійність та ремонт машин»

## **ОБГРУНТУВАННЯ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ НАСОСІВ ПІДЖИВЛЕННЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ТРАНСМІСІЙ МОБІЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЇХ РОБОТОЗДАТНОСТІ**

**Ключові слова:** гідравлічна трансмісія, структурний параметр, насос підживлення

**Keywords:** hydraulic transmission, structural setting, the pump feeding

В гідравлічних трансмісіях мобільних машин на основному аксіально-поршневому насосі встановлюється насос підживлення шестеренного типу з внутрішнім зачепленням шестерень качаючого вузла. Насос підживлення забезпечує запуск основного насоса, функціонування системи керування робочим об'ємом, компенсує об'ємні витрати в головному контурі гідравлічної трансмісії. Зміна його технічного стану суттєво впливає на роботу трансмісії і в цілому на забезпечення її роботоздатного стану.

Проведений аналіз експлуатаційної надійності аксіально-поршневих насосів гідравлічних трансмісій, які поступають на ремонт, показує, що близько 10-12 % їх відмов обумовлюється технічним станом насоса підживлення. При цьому технічний стан насоса підживлення визначався за коефіцієнтом подачі, який обумовлюється об'ємними витратами робочої рідини, які збільшуються в результаті зміни структурних параметрів деталей качаючого вузла.

Являється явним, що якість відновлення роботоздатного стану насоса підживлення і забезпечення його післяремонтної довговічності буде залежити від ремонтно-технологічних факторів, які застосовуються в технологічному процесі ремонту насоса. Разом з тим проведений аналіз існуючих технологічних процесів, які застосовуються на спеціалізованих підприємствах для ремонту шестеренних насосів, показав, що при відновленні деталей качаючого вузла застосовується спосіб вільних ремонтних розмірів, який характеризується видаленням зношення на робочих поверхнях деталей качаючого вузла [1]. До них відносяться деталі таких спряжень, як «торець шестерні-верхня кришка», «торець шестерні-нижня кришка», які формують торцевий зазор в качаючому вузлі насоса. Відсутні технологічні заходи з відновлення радіального зазору, який формується між внутрішньою циліндричною поверхнею корпусу і зовнішньою циліндричною поверхнею шестерень («шестерня – колодязь корпусу»). Такий стан справи обумовлюється відсутністю обґрунтованих структурних параметрів технічного стану деталей качаючого вузла насоса підживлення, які лімітують його ресурс.

В зв'язку з цим основною метою роботи є проведення досліджень з визначення виду і характеру зношення основних деталей спряжень качаючого вузла, які в першу чергу обумовлюють надійність насоса підживлення. До них слід віднести зазори в з'єднаннях: «торець шестерні – кришка насоса», «шестерня – колодязь корпуса», «вал – втулка кришки насоса».

Характер і величини зношення деталей даних з'єднань визначалися проведенням мікрометражу, записом профілограм, а також фотографуванням робочих поверхонь.

Характер зношення деталей спряження «торець шестерні – верхня кришка», «торець шестерні – нижня кришка», досліджувався на основі профілографування. Для зняття профілограм використовувався профілограф TALU-SURF-4 фірми HOBSON.

Зношення робочої поверхні нижньої і верхньої кришки визначається за допомогою індикаторної головки типу I МИГ ГОСТ 9696-82 з ціною ділення 0,001 мм, закріпленої на магнітній стійці і оснащеної спеціальним наконечником в вигляді голки. Зношення шестерні по ширині і діаметру визначається за допомогою мікрометра МК-50 ГОСТ 7470-80 з ціною ділення 0,01 мм.

Зовнішній вид зношених поверхонь устанавлюється за допомогою фотографування.

Результати проведених досліджень показують, що верхня та нижня кришки насоса мають досить помітні сліди гідроабразивного спрацювання робочої поверхні, яка контактує при роботі з торцями шестерень насоса які також мають сліди гідроабразивного зношення. Такий стан справи обумовлюється забрудненням робочої рідини механічними домішками, ваговий склад яких перевищує допустимі значення (0,005 %).

Характерним спрацюванням для деталей даного спряження являється збільшення зношення по більшому радіусу шестерні в середньому на 8...12 мкм в порівнянні з її початковим радіусом і приводить до формування торцевого зазору у вигляді клину, що обумовлюється більшими швидкостями абразивних частин на периферійній частині зубів шестерні.

Також сліди гідроабразивного зносу виявлені на робочих поверхнях деталей в спряженнях «вал – втулка кришки насоса», «вісь – втулка кришки насоса». Зношення поверхонь проходить нерівномірно в зв'язку з дією тиску робочої рідини нагнітальної магістралі качаючого вузла на шестерні, які в свою чергу перерозподіляють зусилля на вал ведучої та вісь веденої шестерень, під дією якого останні зміщуються в бік найменшого тиску, що приводить до еліпсоподібного спрацювання втулок верхньої та нижньої кришок насоса. Зміщення валу та вісі проходить разом з шестернями і приводить до гідроабразивного зношення деталей «шестерня – колодязь корпуса», збільшуючи радіальний зазор в качаючому вузлі. При цьому більш інтенсивніше зношується колодязь корпуса, який виготовлений із алюмінію. Спрацювання цієї поверхні досить суттєво впливає на вихідні функціональні параметри насоса підживлення і безпосередньо на об'ємний коефіцієнт його подачі. Являється явним, що зношення колодязя корпуса насоса буде знаходитися в функціональній залежності від технічного стану деталей спряження «вал – втулка кришки насоса», «вісь – втулка кришки насоса».

Проведені дослідження з обґрунтування структурних параметрів технічного стану насосів підживлення аксіально-поршневих гідромашин дає можливість зробити наступні висновки:

До основних структурних параметрів технічного стану деталей спряжень качаючого вузла насоса, які обумовлюють його роботоздатність слід віднести: «торець шестерні – кришка насосу» (торцевий зазор) і «шестерня – колодязь корпусу» (радіальний зазор).

Зменшення об'єму витоків робочої рідини через торцевий зазор «торець шестерні – кришка насосу» в процесі експлуатації насоса можливе конструктивним удосконаленням його качаючого вузла за рахунок розроблення системи компенсації торцевого зазору, яка може представляти собою пластину з пружньо-демпфуючим елементом в якому розміщені камери гідростатичного піджиму.

Динаміка розмірів радіального зазору буде обумовлюватися чистою робочою рідиною та зносостійкістю деталей спряжень «вал – втулка кришки насоса», «вісь – втулка кришки насоса». Зменшення швидкості зростання радіального зазору можливе конструктивним удосконаленням втулки насоса, що забезпечить необхідну міцність деталі.

### **Література**

1. Кирилов Ю. И. и др. Эксплуатация и ремонт объемного гидропривода. Ю. И. Кирилов, Ф. А. Каулин, А. Н. Хмелевой – М.: Агропромиздат, 1987 – 80 с.

**Шталов Р. Е.**

Днепропетровский государственный аграрный университет, магистр  
кафедры «Надежность и ремонт машин»

**Мельянцов П.Т.**

кандидат технических наук, доцент, Днепропетровский государственный  
аграрный университет, доцент кафедры «Надежность и ремонт машин»

## **ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ДИЗЕЛЯ ЯМЗ-238НБ**

**Ключевые слова:** головка блока, клапан, седло клапана.

**Keywords:** cylinder head, valve, valve seat.

Повышение мощности двигателя ставит перед конструкторами задачи, связанные с обеспечением долговечности деталей газораспределения.

Большое влияние на работу этих деталей оказывает сопряжение «клапан – седло клапана». Данное сопряжение работает в тяжелых условиях: высокие температуры, сухое трение, ударные нагрузки [1]. Сопряжение «клапан – седло» обладает заданным первоначальным утопанием впускного и выпускного клапана относительно плоскости разъема головки блока цилиндров. При работе дизеля в деталях газораспределения под действием инерционных сил и ударных нагрузок, сил давления газов и высоких температур происходит износ рабочих фасок клапанных пар. Это увеличивает просадку клапана, что приводит к повышению удельного расхода топлива, температуры выпускных газов, уменьшению степени сжатия в цилиндрах, потери мощности, ухудшению герметичности в результате этого ухудшается запуск дизеля, особенно при низких температурах.

При поступлении двигателя на капитальный ремонт у 100% седел клапанов восстанавливают фаски с последующей притиркой, что также увеличивает просадку клапана [1].

Тарелки клапанов омываются горячими газами в камере сгорания, а седло и тарелка выпускных клапанов нагреваются еще и в период выпуска, когда скорость газов составляет 400-600 м/с, а температура 727-1202 °С. Так как отвод теплоты от тарелок клапанов происходит в седло клапана и в стержень, то температура в центре тарелки выпускного клапана составляет 702-902 °С [2]. Такие большие температуры снижают механическую прочность материалов, как самого клапана, так и его седла. Высокие скорости газовых потоков и агрессивность среды (выпускные газы) вызывают коррозию и газовую эрозию поверхностей выпускных клапанных пар, особенно посадочных фасок [3].

Для работы в таких условиях применяют высоколегированные, жаростойкие стали. Важнейшими критериями применимости материалов для изготовления клапанов в таких условиях являются: кратковременная и длительная прочность сопротивления усталости; коррозионная стойкость при высоких температурах; пластичность и ударная вязкость; стабильность свойств при температурах эксплуатации;

технологичность (обрабатываемость резанием, свариваемость).

Для увеличения долговечности клапанных пар необходимо обеспечивать минимально допустимый зазор между стержнем клапана и направляющей втулкой. Оптимизация начального зазора для обеспечения высокой работоспособности данной пары особенно важна при высоком наддуве в дизелях. Наряду с повышением работоспособности улучшается теплоотвод от стержня клапана, и герметичность клапанных пар [3].

Для повышения работоспособности клапанных пар необходимо увеличивать износостойкость сопряжения «стержень клапана – направляющая втулка». Для этого применяют различные способы повышения износостойкости.

Широко используется для повышения износостойкости стержня выпускных клапанов автомобильных двигателей и дизелей электролитическое хромирование, покрытия слоем алюминия путем металлизации, графитирование и метод финишной обработки поверхностным пластическим деформированием.

Опыт эксплуатации дизелей показывает, что для уменьшения износа сопряжения «клапан-седло клапана» и увеличение его долговечности целесообразно применять вставные впускные и выпускные седла клапанов [1].

Ресурс головки цилиндров ЯМЗ во многом зависит от долговечности седел клапанов. Для повышения долговечности на головках блока дизелей ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б стали устанавливать седла из твердого жаропрочного сплава. Вставные седла клапанов запрессовываются с натягом 0,05-0,140 мкм, в охлажденном состоянии. При этом необходимо заметить, что характер износа фасок клапанных пар при работе со вставными седлами и без них различен. Уплотнительная фаска, выполненная непосредственно в головке цилиндров, изнашиваясь, принимает выпуклую форму из-за повышенного износа кромок. При этом форма выработки уплотнительной фаски клапана копирует форму изношенной фаски его седла. Это приводит к увеличению износа клапанных пар и ухудшению герметичности.

Вставные седла, обладая высокой износостойкостью, сохраняют первоначальную форму рабочих фасок. Это способствует меньшему износу рабочих фасок клапанов и поддерживает нормальную герметичность. Седла клапанов работают в тяжелых условиях (повышенная температура, агрессивная среда, динамические нагрузки). Но, несмотря на это микрометраж, проведенный в головках блока дизелей, ЯМЗ-238НБ, проработавших 2000-2500 моточасов показал, что 25-30 % седел клапанов имеют износ фасок и подлежат ремонту. До 6 % выпускных седел клапанов имеют трещины и требуют выпрессовки и замены их на новые. Практически все седла при капитальном ремонте подвергаются механической обработке зенкером и притираются.

Существует несколько способов ремонта головок блока цилиндров [1]:

Запрессовка новых седел клапанов в гнезда головок блока цилиндров номинального или ремонтного размера, вместо изношенных или дефектных, с натягом 0,05 – 0,140 мкм.

Восстановление седел клапанов дизеля методом вставки чугунных колец с последующей газовой заваркой в горячем состоянии.

Восстановление головок блока двигателя с изношенными седлами клапанов методом горячей наплавки.

Восстановление седел клапанов методом запрессовки колец в клапанные гнезда с последующей холодной заваркой биметаллическими электродами.

Другие методы восстановления изношенных седел клапанов.

Детальный их анализ показывает, что все перечисленные методы ремонта седел клапанов, несмотря на их многообразие, дорогостоящие и трудоемкие. Их долговечность и термоусталостная прочность остается низкой, что указывает на необходимость применения более эффективных способов их ремонта.

### **Литература**

1. Аршинов В. Д. Ремонт двигателей ЯМЗ-240, ЯМЗ-240Н, ЯМЗ-240Б.- М.: Транспорт, 1978. – 310 с.
2. Белашов А. С. Технологические способы повышения работоспособности клапанов дизелей. / А. С. Белашов, Ю. Т. Шестокол // Двигателестроение. – 1982. – № 2. – 39-41.
3. Вырубов Д. Н. ДВС. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов, С. И. Ефомов, Н. Й. Ивашенко.; Под ред. А. С. Орлина. – М.: Машиностроение, 1984. – 381 с.



Шуть О. В.

Дніпропетровський державний аграрний університет, магістрант кафедри  
«Надійність та ремонт машин»

Мельянцов П.Т.

кандидат технічних наук, доцент, Дніпропетровський державний аграрний  
університет, доцент кафедри «Надійність та ремонт машин»

## ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГІДРАВЛІЧНИХ РУКАВІВ І ДЕТАЛЕЙ ПРИЄДНУВАЛЬНОЇ АРМАТУРИ НА МІЦНІСТЬ ТА ГЕРМЕТИЧНІСТЬ ЇХ З'ЄДНАНЬ

**Ключові слова:** гідравлічний рукав, гідравлічна система, міцність

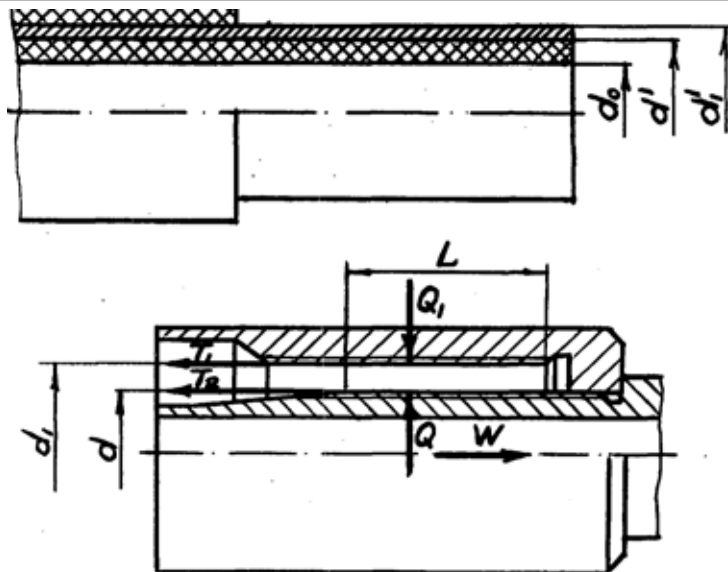
**Keywords:** hydraulic hose, hydraulic system, the strength

В гідравлічних системах сільськогосподарської техніки широко застосовують рукава високого тиску діаметром 12 та 16 мм, які обплетені двома металевими дротами і витримують навантаження на розрив близько 150Н. Гарантійний термін експлуатації рукавів складає 6000 мото-год. При цьому гідравлічні рукава використовують при найбільшому динамічному тиску 10,0-12,5МПа (в гідравлічних системах наприклад комбайнів) і 16,5-20,0 МПа (в гідравлічних системах тракторів). І з конструктивної точки зору вони представляють собою, як нерозбірні так і розбірні з'єднання рукавів з приєднувальною арматурою. Разом з тим аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних рукавів високого тиску показує, що в середньому їх наробіток не перевищує 2000 мото-год. До основних причин, які обумовлюють втрату роботоздатного стану рукавів слід віднести значні пікові збільшення тиску робочої рідини в гідравлічній системі, часті згинання рукавів, скручення та защемлення, а також розриви рукавів в місцях їх з'єднання з кінцевою арматурою (до 40 %).

Дослідження проведені ГОСНИТИ, НАТИ, ВИСХОМ та ін. показали, що недостатня надійність з'єднань рукавів з приєднувальною арматурою та зменшення міцності рукавів, обумовлені самою технологією проведення пресових операцій для обжиму муфт, які приводять до руйнування внутрішнього резинового шару рукава і порушенню герметичності з'єднання, а також до деформації дротів металевий оплітки. При цьому остання являється несучим елементом і приводить до зменшення міцності рукава в зоні обпресування при високій міцності самого з'єднання.

Для підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних рукавів високого тиску необхідне проведення, як теоретичних так і експериментальних досліджень з впливу конструктивних елементів рукавів і деталей приєднувальної арматури на міцність та герметичність їх з'єднань.

Розглянемо надійність з'єднання рукава з розбірною з'єднувальною арматурою (рис. 1) з припущенням, що герметичність з'єднання знаходиться в функціональній залежності від: довжини ущільнювальної поверхні; визначеної робочої довжини деталей арматури; величини контактного тиску на поверхню кон-



**Рис.1.** Конструкція розбірної приєднувальної арматури гідравлічного ру

такту «ніпель-резина внутрішнього шару рукава» та характеру поверхні контакту, який визначається конфігурацією і параметрами нарізаної робочої поверхні ніпеля.

Разом з тим будемо вважати, що найбільша герметичність з'єднання буде забезпечена при циліндричній внутрішній поверхні муфти. Тоді:

$$P_{\Gamma} = \varphi_{\Gamma}(L, q, K_{\Phi H}), \quad (1)$$

де  $L$  – робоча довжина деталей арматури;

$K_{\Phi H}$  – коефіцієнт, який характеризує вплив на герметичність з'єднання конфігурації і параметрів нарізаної робочої поверхні ніпеля;

$q$  – величина контактного тиску на поверхні «ніпель-резина».

В свою чергу ( $q$ ) визначиться, як:

$$q = Q/F, \quad (2)$$

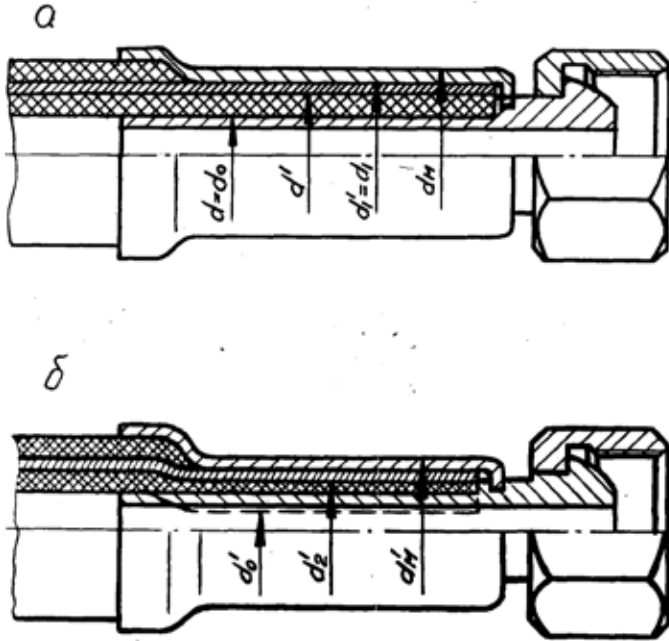
де  $Q$  – сила стиснення стінки рукава або його внутрішнього резинового шару зі сторони ніпеля;

$F$  – площа поверхні контакту «ніпель-резина».

кава

Водночас із [1] відомо, що сила стиснення залежить від площі контакту, модуля пружності і кратності стиснення резини. Тоді:

$$P_{\Gamma} = \varphi_{\Gamma}(L, E, \lambda_p, K_{\Phi H}), \quad (3)$$



**Рис. 2.** Основні розміри рукава і деталей нерозбірної приєднувальної арматури: а- до обжиму; б – після обжиму.

Де  $E$  – модуль пружності резини;

$\lambda_p$  – кратність стискання резини в розбірній арматурі.

Остання визначається за виразом:

$$\lambda_p = \frac{d' - d}{d' - d_0}, \quad (4)$$

Де  $d'$  – діаметр накладення першої обплітки рукава;

$d$  – зовнішній діаметр робочої поверхні ніпеля;

$d_0$  – внутрішній діаметр рукава.

Отже міцність з'єднання буде забезпечена тоді, коли сила, яка прагне зірвати арматуру з рукава буде врівноважена силами тертя на поверхні контакту «муфта-обплітка» та «ніпель-резина»:

$$W = T_1 + T_2, \quad (5)$$

де  $W$  – сила, яка прагне зірвати арматуру з рукава,

$$W = \pi \cdot d_0^2 \cdot P_c / 4,$$

$T_1$  – сила тертя на поверхні контакту «муфта-обплітка»,

$$T_1 = \mu_1 \cdot Q_1,$$

де  $\mu_1$  – коефіцієнт тертя між муфтою і об пліткою;

$Q_1$  – сила стискання стінки рукава зі сторони муфти,

$$Q_1 = K_q \cdot Q,$$

де  $K_q$  – коефіцієнт, який характеризує зменшення сили стискання стінки рукава зі сторони муфти.

$T_2$  – сила тертя на поверхні контакту «ніпель-рези́на»,

$$T_2 = \mu_2 \cdot Q,$$

Де  $\mu_2$  – коефіцієнт тертя між ніпелем та резино́ю.

Тоді вираз (5) можна записати у вигляді

$$\frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot P_c}{4} = \mu_1 \cdot K_q \cdot Q + \mu_2 \cdot Q = Q(\mu_1 \cdot K_q + \mu_2) = \mu_c \cdot Q, \quad (6)$$

Де  $\mu_c$  – коефіцієнт зриву, ( $\mu_c = \mu_1 \cdot K_q + \mu_2$ ).

В зв'язку з тим, що сила стискання залежить від модуля пружності і кратності стискання резини, можна відмітити, що:

$$P_c = \varphi_c(L, E, \lambda_p, \mu_c, d_0), \quad (7)$$

Із виразів (3) і (7) випливає, що між міцністю та герметичністю з'єднання існує функціональна залежність, яка показує, що при визначених умовах забезпечення міцності відбудеться забезпечення і герметичності з'єднання або навпаки.

Вище наведена функціональна залежність являється справедливою і при забезпеченні міцності та герметичності з'єднання рукава з незбірною приєднувальною арматурою лише з тією різницею, що кратність ( $\lambda_H$ ) визначається,

$$\lambda_H = \frac{d'_2 - d_0}{d'_2 - \sqrt{(d'_2)^2 + d_0^2 - (d')^2}} \quad (8)$$

Де  $d'_2$  – діаметр накладення першої обплітки рукава після обтискання (див. рис. 2).

Вираз (8) являється достовірним при  $d = d_0$  та  $d'_1 = d_1$  і отриманий на основі наступних допущень.

Будемо вважати, що ніпель не встановлений в рукав. Тоді, виходячи із рівності об'ємів внутрішнього резинового шару до обжиму і після можна записати:

$$(d')^2 - d_0^2 = (d'_2)^2 - (d'_0)^2, \quad (9)$$

Звідси

$$d'_0 = \sqrt{(d'_2)^2 + d_0^2 - (d')^2}, \quad (10)$$

Тоді кратність стискання з врахуванням встановленого ніпеля складе:

$$\lambda_{\text{н}} = \frac{d'_2 - d_0}{d'_2 - d'_0} = \frac{d'_2 - d_0}{d'_2 - \sqrt{(d'_2)^2 + d_0^2 - (d')^2}}$$

Таким чином проведені теоретичні дослідження дають можливість зробити наступні висновки:

1. При проведенні експериментальних досліджень необхідно встановити залежність міцності і герметичності з'єднання від робочої довжини, конфігурації та нарізки робочих поверхонь деталей арматури, величини внутрішнього діаметру рукава, властивостей і кратності стискання резини його внутрішнього шару.

2. Встановити безпосередньо взаємозв'язок між міцністю та герметичністю з'єднання.

### **Література**

1. Расчеты на прочность. Том 2, ред. С. Д. Пономарев. – М.: Машгиз, 1958. – 544 с.

## **ОСОБЛИВОСТІ РОЗРОБКИ ГІТАРНОГО ПІДСИЛЮВАЧА**

**Ключові слова / Keywords:** пристрій / device, гітарний підсилювач / guitar amplifier, акустичні ефекти / acoustic effects, якість обробки та запису звуку / quality of finish and sound recording.

**Постановка проблеми.** В час стрімкого розвитку та комп'ютеризації техніки актуальними залишаються проблеми якості обробки та запису звуку. Сучасна музична індустрія постійно потребує удосконалення пристроїв для створення акустичних ефектів, адже великі аудиторії слухачів потребують підсилення гучності звучання електричних музичних інструментів, а записуючі студії – розширення спектру різноманітних звукових акустичних ефектів.

**Аналіз попередніх досліджень.** ХХ століття характеризується стрімким розвитком джазової та рок музики, отже музиканти відчували необхідність посилити звучання своїх інструментів. Історія виникнення електричних інструментів, а саме електрогітари, відносить нас до 1930 років, коли з'явився різновид гітари з електричними звукознімачами, що перетворюють коливання металевих струн у коливання електричного струму. Сигнал із звукознімачів міг бути оброблений для отримання різних звукових ефектів та підсилений для відтворення через динаміки. З метою збільшення гучності звуку, музикантам потрібно було викручувати ручку гучності на максимум, в зв'язку з чим звук ставав різким та хрустким.

Роботу по пошуку нових методів збільшення гучності струнних інструментів розпочало багато винахідників, серед них Джорж Бішамп, Пол Бартом, Лео Фендер та інші. Тільки у 1950 році був створений distortion, один з ефектів який присутній майже в кожному сучасному гітарному підсилювачі.

У наш час існує багато компаній (Marshall, VOX, Fender та ін.), які розробляють та випускають гітарні підсилювачі, з різними параметрами, характеристиками, собівартістю. Проте не існує ідеального приладу, який задовольнив би потреби усіх користувачів.

**Мета статті** – висвітлення переваг та недоліків існуючих гітарних підсилювачів та презентація структурної схеми нового гітарного підсилювача.

**Виклад основного матеріалу.** Гітарні підсилювачі широко застосовуються при створенні, записуванні та обробці звуку. Вони можуть включати такі ефекти: distortion, dynamics, filter, modulation, pitch/frequency, time – based, feedback/sustain та інші [1, 2]. Зазвичай гітарний підсилювач – це пристрій для створення акустичних ефектів, який містить у собі декілька ефектів. Розробка гітарного підсилювача поділяється на такі етапи: створення технічного завдання, розробка структурної схеми, розробка, розрахунок та моделювання електричної принципової схеми, створення експериментального зразка.

Порівняльний аналіз існуючих пристроїв обробки звуку дозволив виділити



**Рис. 1.** Гітарний підсилювач Marshall MG15CF



**Рис. 2.** Ітерфейс програми GuitarRig5

найбільш популярні пристрої для створення акустичних ефектів. Сьогодні це гітарний підсилювач або комп'ютер з необхідним програмним забезпеченням. Детальніше розглянемо їх переваги та недоліки.

Гітарний підсилювач містить у собі: декілька ефектів, фільтр, вихідний підсилювач і гучномовець. Для прикладу розглянемо: Marshall MG15CF зображений на рисунку 1.



**Рис. 3.** Структурна схема гітарного підсилювача.

Він має такі параметри: вихідна потужність 15 Вт; наявність 8” гучномовця; еквайзер; ефект Overdrive; додатковий вхід і вихід.

Переваги: наявність гучномовця, додатковий вхід і вихід, легке транспортування.

Недоліки: мала вихідна потужність, містить лише один ефект, якого може не вистачити для роботи.

Комп’ютер з необхідним програмним забезпеченням містить спеціальну звукову карту та гучномовці для виведення звуку. В якості програмного забезпечення використаємо GuitarRig5 [5], інтерфейс якої зображено на рисунку 2.

Переваги: велика кількість ефектів, можливість швидкого запису, легке підключення ефектів.

Недоліки: необхідність звукової карти, висока вартість, можливість завад звучання, затримки звуку, важкість транспортування.

Зваживши всі переваги і недоліки використання наведених вище приладів, було розроблено удосконалену структурну схему гітарного підсилювача. Вона подана на рисунку 3.

Переваги: наявність трьох ефектів, фільтру, вихідного підсилювача та гучномовця, достатня вихідна потужність (60Вт), низька вартість в порівнянні з аналогами, відсутність затримки звуку, легке транспортування.

Недоліки: відсутня можливість автономної роботи.

Висновок. Таким чином, наведена вище структурна схема гітарного підсилювача, дозволяє розробити пристрій, який влаштує за параметрами і характеристиками більшість користувачів та частково вирішить проблему якості обробки та запису звуку.

### Література:

1. <http://guitarline.ru/2009/12/14/kratkij-obzor-osnovnyx-gitarnyx-effektov/>
2. [http://en.wikipedia.org/wiki/Effects\\_unit](http://en.wikipedia.org/wiki/Effects_unit)
3. <http://www.marshallamps.com/product.asp?productCode=MG15CF&pageType=SPECS>
4. <http://www.zoom.co.jp/english/products/g1n/>
5. <http://www.native-instruments.com/en/products/komplete/guitar/guitar-rig-5-pro/>