

**Тези доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції**

**Тезисы докладов II Международной научно-технической  
конференции**

**Proceedings of the II International scientific and technical conference**

---

**ЕНЕРГООЩАДНІ МАШИНИ І ТЕХНОЛОГІЇ**

**ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ МАШИНЫ И ТЕХНОЛОГИИ**

**ENERGY-EFFICIENT MACHINERY AND TECHNOLOGY**

**29 вересня – 1 жовтня  
2015 року  
Київ, Україна**

**29 сентября - 1 октября  
2015 года  
Киев, Украина**

**29 September - 1 October  
2015  
Kiev, Ukraine**

## **Організатори конференції:**

Міністерство освіти і науки України  
Київський національний університет будівництва і архітектури  
Академія будівництва України  
Українська державна будівельна корпорація «УКРБУД»

## **Програмний комітет:**

**Голова програмного комітету:**

**Куліков П.М.**, д.е.н., професор, ректор Київського національного університету будівництва і архітектури, Київ, Україна.

<b>Адріанов В.П.</b> (Україна, Київ)	<b>Маєвські Влодзімір</b> (Польща, Бидгощ)
<b>Барзилович Д.В.</b> (Україна, Київ)	<b>Маслов О.Г.</b> (Україна, Кременчук)
<b>Беркута А.В.</b> (Україна, Київ)	<b>Меламир Гашич</b> (Сербія, Кралево)
<b>Білякович М.О.</b> (Україна, Київ)	<b>Микитась М.В.</b> (Україна, Київ)
<b>Бобирь М.І.</b> (Україна, Київ)	<b>Паламарчук І.П.</b> (Україна, Вінниця)
<b>Большаков В.І.</b> (Україна)	<b>Пелих Ю.К.</b> (Україна, Київ)
<b>Горальчик Стефан</b> (Польща, Варшава)	<b>Петраков Ю.В.</b> (Україна, Київ)
<b>Ємельянова І.А.</b> (Україна, Харків)	<b>Плоский В.О.</b> (Україна, Київ)
<b>Захарченко П.В.</b> (Україна, Київ)	<b>Салій І.М.</b> (Україна, Київ)
<b>Злобін Г.К.</b> (Україна, Київ)	<b>Санді Брезовик</b> (Словенія, Любляна)
<b>Кириченко І.Г.</b> (Україна, Харків)	<b>Собчук Генрик</b> (Польща, Варшава)
<b>Красовський Євгеніуш</b> (Польща, Люблін)	<b>Стип-Рековські Міхал</b> (Польща, Бидгощ)
<b>Кравець С.В.</b> (Україна, Рівне)	<b>Хмара Л.А.</b> (Україна, Дніпропетровськ)
<b>Кузьо І.В.</b> (Україна, Львів)	<b>Шилюк П.С.</b> (Україна, Київ)
<b>Луговський О.Ф.</b> (Україна, Київ)	

## **Організаційний комітет:**

**Голова оргкомітету:** д.т.н., професор **Назаренко Іван Іванович**

**Заступники голови оргкомітету:** к.т.н., професор **Пелевін Леонід Євгенович**  
к.т.н., професор **Смірнов В'ячеслав Миколайович**  
**Сфімчук Валерій Васильович**

**Члени оргкомітету:** д.т.н., професор **Ланець Олексій Степанович**  
к.т.н., доцент **Ручинський Микола Миколайович**  
к.т.н., доктор будівництва АБУ **Волошин Григорій Мусійович**  
д.т.н., професор **Сукач Михайло Кузьмич**  
к.т.н., доцент **Оборський Іван Леонідович**  
к.т.н., доцент **Дєдов Олег Павлович**  
**Гаркавенко Олена Валентинівна**  
**Любинська Юлія Вікторівна**

**Вчений секретар:** к.т.н., доцент **Клименко Микола Олександрович**

**Технічні секретарі:** **Комоцька С.Ю.**, **Король В.І.**, **Мартинцев В.С.**,  
**Мацюк Б.В.**, **Балака М.М.**

У збірнику представлено тези II Міжнародної науково-технічної конференції «Енергоощадні машини і технології», яка відбулася у м. Києві 29 вересня – 1 жовтня 2015 року, і була присвячена розвитку енергоощадних та інноваційних технологій в машинобудуванні і будівництві.

Матеріали збірки розраховані на викладачів та студентів вищих навчальних закладів, фахівців науково-дослідних установ та підприємств.

Енергоощадні машини і технології: тези доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції. – К.: Київський національний університет будівництва і архітектури, 2015. - 163 с.

## ЗМІСТ

<b>СЕКЦІЯ 1. СУЧАСНІ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ПРОЕКТУВАННІ ТА В БУДІВНИЦТВІ .....</b>	<b>17</b>
I.I. Назаренко, д.т.н., професор <i>президент Академії будівництва України</i>	
<b>НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ І МАШИН.....</b>	<b>18</b>
Josef Elkin <i>Ingenieurbüro für Tragwerksplanung IBE, Ludwig-Guttman-Straße 3, 69123 Heidelberg, BRD</i>	
<b>ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗДАНИЙ В ФРГ.....</b>	<b>19</b>
Л.М. Котелков, к.т.н., доц. <i>ЧАО «Вентиляционные системы»</i>	
<b>ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ВЕНТС. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕНТИЛЯЦИИ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ.....</b>	<b>20</b>
М.М. Терещенко, директор <i>Обласне об'єднання з капітального будівництва м. Суми, член-кореспондент академії будівництва України</i>	
<b>СУЧАСНІ ЕФЕКТИВНІ МАТЕРІАЛИ ТА ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ УТЕПЛЕННЯ БУДІВЕЛЬ .....</b>	<b>21</b>
О.С. Мачуга, к.ф.-м.н., доц. <i>Національний лісотехнічний університет України, м. Львів</i>	
<b>ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПРИЗНАЧЕНОЇ ДЛЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В ГІРСЬКІЙ МІСЦЕВОСТІ .....</b>	<b>22</b>
М.І. Назаренко, к.т.н., заст. директора з наук. роботи <i>ПрАТ ПВІ «Нафтогазбудізоляція»</i>	
<b>ОРГАНІЗАЦІЯ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ГОРИЗОНТАЛЬНО-НАПРАВЛЕНОГО БУРІННЯ ПРИ ПРОКЛАДАННІ ТРУБОПРОВОДІВ .....</b>	<b>23</b>
А.В. Кравченко, аспірант, В.Б. Коваль <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО ОБЛАШТУВАННЯ ІННОВАЦІЙНИМ ВОГНЕЗАХИСНИМ ПОКРИТТЯМ ДЕРЕВ'ЯНИХ ПОВЕРХОНЬ .....</b>	<b>24</b>
Хамеди Абдулла Джафар Аль Мусаи, аспірант, С.Г. Гузій, к.т.н., ст.наук.співр. <i>Научно-исследовательский институт вяжущих веществ и материалов им. В.Д. Глуховского Киевского национального университета строительства и архитектуры</i>	
<b>ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПОЛУЧЕНИЯ ГЕОЦЕМЕНТНЫХ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ В ПОЛЯХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ КАВИТАЦИИ .....</b>	<b>25</b>
С.В. Іносов, к.т.н., доц., В.Ю Луценко, к.т.н., доц., Т.Ю. Пристайло, асистент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ВИМІРЮВАННЯ ПИТОМОГО ТЕПЛОПОРУ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ ДРОТОВИМ ЗОНДОМ В КВАЗІСТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМІ.....</b>	<b>26</b>
В.Ю. Луценко, к.т.н., доц., Т.Ю. Пристайло, асистент, Е.В. Сидун, асистент <i>Киевский национальный университет строительства и архитектуры</i>	
<b>ТЕСТОВЫЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ .....</b>	<b>27</b>

С.О. Осипов, к.т.н., доц. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>АКТУАЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ БУДІВНИЦТВА ПРИ РЕСТАВРАЦІЇ ПАМ'ЯТОК АРХІТЕКТУРИ .....</b>	<b>28</b>
К. В. Черненко к.т.н., доц. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ «UP-DOWN» ТА «TOP-DOWN» ПРИ ЗВЕДЕННІ БАГАТОПОВЕРХОВИХ БУДІВЕЛЬ .....</b>	<b>29</b>
<b>СЕКЦІЯ 2. МАШИНИ І ПРОЦЕСИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ, БУДІВЕЛЬНИХ, ДОРОЖНІХ ТА МЕЛІОРАТИВНИХ РОБІТ .....</b>	<b>30</b>
Л. А. Хмара, д.т.н., проф., К.А. Крекнін, інж. <i>Придніпровська державна академія будівництва та архітектури</i> <b>ВИСОКОЕНЕРГОЕФЕКТИВНЕ БУЛЬДОЗЕРНЕ ОБЛАДНАННЯ З ТРИСЕКЦІЙНИМ ВІДВАЛОМ.....</b>	<b>31</b>
М.П. Гарницький, президент <i>Міжгалузеве науково-технічне підприємство «Лана»</i> <b>ТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ З АЛЬТЕРНАТИВНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ЕНЕРГІЇ.....</b>	<b>32</b>
Л.Є. Пелевін, к.т.н., проф. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ОСОБЛИВІСТЬ РОЗРОБКИ ҐРУНТУ РОБОЧИМ ОРГАНОМ ВІДВАЛЬНОГО ТИПУ.....</b>	<b>32</b>
Л.Є. Пелевін, к.т.н., проф., А.О. Азенко, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>НЕРІВНОМІРНІСТЬ РОЗПОДІЛУ СИЛ ОПОРУ РІЗАННЯ ҐРУНТУ НА РІЖУЧУ КРОМКУ ВІДВАЛІВ ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ.....</b>	<b>33</b>
Л.А. Хмара, д.т.н., проф., О.О. Дахно, аспірант <i>ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»</i> <b>ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ОДНОКІВШЕВОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ЕКСКАВАТОРА ТЕЛЕСКОПІЧНОГО ТИПУ .....</b>	<b>34</b>
Л.А. Хмара, д.т.н., проф., О.О. Дахно, аспірант <i>ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»</i> <b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОПАННЯ ҐРУНТУ ТЕЛЕСКОПІЧНИМ РОБОЧИМ ОБЛАДНАННЯМ ОДНОКІВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА .....</b>	<b>35</b>
М.К. Сукач, д.т.н., проф., С.Ю. Комоцька, асистент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ОЦІНКА РЕСУРСІВ ГЛИБОКОВОДНИХ КОРИСНИХ КОПАЛИН .....</b>	<b>36</b>
М.К. Сукач, д.т.н., проф., О.А. Марченко, асистент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>КОНСТРУВАННЯ ПІДВОДНОГО КАБЕЛЕУКЛАДАЧА .....</b>	<b>37</b>
М.П. Кузьмінець, д.т.н., доц. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ СПЕЦІАЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ ТЕХНІКИ, ЩО ПРАЦЮЄ В УМОВАХ БЛИЗЬКОРОЗТАШОВАНИХ НЕБЕЗПЕЧНИХ ОБ'ЄКТІВ .....</b>	<b>38</b>

М.П. Кузьмінець <sup>1</sup> , д.т.н., доц., Паоло Орсіні <sup>2</sup> , ген. директор, Л.В. Білолуцька <sup>2</sup> , ст. спеціаліст 1-Київський національний університет будівництва і архітектури 2-Будівельна корпорація JRD "Engineering" м. Рим, Італія	
<b>ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ПРОГОНОВОЇ ЧАСТИНИ ПІВДЕННОГО МОСТОВОГО ПЕРЕХОДУ ЧЕРЕЗ Р. ДНІПРО В М. КИЄВІ ПІД ВПЛИВОМ РУХОМОГО НАВАНТАЖЕННЯ .....</b>	<b>39</b>
М.П. Кузьмінець <sup>1</sup> , д.т.н., доц. Р.В. Артеменко <sup>2</sup> , студент, В.І. Петрикін <sup>2</sup> , студент. 1-Київський національний університет будівництва і архітектури 2-Національний транспортний університет	
<b>ПРОБЛЕМИ ПРОЕКТУВАННЯ РІВНОМІЦНИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН .....</b>	<b>40</b>
Г.О. Аржаєв <sup>1</sup> , викладач-методист, М.М. Балака <sup>2</sup> , асистент 1-Миколаївський будівельний коледж КНУБА 2-Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>КІНЕМАТИКА ГАЛЬМІВНОГО РЕЖИМУ КОЧЕННЯ КОЛЕСА З ПНЕВМАТИЧНОЮ ШИНОЮ ....</b>	<b>41</b>
С.І. Лисак, викладач, Г.О. Аржаєв, викладач-методист Миколаївський будівельний коледж КНУБА	
<b>НАВІСНЕ УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ НЕГАБАРИТНИХ МАТЕРІАЛІВ НА БАЗІ ЕКСКАВАТОРА ЭО-2621В-2 .....</b>	<b>42</b>
С.І. Лисак, викладач О.О. Дмитрієва, викладач-методист Миколаївський будівельний коледж КНУБА	
<b>БІОМЕХАНІЧНЕ ХОДОВЕ УСТАТКУВАННЯ КУЩОРИЗА ДЛЯ РОБІТ НА СКЛАДНІЙ ОПОРНІЙ ПОВЕРХНІ.....</b>	<b>43</b>
С.П. Кулініч, канд. техн. наук, доц., Н.В. Семенова, аспірантка Сумський державний університет	
<b>ВИКОРИСТАННЯ ПРОПОРЦІЙНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ РОЗПОДІЛЬНИКІВ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ДВИГУНАМИ В ПРИВОДАХ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН .....</b>	<b>44</b>
В.П. Рашківський, к.т.н., доц., Я.О. Луценко, Т.С. Погребняк, студенти Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>ГЕОМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН ТА ЇХ АНАЛІЗ.....</b>	<b>45</b>
В.П. Рашківський <sup>1</sup> , к.т.н., доц., С.О. Катюжинський <sup>2</sup> , директор 1-Київський національний університет будівництва і архітектури 2-ТОВ «Техмашексім Україна»	
<b>АНАЛІЗ РИНКОВОЇ КОНКУРЕНТОЗДАТНОСТІ ТЕХНІЧНОЇ ВІНАХІДНИЦЬКОЇ ДІЯЛЬНОСТІ .....</b>	<b>45</b>
Д.О. Міщук, к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>ПЛАНУВАННЯ ТРАЕКТОРІЇ РУХУ МАНІПУЛЯТОРА БУДІВЕЛЬНОГО РОБОТА.....</b>	<b>46</b>
Д.О. Міщук, к.т.н., доц., І.В. Федоров, студент Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ БУДІВЕЛЬНОГО РОБОТА ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЙ «MICROSOFT ROBOTIC STUDIO» .....</b>	<b>47</b>

Д.О. Міщук, к.т.н., доц., А.І. Свечніков, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА.....</b>	<b>48</b>
В.О. Воляннюк, к.т.н., доц., О.В. Романишин, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОЗДОБЛЮВАЛЬНИХ РОБІТ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИМИ МАТЕРІАЛАМИ.....</b>	<b>49</b>
С.Ю. Комоцька, асистент, С.В. Лаврик, аспірант, <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>РОЗРОБКА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВІДВАЛОМ ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ.....</b>	<b>50</b>
Л.Є. Пелевін, к.т.н., проф., М.М. Карпенко, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДУ ГАСНИКА ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ .....</b>	<b>50</b>
М.М. Карпенко, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>РОЗРОБКА ҐРУНТУ АКТИВНИМ НАКОНЕЧНИКОМ РОЗПУШНИКА .....</b>	<b>51</b>
М.О. Пристайло, к.т.н., доц., М.М. Карпенко, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>БАГАТОЯРУСНИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ .....</b>	<b>52</b>
А.В. Фомін, к.т.н., проф., М.О. Авраменко, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ТРАНШЕЄКОПАЧ НА БАЗІ АГРЕГАТУ БУЛЬДОЗЕР-РОЗПУШНИК .....</b>	<b>52</b>
А.В. Фомін, к.т.н., проф. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГУСЕНИЧНИХ РОЗПУШНИКІВ .....</b>	<b>53</b>
Є.В. Горбатюк, к.т.н., доц., І.А. Бабіч, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ДИСКОВИЙ ТРАНШЕЄКОПАЧ З ПЛАНЕТАРНИМ РЕДУКТОРОМ.....</b>	<b>54</b>
О.О. Костенюк, старший викладач <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>НИЗЬКОЕНЕРГОЄМНИЙ СПОСІБ РОЗРОБКИ ҐРУНТІВ .....</b>	<b>55</b>
І.А. Дяченко, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>РОЗРОБКА МІЦНИХ ҐРУНТІВ ПЕРИФЕРІЙНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ .....</b>	<b>55</b>
Т.Ф. Щербина, асистент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ В ОБМЕЖЕНИХ УМОВАХ.....</b>	<b>56</b>
О.А. Тетерятник, асистент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ДОСЛІДЖЕННЯ КОНУСНОЇ ФРЕЗИ .....</b>	<b>57</b>

О.А. Тетерятник, асистент, М.В. Баранець, студентка <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ МІНІ ТЕХНІКИ ПРИ ВИКОНАННІ БУДІВЕЛЬНИХ РОБІТ .....</b>	<b>58</b>
М.М. Балака, асистент, М.В. Педоряка, студентка <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ СКРЕПЕРНОГО ОБЛАДНАННЯ .....</b>	<b>59</b>
<b>СЕКЦІЯ 3. МАШИНИ І ПРОЦЕСИ БУДІВЕЛЬНОЇ ІНДУСТРІЇ ТА ПЕРЕРОБНИХ ВИРОБНИЦТВ.....</b>	<b>60</b>
І.А. Ємельянова, д.т.н., проф., В.В. Блажко, к.т.н., доц. <i>Харківський національний університет будівництва та архітектури</i>	
<b>ПОБУДОВА ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ СПІВУДАРУ ОКРЕМИХ КОМПОНЕНТІВ СУХИХ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ ІЗ ВНУТРІШНЬОЮ ПОВЕРХНЕЮ КОРПУСУ ПРИ ЇХ ПРИГОТУВАННІ В ВИСОКОШВИДКІСНОМУ ДВОХРОТОРНОМУ ТУРБУЛЕНТНОМУ ЗМІШУВАЧІ .....</b>	<b>61</b>
В.Й. Сівко, д.т.н. проф. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ДИНАМІКА РУЙНУВАННЯ СТРУКТУРИ МАТЕРІАЛУ В ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСАХ .....</b>	<b>62</b>
В.Й. Сівко, д.т.н., проф., М.П. Кузьмінець, д.т.н., доц. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ОСНОВИ ТЕОРІЇ РУЙНУВАННЯ ҐРУНТІВ ТА ПОРІД НА ОСНОВІ ОЦІНКИ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАШИНИ З СЕРЕДОВИЩЕМ .....</b>	<b>63</b>
Ю.В. Науменко, д.т.н., доц. <i>Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне</i>	
<b>ЕФЕКТ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ТОНКОГО ПОДРІБНЕННЯ В БАРАБАННОМУ МЛИНІ ЗІ ЗНИЖЕННЯМ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ.....</b>	<b>64</b>
А.Ю. Крот, д.т.н., проф., Д.В. Супряга, асистент <i>Харьковский национальный университет строительства и архитектуры</i>	
<b>МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ВИБРОВАЛКОВОГО АКТИВАТОРА .....</b>	<b>65</b>
В.Й. Сівко, д.т.н. проф., В.П. Овчар, к.т.н., пров. співробітник НДІБК.	
<b>ПАРАМЕТРИ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМАТИВНОГО СТАНУ ПРИ ПОВЕРХНЕВОМУ ВІБРОФОРМУВАННІ .....</b>	<b>66</b>
В.І. Вінниченко, д.т.н., проф., Н.М. Супряга, мол.наук.сп. <i>Харківський національний університет будівництва та архітектури</i>	
<b>ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА ПАЗОГРЕБЕНЕВИХ ПЛИТ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ФОСФОГІПСУ.....</b>	<b>67</b>
М.П. Нестеренко, д. т. н., проф., П.О. Молчанов, к. т. н., доц. <i>Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка</i>	
<b>РОЗРОБЛЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ФОРМ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ .....</b>	<b>68</b>
М.П. Нестеренко, д.т.н., проф., О.В. Орисенко, к.т.н., доц. <i>Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка</i>	
<b>АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КІЛЕЦЬ.....</b>	<b>69</b>

М.П. Нестеренко, д.т.н., проф., О.О. Хероїм, асистент, <i>Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка</i> <b>ПРО ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ КЕРОВАНОЇ ВІБРОМАШИНИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ ЖОРСТКИХ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ .....</b>	<b>70</b>
А.Е. Калянов, аспірант, Ю.А. Лагунова, д-р техн. наук, проф., В.С. Шестаков, канд. техн. наук, проф., <i>ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет», г.Екатеринбург, Россия</i> <b>АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ВАЛА КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ .....</b>	<b>71</b>
А.П. Комиссаров, д-р техн. наук, проф., Ю.А. Лагунова, д-р техн. наук, проф., А.В. Орочко, канд. техн. наук, гл. инженер <i>ОАО «Федоровскнефть»</i> <b>КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ СО СЛОЖНЫМ КАЧАНИЕМ ЩЕКИ.....</b>	<b>72</b>
М.Г. Діктерук, к.т.н., доц., Ю.В. Човнюк, к.т.н., доц. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>КОНЦЕПТУАЛЬНІ ОСНОВИ АНАЛІЗУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ СУХОЇ БУДІВЕЛЬНОЇ СУМІШІ НА ВІБРОСТОЛІ З ВЕРТИКАЛЬНО СПРЯМОВАНИМИ КОЛИВАННЯМИ.....</b>	<b>73</b>
М.Г. Диктерук, к.т.н., доц., Ю.В. Човнюк, к.т.н., доц. <i>Киевский национальный университет строительства и архитектуры</i> <b>ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ФИЗИКИ ДЛЯ АНАЛИЗА КОЛЕБАНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ВИБРАЦИОННОЙ ПЛИТЫ РАБОЧЕГО ОРГАНА С УПЛОТНЯЕМОЙ СРЕДОЙ .....</b>	<b>74</b>
Dikterjuk M.G., c.t.s., ass. prof., Chovnyuk Y.V., c.t.s., ass. prof. <i>Kyiv National University of Construction and Architecture</i> <b>DISCRETE-CONTINUAL MODELING AND STUDY OF CONCRETE'S MIX COMPACTION PROCESS AT VOLUME VIBRATION FORMING TECHNOLOGIES .....</b>	<b>75</b>
О.З. Бундза, асистент, В.Г. Нікітін, к.т.н., доцент <i>Національний університет водного господарства та природокористування</i> <b>ВПЛИВ ЖОРСТКОСТІ СТЕБЛА РОСЛИНИ НА РОБОТУ ПРИСТРОЮ КОНТАКТНОГО МАЩЕННЯ .....</b>	<b>76</b>
М.М. Нестеренко, к.т.н., доцент <i>Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка</i> <b>АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ВИРОБІВ ІЗ ЛЕГКИХ БЕТОНІВ.....</b>	<b>77</b>
А. Р. Дзюбик, к.т.н., доц., Л. В. Дзюбик, к.т.н., ст.викладач <i>Національний університет «Львівська політехніка»</i> <b>ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕНЕРГООЩАДНИХ УМОВ ФОРМУВАННЯ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ ПІДВИЩЕНОЇ МІЦНОСТІ .....</b>	<b>78</b>
В.А. Кириченко, к.т.н., доцент <i>Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка</i> <b>ВПЛИВ ГРАНИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ БЕТОНУ НА МІЦНІСТЬ ЗАЛІЗОБЕТОННОГО ПЕРЕРІЗУ .....</b>	<b>79</b>



В.М. Гарнець, к.т.н. проф., Я.С. Приходько, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>РОЗРОБКА АГРЕГАТИВ РОЛИКО-ЕКСТРУЗІЙНОГО ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ.....</b>	<b>80</b>
В.О. Шаленко, асистент, В.М. Гарнець, к.т.н. проф. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ПРИНЦИПИ РОЗРОБКИ СУЧАСНИХ БЕТОНОФОРМУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ.....</b>	<b>81</b>
К.Ю. Дейнека, к.т.н. <i>Технічний коледж Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне</i> <b>ЕФЕКТ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГООЩАДНОСТІ АВТОКОЛИВНИХ ПРОЦЕСІВ ПОДРІБНЕННЯ В БАРАБАННИХ МЛИНАХ.....</b>	<b>82</b>
В.М. Пазюк, к.т.н., доцент <i>Вінницький національний аграрний університет</i> <b>СУШІННЯ НАСІННЕВОГО ЗЕРНА В ТЕПЛОАСОСНІЙ СУШИЛЬНІЙ УСТАНОВЦІ.....</b>	<b>83</b>
О.Д. Пазюк, асистент <i>Вінницький національний аграрний університет</i> <b>РОЗРОБКА СХЕМ ВІБРАЦІЙНОГО СУШІННЯ ЗЕРНА.....</b>	<b>84</b>
В.О. Гаврилук, асистент М.О. Клименко, к.т.н., доц., Т.С. Погребняк, студентка, Я.О. Луценко, студентка <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПЕРЕМІШУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ В БАРАБАНИ ГРАВІТАЦІЙНОГО АВТОБЕТОНОЗМІШУВАЧА .....</b>	<b>85</b>
М.М. Делембовський, асистент, М.О. Клименко, к.т.н., доц., В.С. Печерський, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>РОЗРАХУНОК І ВИБІР НОВИХ СПЕЦІАЛЬНИХ СФЕРИЧНИХ ПІДШИПНИКІВ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН.....</b>	<b>86</b>
Ю.О. Баранов <sup>1</sup> , к.т.н., доц., І.М. Кравченко <sup>1</sup> , асистент, В.Ю. Лобанов <sup>2</sup> , гол. інженер <i>1-Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <i>2-ТОВ "Бетон Комплекс"</i> <b>ЕНЕРГООЩАДНЕ ФОРМУВАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ЗАВОДІВ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ.....</b>	<b>87</b>
Ю.О. Баранов, к.т.н., доц., В.О. Вініченко, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>АКУМУЛЯТОРИ ДЛЯ РУЧНОГО ІНСТРУМЕНТА В БУДІВНИЦТВІ .....</b>	<b>88</b>
І.В. Косминський, к.т.н., доц. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>УЩІЛЬНЕННЯ ФІБРОБЕТОННИХ СУМІШЕЙ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРИВАНТАЖУВАЧА .....</b>	<b>89</b>
Ю.О. Баранов, к.т.н., доц., І.В. Косминський, к.т.н., доц., М.С. Мельниченко, студент, В.О. Вініченко, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА СТРІЛІНГА ДЛЯ ПРИВОДА ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ПІДГОТУВАННЯ ПОВІТРЯ НА ВІДДАЛЕНИХ ВІД СТАЦІОНАРНИХ ЕЛЕКТРОМЕРЕЖ ОБ'ЄКТАХ .....</b>	<b>90</b>

П.Т. Довгаль <sup>1</sup> , І.В. Косминський <sup>2</sup> , к.т.н., доц. 1-ДЛ-Буд ТОВ «Будівельно-ремонтна компанія» 2-Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>ДИСПЕРСНЕ АРМУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ РОВІНГА .....</b>	<b>91</b>
С.В. Орищенко, к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕМНОСТІ ПРОЦЕСУ СОРТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ВІБРАЦІЙНИХ ГРОХОТАХ .....</b>	<b>92</b>
Міщук Є.О., асистент Київський національний університет будівництва та архітектури	
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕМНОСТІ ПРОЦЕСУ ДРОБЛЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ.....</b>	<b>93</b>
В.М. Гарнець, к.т.н., проф., Є.О. Міщук, асистент, О.О. Мельник, студент Київський національний університет будівництва та архітектури	
<b>АВТОМАТИЧНІ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ РОБОЧИМ ПРОЦЕСОМ ДРОБИЛЬНИХ УСТАНОВОК .....</b>	<b>94</b>
В.О. Шаленко, асистент, Є.О. Міщук, асистент, Р.О. Глущенко, студент Київський національний університет будівництва та архітектури	
<b>ОЦІНКА ТА АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІДЦЕНТРОВО-УДАРНИХ ДРОБАРОК.....</b>	<b>95</b>
Б.В. Мацюк, аспірант Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>АНАЛІЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СОРТУВАННЯ МАТЕРІАЛУ НА ВІБРАЦІЙНОМУ ГРОХОТІ .....</b>	<b>96</b>
Нестеренко М. П., д.т.н., проф., Хлистуєн Є. О., асистент Полтавський Національний Технічний Університет імені Юрія Кондратюка	
<b>УСТАНОВКА ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОНУ В ТРУБОБЕТОННИХ КОЛОНАХ.....</b>	<b>97</b>
 <b>СЕКЦІЯ 4. МОДЕЛЮВАННЯ, ІНЖЕНЕРІЯ ЛОГІСТИЧНИХ СИСТЕМ, НАДІЙНІСТЬ НА ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ.....</b>	<b>98</b>
Ю.М. Данильченко, д.т.н., проф. А.Б. Неженцев, к.т.н., доц., Національний технічний університет України "КПИ"	
<b>СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИИ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ.....</b>	<b>99</b>
В.С. Ловейкін, д.т.н., проф.; Ю.О. Ромасевич, к.т.н. НУБіП України	
<b>ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ ПРОЛЬОТНИХ КРАНІВ .....</b>	<b>100</b>
В. С. Ловейкін, д.т.н., проф., П.В. Лимар, асистент НУБіП України	
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ КРАНА ДЛЯ ДОВГОМІРНИХ КОЛОД.....</b>	<b>101</b>
В.О. Малащенко, д.т.н., проф., В.В. Федик, аспірант Національний університет «Львівська політехніка»	
<b>ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ МОДИФІКОВАНИХ РОЛИКІВ У ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЯХ АВТОКРАНІВ .....</b>	<b>102</b>

Д.А. Вольченко<sup>1</sup>, д.т.н., проф., Д.Ю. Журавлев<sup>1</sup>, к.т.н., доц., В.С. Скрыпник<sup>1</sup>, к.т.н., доц., П.С. Красин<sup>2</sup>, аспирант

1-Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа (Украина)

2-Кубанский государственный технологический университет (г. Краснодар, Россия)

**РОБАСТНЫЙ ПОДХОД К РАСЧЕТУ И ПРОЕКТИРОВАНИЮ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН..... 103**

А.И. Вольченко<sup>1</sup>, д.т.н., проф., Н.А. Вольченко<sup>2</sup>, к.т.н., доц., А.В. Возный<sup>1</sup>, к.т.н., ст.науч.сотр., О.Б. Стадник<sup>1</sup>, аспирант

1-Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа (Украина)

2-Кубанский государственный технологический университет (г. Краснодар, Россия)

**ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ ..... 104**

І.В. Кузьо, д.т.н., проф., В.М. Корендїй, к.т.н., В.В. Вергелес

Національний університет «Львівська політехніка»

**АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ФУНКЦІОНУВАННЯ ІНЕРЦІЙНИХ СИСТЕМ ПРОТИШТОРМОВОГО ЗАХИСТУ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ОСЬОВИХ ВІТРОУСТАНОВОК З МЕХАНІЗМАМИ ПОВОРОТУ І СКЛАДАННЯ ЛОПАТЕЙ..... 105**

В.Б. Яковенко, д.т.н., проф., М.М. Забродський, к.т.н.

Київський національний університет будівництва і архітектури

**СИСТЕМНІ МОДЕЛІ ПРОЕКТНИХ РОЗРАХУНКІВ МАШИН ..... 106**

В.Б. Яковенко, д.т.н., проф.

Київський національний університет будівництва і архітектури

**СЕМІОТИКА В УПРАВЛІННІ КРЕАТИВНИМИ СИСТЕМАМИ ..... 106**

І.С. Безклубенко, к.ф.-м.н., доцент

Київський національний університет будівництва і архітектури

**МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ..... 107**

В.І. Лесько, доц.

Київський національний університет будівництва і архітектури

**НАДІЙНІСТЬ ГІДРОФІКОВАНИХ МАШИН, МЕТОДИ ЇЇ ОЦІНКИ ТА ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС ..... 108**

В.І. Лесько, доц., Т.О. Римар, студент

Київський національний університет будівництва і архітектури

**ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ЗА ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПОТОКУ ВІДМОВ ..... 109**

В.І. Лесько<sup>1</sup>, доц. В.І. Палкін<sup>2</sup>, технічний директор сервісного центру

1-Київський національний університет будівництва і архітектури

2-ВАТ «Будмеханізація», м. Київ

**ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН В СИСТЕМІ ФІРМОВОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ .... 110**

Полянський С.К., к.т.н., проф.

Національний транспортний університет

**СИНТЕЗ ТЕОРЕТИЧНИХ І ПРАКТИЧНИХ ОСНОВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ І РОБОТОЗДАТНОСТІ АВТОМОБІЛІВ І БУДІВЕЛЬНО-ДОРОЖНІХ МАШИН ..... 111**

Заліско І.І., к.т.н., Коваленко С.О., к.т.н. <i>ПАТ «Дрогобицький завод автомобільних кранів»</i>	
<b>ЗАСТОСУВАННЯ МОБІЛЬНОЇ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В УМОВАХ ВІДНОВЛЕННЯ ТА РЕКОНСТРУКЦІЇ ОБ'ЄКТІВ .....</b>	<b>112</b>
І.І. Назаренко, д.т.н., проф., В.І. Король, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>АНАЛІЗ КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ БАШТОВИХ КРАНІВ.....</b>	<b>112</b>
В.А. Залізняка, аспірант КНУБА <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ВИСОТНОГО ПІДЙОМНИКА.....</b>	<b>113</b>
А.І. Чичур, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>МОДЕЛЮВАННЯ ТА РОЗРОБКА ПРОГРАМНОГО ПРОДУКТУ ЗМІШУВАЧІВ ПРИМУСОВОЇ ДІЇ.....</b>	<b>114</b>
В.В. Ободенко, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ ПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ БУДІВЕЛЬНОГО ПІДПРИЄМСТВА.....</b>	<b>115</b>
<b>СЕКЦІЯ 5. ВІБРАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ І МАШИНИ .....</b>	<b>116</b>
А.Г. Маслов, д.т.н., проф., В.П. Лукьяненко, В.А. Сербин <i>Кременчугский национальный университет</i>	
<b>РАЗРАБОТКА ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ФОРМОВАНИЯ БЕТОННЫХ БЛОКОВ.....</b>	<b>117</b>
А.Г. Маслов, д.т.н., проф., Жанар Батсайхан <i>Кременчугский национальный университет</i>	
<b>РАЗРАБОТКА ВИБРОУДАРНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ .....</b>	<b>118</b>
А.Г. Маслов, д.т.н., проф., Р.А. Вакуленко <i>Кременчугский национальный университет</i>	
<b>ИССЛЕДОВАНИЯ БЕГУНКОВОГО ВИБРАЦИОННОГО ВОЗБУДИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ .....</b>	<b>119</b>
Ю.С. Саленко, д.т.н., проф. <i>Кременчугский национальный университет</i>	
<b>РАЗРАБОТКА ВИБРОМЕХАНИЧЕСКОГО БЕТОНОСМЕСИТЕЛЯ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ .....</b>	<b>120</b>
А.Ф. Луговской, д.т.н, проф., Н.В. Семинская, к.т.н, доц., И.А. Гришко, к.т.н, доц. <i>Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев</i>	
<b>ТЕХНОЛОГИЯ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ КАВИТАЦИОННОЙ МОДИФИКАЦИИ БЕТОНА И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЕЕ РЕАЛИЗАЦИИ .....</b>	<b>121</b>
І.В. Кузьо, д.т.н., проф., В.М. Гурський <i>Національний університет «Львівська політехніка</i>	
<b>СИНТЕЗ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРОУДАРНИХ МАШИН ЗА ТЕХНОЛОГІЧНИМИ ТА ДИНАМІЧНИМИ ОБМЕЖЕННЯМИ .....</b>	<b>122</b>

В.С. Шенбор, пров. спец., В.Г. Брусенцов, ст. викл., В.М. Корендій, к.т.н. <i>Національний університет «Львівська політехніка»</i>	
<b>УДОСКОНАЛЕННЯ СТРУКТУРНИХ СХЕМ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОХІДНИХ СЕПАРАТОРІВ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ .....</b>	<b>123</b>
О.С. Ланець, д.т.н, доц., І.В. Кузьо, д.т.н., проф., О.В. Ланець, к.т.н., Я.В. Шпак, к.т.н., доц., А.І. Тіхоміров, студент <i>Національний університет «Львівська політехніка»</i>	
<b>ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ВІБРОПЛИТИ З ІНЕРЦІЙНИМ ПРИВОДОМ.....</b>	<b>124</b>
М.П. Нестеренко, д. т. н., проф. П.О. Молчанов, к. т. н., доц. <i>Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка</i>	
<b>ВІБРОЗБУДЖУВАЧ З РЕГУЛЮВАННЯМ АМПЛІТУДИ КОЛИВАНЬ.....</b>	<b>125</b>
М.П. Нестеренко, д.т.н., проф., П.М. Чеботарьов, зав. навч. лаб. <i>Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка</i>	
<b>КЕРОВАНА ВІБРАЦІЙНА МАШИНА ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ .....</b>	<b>126</b>
В.М. Колин, к.т.н., доц., Ю.Я. Часовщик, ст. преп. <i>Одесская государственная академия строительства и архитектуры.</i>	
<b>О ГИБРИДНОМ МЕТОДЕ ПРИМЕНЕНИЯ СРЕДСТВ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ И ШУМА В СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ .....</b>	<b>127</b>
М.М. Ручинський, к.т.н., доц. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>КОНСТРУКТИВНІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ФУНДАМЕНТНИХ БЛОКІВ.....</b>	<b>128</b>
М.М. Ручинський <sup>1</sup> , к.т.н., доц., В.М. Демчук <sup>2</sup> , директор <i>1-Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <i>2-Агрофірма «Брусилів»</i>	
<b>ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ РЕМОНТУ ТЕХНІКИ ПОТОКОВО-АГРЕГАТНИМ МЕТОДОМ .....</b>	<b>129</b>
М.М. Ручинський, к.т.н., доц., М. Міняйло, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ХВИЛЬОВИХ ЯВИЩ У БЕТОННИХ ВИРОБАХ ЗНАЧНОЇ ВИСОТИ .....</b>	<b>130</b>
Ю.О. Баранов, к.т.н., доц., І. М. Кравченко, асистент, М.С. Мельниченко, студент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>МОДЕРНІЗАЦІЯ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ.....</b>	<b>131</b>
А.Т. Свідерський, к.т.н., проф. <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ВДОСКОНАЛЕННЯ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ ДЛЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОБІТ З ГІДРАВЛІЧНИМ ВИКОНУЮЧИМ МЕХАНІЗМОМ .....</b>	<b>131</b>
В.А. Басараб, к.т.н., зав. лабораторією <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІЧАСТОТНОГО РЕЖИМУ КОЛИВАНЬ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО – ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ.....</b>	<b>132</b>

В.С. Мартинцев, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА МЕТОДІВ КАВІТАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ РОЗЧИНІВ І СУМІШЕЙ БУДІНДУСТРІЇ</b> .....	133
Б.Г.Болілий, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>МОДЕЛІ ТА ЇХ ВИКОРИСТАННЯ В РОЗРАХУНКАХ МАШИН ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ</b> .....	134
А.В. Заприводе, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>МОДЕЛЮВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ ВІБРОУСТАНОВКИ</b> .....	134
О.С. Дьяченко, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i> <b>АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИГОТУВАННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ І РОЗЧИНІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕФЕКТІВ ВІБРАЦІЇ</b> .....	135
<b>СЕКЦІЯ 6. РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОБРОБКИ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ І КОНСТРУКЦІЙ</b> .....	136
В.Б. Струтинський, д.т.н., проф., О.В. Колот, О.Я. Юрчишин, к.т.н., доц. <i>Національний технічний університет України «КПІ»</i> <b>ЕФЕКТИВНЕ ОБЛАДНАННЯ НА ОСНОВІ ВЕРСТАТА-ГЕКСАПОДА ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ В ОСОБЛИВИХ УМОВАХ</b> .....	137
С.В. Струтинський, к.т.н. <i>Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»</i> <b>ІННОВАЦІЙНІ МЕХАТРОННІ ПРОСТОРОВІ СИСТЕМИ ПРИВОДІВ ДЛЯ МАНІПУЛЮВАННЯ ОБ'ЄКТАМИ МАШИНОБУДУВАННЯ</b> .....	138
В.А. Мечник, д.т.н., ст. наук. співр. <i>Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України</i> <b>ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ В ЗОНІ РІЗАННЯ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ АЛМАЗНОГО КРУГА</b> .....	139
М.О. Бондаренко, д.т.н. <i>Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України</i> <b>НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН МЕТАЛЕВОЇ ЗВ'ЯЗКИ В ОКОЛІ АЛМАЗНОГО ЗЕРНА ПРИ РІЗАННІ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ</b> .....	140
В.А. Мечник, д.т.н., ст. наук. співр., М.О. Бондаренко, д.т.н. <i>Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України</i> <b>КОМПОЗИЦІЙНІ АЛМАЗОВМІСНІ МАТЕРІАЛИ ТА ІНСТРУМЕНТИ НА ЇХ ОСНОВІ ДЛЯ ПОТРЕБ БУДІВЕЛЬНОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ</b> .....	141
К.О. Беліков, асистент, О.С. Ганпанцурова, к.т.н., доц., О.П. Губарев, д.т.н., проф. А.В. Кузнецов, студент <i>Національний технічний університет України «КПІ»</i> <b>АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОМПОНОВКИ ВУЗЛІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООВОГО ГІДРОПРИВОДУ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ПРИЙМАЧА ГЕЛІОСТАНЦІЇ</b> .....	142

О.В. Левченко, к.т.н., доц., О.П. Губарев, д.т.н., проф. <i>Національний технічний університет України "КПІ"</i>	
<b>ОСОБЛИВОСТІ ОЦІНКИ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ГІДРОПРИВОДУ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ ДІЄЮ ПРИСТРОЇВ .....</b>	<b>143</b>
О.С. Ганпанцурова, к.т.н., доц., О.П. Губарев, д.т.н., проф. В.Ю. Грішненко <i>Національний технічний університет України «КПІ»</i>	
<b>ВИЗНАЧЕННЯ СТАБІЛІЗОВАНОГО ЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ ЗА ЗАДАНОЮ ЦИКЛОГРАМОЮ РОБОТИ СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДУ .....</b>	<b>144</b>
О.В. Левченко, к.т.н., доц. <i>Національний технічний університет України "КПІ"</i>	
<b>МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ ГІДРОПРИВОДУ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ СТРУКТУРОЮ ПРОЦЕСУ ФУНКЦІОНУВАННЯ .....</b>	<b>145</b>
І.В. Ночніченко, ст.наук.сп., О. В. Узунов, д.т.н., проф. О.С. Галецький, В.О. Сідлецький, студент <i>НТУУ "Київський політехнічний інститут"</i>	
<b>ГІДРОДИНАМІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ТЕЧІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ КРІЗЬ ДРОСЕЛЬНІ ЩІЛИНИ ГІДРАВЛІЧНОГО ДЕМПФЕРА .....</b>	<b>146</b>
О.С. Галецький, О.В. Узунов, д.т.н., проф. <i>НТУУ "Київський політехнічний інститут"</i>	
<b>ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД З ПРОГРАМНО КЕРОВАНИМ ДОЗУВАННЯМ РОБОЧОЇ РІДИНИ....</b>	<b>147</b>
А.М. Муращенко, асистент, О.М. Яхно, д.т.н., проф., О.П. Губарев, д.т.н., проф. <i>НТУУ «Київський політехнічний інститут»</i>	
<b>НАБЛИЖЕНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИ НЕУСТАЛЕНИХ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМАХ В КАНАЛАХ МОБІЛЬНОГО ПРИВОДУ.....</b>	<b>148</b>
І.М. Берник, докторант, О.Ф. Луговський, д.т.н., проф. <i>НТУУ «Київський політехнічний інститут»</i>	
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ХАРАКТЕРИСТИК УЛЬТРАЗВУКОВОГО КАВІТАЦІЙНОГО ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СЕРЕДОВИЩ .....</b>	<b>149</b>
Г.М. Мачишин, асистент <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ПОЛІМЕРНО-АБРАЗИВНИХ ЩІТОК .....</b>	<b>150</b>
Ю.Д. Абрашкевич, д.т.н., проф., А.Г. Поліщук, аспірант <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ОСОБЛИВОСТІ РІЗАННЯ НЕМЕТАЛЕВИХ МАТЕРІАЛІВ АБРАЗИВНИМИ АРМОВАНИМИ КРУГАМИ ....</b>	<b>150</b>
В.В. Заметайло, к.т.н. <i>Государственный научно-технологический центр: «Новейшие материалы и технологии порошковой металлургии»</i>	
<b>СОВРЕМЕННЫЕ СОСТОЯНИЕ ОБРАБОТКИ КАМНЯ В УКРАИНЕ.....</b>	<b>151</b>
В.В. Шатохин, к.т.н., ст. наук. сотр. <i>Институт сверхтвердых материалов НАН Украины им. В.Н. Бакуля</i>	
<b>СПОСОБИ ПОВЫШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ АЛМАЗНЫХ ЗЕРЕН В МЕТАЛЛИЧЕСКИХ СВЯЗКАХ ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОГО РЕЗАНИЯ ВЫСОКОАБРАЗИВНЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ...</b>	<b>152</b>
О.О. Костенюк, старший викладач <i>Київський національний університет будівництва і архітектури</i>	
<b>ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ПЕРИФЕРІЙНИХ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПРИ РОЗРОБЦІ МІЦНИХ РОБОЧИХ СЕРЕДОВИЩ .....</b>	<b>153</b>

В.П. Рашківський <sup>1</sup> , к.т.н., доц., В.М. Гавалешко <sup>2</sup> , асистент 1-Київський національний університет будівництва і архітектури 2-Чернівецький національний університет імені Юрія Федьковича	
<b>АНАЛІЗ СУЧАСНОГО РІВНЯ МЕХАНІЗАЦІЇ РУЧНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У БУДІВНИЦТВІ</b>	<b>154</b>
Луговской А.Ф., д.т.н., проф., Зилинский А.И., асистент Национальный технический университет Украины «КПИ»	
<b>МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФИЛЬТРАЦИИ В УЛЬТРАЗВУКОВОМ ПОЛЕ ПОВЫШЕННОЙ ИНТЕНСИВНОСТИ</b>	<b>155</b>
Є.В. Горбатюк <sup>1</sup> , к.т.н., доц., А.В. Влад, інженер <sup>2</sup> 1-Київський національний університет будівництва і архітектури 2-Спеціальна пересувна механізована колона №509	
<b>МАШИНА ДЛЯ ФРЕЗЕРУВАННЯ ТВЕРДИХ ПОКРИТТІВ</b>	<b>156</b>
В.Б. Холявка, нач. від. охор. праці ТОВ «Підйомні машини», м. Київ	
<b>ЗАПРОВАДЖЕННЯ ПИТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ НА ПІДПРИЄМСТВІ</b>	<b>157</b>
Ю.Д. Абрашкевич, д.т.н., проф., В.В. Саух, студент Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>БЕЗПЕЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ АБРАЗИВНИХ АРМОВАНИХ КРУГІВ</b>	<b>157</b>
Г.М. Мачишин, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>ЕНЕРГЕТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ПРИ РОБОТІ ПОЛІМЕРНО-АБРАЗИВНОЇ ЩІТКИ</b>	<b>158</b>
О.А. Марченко, асистент, О.В. Андріяка, студент Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ЗАЧИЩЕННЯ БЕТОНУ ПІД ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ</b>	<b>159</b>
О.А. Тетерятник, асистент Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>СУЧАСНІ МЕТОДИ КОРЧУВАННЯ ТА ВИДАЛЕННЯ ПНІВ</b>	<b>160</b>
Ю.Д. Абрашкевич, д.т.н., проф., В.В. Саух, студент Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>РАЦІОНАЛЬНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ АБРАЗИВНИХ АРМОВАНИХ КРУГІВ</b>	<b>161</b>
О.П. Дєдов, к.т.н., доц. Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ МАШИН ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ</b>	<b>162</b>
О.П. Дєдов, к.т.н., доц., В.М. Парфені, студентка, О.О. Литвин, студентка Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ПРОВЕДЕННІ РЕМОНТНИХ РОБІТ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ</b>	<b>163</b>
Г.М. Мачишин, асистент, В.С. Гнатюк, студент Київський національний університет будівництва і архітектури	
<b>ВПЛИВ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ НА ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ПОЛІМЕРНО-АБРАЗИВНОЇ ЩІТКИ</b>	<b>164</b>





**СЕКЦІЯ 1.**

**СУЧАСНІ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ  
В ПРОЕКТУВАННІ ТА В БУДІВНИЦТВІ**



**І.І. Назаренко, д.т.н., професор**

*президент Академії будівництва України*

## **НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ І МАШИН**

Академія будівництва України - потужна всеукраїнська організація, що складається із найбільш відомих будівельних організацій і корпорацій, проектних і науково-дослідних інститутів, будівельних університетів України. Високий рівень Академії підтверджується тим, що значна частина її членів мають вчені ступені кандидатів і докторів наук. В структурі Академії успішно функціонують територіальні та галузеві відділення.

Цінність Академії в її унікальності, оскільки структура об'єднує всі елементи галузі: освіту, науку проектування будівель, споруд і об'єктів будь-якого уявного і дійсного виду, а також елементи експлуатації вже збудованих об'єктів.

Така синтезована всеоб'ємлюча її побудова дає реальну можливість за системним підходом ефективно вирішувати питання, які є сьогодні актуальними. Саме виходячи з ідеї безперервності діяльності складових Академії, була розроблена структура управління її роботою, яка передбачає виокремити із загальної системи будівельної галузі її складові, зробити їх динамічно дієвими і керованими у часі і просторі.

Напрямок діяльності є узагальненим уявленням процесу тих явищ, які прямо або опосередковано відображають всю галузь.

Перш за все, це моніторинг та визначення найбільш ефективних технологій енергозбереження будівель, методів контролю за енергоспоживанням, мінімізація часу і кошторисів виконання будівельних проектів.

Новітні технології, в тому числі і застосування енергозберігаючих матеріалів і високоефективних машин і механізмів, є пріоритетними напрямками діяльності Академії. Виконання цих задач є невід'ємною частиною освітянського рівня, як робітників, так і інженерного складу будівельників.

Академія пропонує об'єднати в єдину наскрізну програму всієї системи освіти «училище – коледж – інститут – університет».

Такий підхід дасть можливість значно підвищити якість і продуктивність виконання будівельних робіт.

Вагомю і вкрай важливою складовою процесу будівництва є розробка проектної документації, проходження процесу ліцензування, контроль та супровід реального будівництва.

Основною складовою поліпшення стану будівельної галузі є інвестування, пошук фінансового забезпечення напрацювань науковців, проєктантів та будівельників, що приведе до підйому будівництва в цілому.



## **ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗДАНИЙ В ФРГ**

Концепт энергосбережения в зданиях является частью общенациональной энергетической стратегии ФРГ, предусматривающей с одной стороны понижение потребления энергии в промышленном и в частном секторе, а с другой стороны – уменьшение доли потребления энергии, добываемой из таких невозобновляемых энергоносителей как нефть, природный газ, уголь, торф или уран при повышении доли потребления регенеративной энергии, добываемой из биологического газа, солнечного света, ветра, водных потоков, с помощью геотермальных установок и. д.

В соответствии с данной стратегией, концепт предусматривает комплексную оценку энергоэффективности зданий на основе:

- учёта уровня теплопотерь через ограждающие конструкции, в том числе через тепловые мостики; уровня теплопотерь вследствие вентиляции и подогрева питьевой воды; уровня теплопотерь в отопительной систем;
- учёта доли потребления регенеративной энергии.

Таким образом речь идёт не только об экономии энергии за счёт повышения теплоизоляции зданий, но и за счёт регулирования систем отопления и вентиляции, и всё это с учётом потерь энергии, связанных с её добычей, преобразованием, транспортировкой и распределением.

Многогранность анализа энергоэффективности зданий предполагает при их проектировании самую тесную кооперацию архитекторов, конструкторов, специалистов ОВ, ВК и теплотехников для успешного решения всего комплекса взаимосвязанных проблем.

Целью концепта является сокращение потребления первичной энергии в зданиях к 2020 году по сравнению с 2008 годом на 20%, а к 2050 году - на 50%. Выброс CO<sub>2</sub> в атмосферу должен уменьшиться к 2020 году на 50%, а к 2050 году - на 80-95%.



## **ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ВЕНТС. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕНТИЛЯЦИИ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ**

Компания «Вентс» была основана в 90-х годах прошлого столетия. ВЕНТС- это мощное научно-производственное предприятие, которое владеет крупнейшей современной производственной базой в Европе и самостоятельно производит полный спектр оборудования для систем вентиляции и кондиционирования. Ассортимент вентиляционной продукции ВЕНТС составляет более 10 000 наименований для бытовой, коммерческой и промышленной вентиляции, различных целевых аудиторий потребителей и мировых географических регионов.

**Под энергоэффективностью** в жилищном строительстве понимают комплекс мероприятий, направленных на снижение потребляемой зданиями тепловой энергии, необходимой для поддержания в помещениях требуемых параметров микроклимата, при соответствующем технико-экономическом обосновании внедряемых мероприятий и обеспечении безопасности.

**Пути повышения энергоэффективности в жилых зданиях при помощи различных систем вентиляции:**

### **1. Применение приточно-вытяжной системы вентиляции с рекуперацией.**

Именно эти системы чаще всего рассматриваются как метод энергосбережения, при котором удаляемый из здания воздух используется в теплый период года для предварительного охлаждения, а в холодный период – для подогрева приточного воздуха с уменьшением затрат энергии на подогрев приточного воздуха. Такие системы позволяют экономить до 90% энергии, затрачиваемой на нагрев свежего воздуха в холодное время года. **Пластинчатые рекуператоры.** Приточный и удаляемый воздух проходят с обеих сторон ряда пластин. Здесь практически исключается контакт приточного и удаляемого воздуха. **Роторные рекуператоры.** В них происходит полный обмен температур двух потоков воздуха. Теплообмен происходит с помощью непрерывно вращающегося между удаляемым и приточным каналами ротором.

### **2. Применение в вентиляционном оборудовании энергосберегающих двигателей – ЕС-моторы.**

На сегодняшний день, стоимость энергоресурсов и задачи энергосбережения, выдвигают высокие требования к системам отопления, вентиляции и кондиционирования (ОВИК), в частности, к затратам энергии при работе отдельных агрегатов, и вентиляторов. Одно из мероприятий по данному вопросу,- это снижение энергетических затрат, при работе вентиляторов приточно-вытяжной канальной системы путём замены канальных вентиляторов с асинхронными двигателями на вентиляторы с ЕС-моторами. Практика показывает, что при эксплуатации систем вентиляции с использованием вентиляторов, приточно-вытяжных установок с ЕС-моторами, обеспечивается минимальное энергопотребление, плавная регулировка производительности, высокое КПД и в целом повышается эффективность системы вентиляции в целом.

### **3. Адаптивные системы вентиляции с переменным расходом воздуха**

Системы обеспечивают поддержание заданных параметров воздуха в зонах обслуживания с различными требованиями к микроклимату при сравнительно низкой стоимости и экономичном энергопотреблении вентилятора. Энергоэффективность достигается за счет принципа, по которому работают такие системы, а именно вентиляция, там, где и когда это необходимо. Элементы системы вентиляции работают в зависимости от потребности каждого помещения, количества людей и вида деятельности.



## **СУЧАСНІ ЕФЕКТИВНІ МАТЕРІАЛИ ТА ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ УТЕПЛЕННЯ БУДІВЕЛЬ**

В даний час практично в усіх будинках, що експлуатуються, коефіцієнт опору теплопередачі огорожувальних конструкцій складає менше 50% від нормативних показників, що діють на території України. Обстеження тепловізором зовнішніх стін житлових будинків показало, що половина теплової енергії витрачається на нагрівання навколишнього середовища. Це стало однією із причин енергетичної кризи, яку ми маємо в даний час. виправити ситуацію можна тільки утепленням огорожувальних конструкцій високоефективними утеплювальними матеріалами та доведення їх до нормативних показників в будинках, що уже експлуатуються. В огорожувальних конструкціях будинків, що знаходяться в стадії проектування або будівництва, необхідно закладати утеплювальні матеріали, що забезпечують відповідність показникам опору теплопередачі, відповідають усім вимогам діючих нормативних документів та мають високу ступінь надійності, в тому числі і по терміну ефективної експлуатації. Для вирішення проблеми енергозбереження ТОВ «Обласне міжгосподарське об'єднання по капітальному будівництву» разом з Академією будівництва України розроблено план дій по переходу на нові енергозберігаючі технології та високоефективні матеріали в будівництві та житлово-комунальному господарстві. Розроблені також концептуальні та передпроектні пропозиції по будівельним конструкціям із застосуванням високоефективних утеплювальних матеріалів та технічному забезпеченню квартир, включаючи більш широке використання електроенергії в нічний час по пільговому тарифу для їх опалення та нагріву гарячої води в бойлерах.

В 1991 році на основі набутого досвіду були створені панелі теплоізоляційні на основі пінополіуретану, який в усьому світі вважається одним із самих високоефективних та надійних утеплювальних матеріалів, що застосовуються в будівництві. Розроблені, погоджені з усіма заінтересованими міністерствами і відомствами та зареєстровані в Держстандартметрології ТУУ В.2.7-26.8-00726228-001:2011 «Панелі теплоізоляційні на основі пінополіуретану «Анталія» та зміна № 1 до них. Це дає право випускати дані панелі на території України та застосовувати їх для утеплення огорожувальних конструкцій будинків різного призначення як з зовнішньої так і з внутрішньої сторони. Розроблена та запущена в експлуатацію технологічна лінія по випуску даних панелей. Виробництво та застосування вказаних панелей для утеплення будинків є ефективним рішенням основних положень Загальнодержавної програми реформування і розвитку житлово-комунального господарства та інших аналогічних документів державного рівня, що передбачають заходи щодо зниження тепловитрат та економії енергоресурсів за рахунок підвищення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій. В утеплених даним панелями будинках та квартирах температура в зимовий період піднялася на 5 – 6 градусів. Економія газу становила біля 40%. При виборі утеплювального матеріалу на перше місце ставиться вартість 1 м<sup>3</sup> чи вартість 1 м<sup>2</sup> утеплення фасаду. Такі показники, як термін ефективної експлуатації утеплювального матеріалу, його надійність та горючість можуть взагалі не розглядатися. При проведенні тендерних процедур по утепленню фасаду перемогу одержує той, хто запропонує самі низьку ціну незалежно від того, які характеристики утеплювача. Ми повинні зрозуміти, що витративши незначну суму коштів при будівництві на малоефективний та недовговічний утеплювальний матеріал ми тим самим готуємо для себе міну уповільненої дії, яка може спрацювати через деякий час холодом у квартирі та значними коштами за використання енергоносіїв. Ми маємо високоефективний та довговічний утеплювальний матеріал, такий як пінополіуретан та панелі із нього. Нами запропоновані для розгляду передпроектні пропозиції, які необхідно взяти для розгляду за основу.



## **ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПРИЗНАЧЕНОЇ ДЛЯ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В ГІРСЬКІЙ МІСЦЕВОСТІ**

Проектування та розрахунок елементів конструкції мобільної техніки, експлуатованої в умовах бездоріжжя: в лісозаготівлі, сільському господарстві, під час будівництва доріг, транспортування, навантажувально-розвантажувальних робіт тощо характеризується особливими вимогами у випадку використання таких машин і механізмів в гірській місцевості. Навантаження на вузли та агрегати цієї техніки є несиметричним вздовж осі машини, що зумовлюється як особливостями рельєфу місцевості, так і асиметричним розташуванням начіпного технологічного обладнання. Напружений стан конструкцій посилюється внаслідок виконуваних в процесі руху операцій виробничої функції, пов'язаних із використанням начіпних знарядь, зокрема стріли-маніпулятора з багатофункційною процесорною голівкою лісозаготівельного комбайна, штанги польового обприскувача, відвальної лопати дорожньо - будівельного механізму тощо.

Розглядається рух технологічного механізму із начіпним асиметричним знаряддям місцевістю, що має ухил до горизонту. Напрямок руху механізму стосовно висхідної лінії опорної поверхні - ґрунту та напрям розташування стріли з начіпним обладнанням відносно поздовжньої осі механізму, в даній постановці не обмежується. Механізм в процесі руху виконує операції виробничої функції, додатково навантажуючи двигун.

Для формулювання основних рівнянь поставленої задачі використовуються рівняння тягового балансу, рівняння рівноваги механізму відносно опорної поверхні – ґрунту та рівняння рівноваги стріли – маніпулятора відносно основного механізму із врахуванням наступних геометричних параметрів – ухилу поверхні руху до горизонту, кута між напрямком руху механізму та напрямком висхідної лінії поверхні руху, а також кута між напрямком руху механізму та кутом відхилення стріли - маніпулятора. В загальному випадку розглядаються нормальні та тангенціальні складові реакцій опорної поверхні. Розрахункова схема до задачі є статично невизначена, методи отримання її розв'язку пов'язуються із деякими інженерними обмеженнями.

Елементи конструкцій рам і начіпного обладнання мобільної техніки під час руху і роботи на територіях з ухилом перебувають під дією складного навантаження зумовленого несиметричністю зовнішнього силового впливу, сумісною дією дотичних складових опорних реакцій рушіїв і сил ваги окремих частин механізму, викликають складний напружено-деформований стан елементів рами та стержневих елементів начіпного обладнання: згин, звичайне або стиснене кручення тощо. Для розкриття статичної невизначеності таких стержневих систем використовується метод мінімуму потенційної енергії.

Запропонований підхід дозволяє розв'язувати наступні класи задач: підбір двигуна машини у залежності від характеристики ухилу площини руху, вибір коліс і шин для забезпечення виконання технологічних процесів в гористих місцевостях, розрахунок кріплення начіпного обладнання, експлуатованого під час знаходження механізму на негоризонтальних площадках, визначення поздовжньої та поперечної стійкості механізму та стійкості до перекидання у залежності від геоморфологічних та геометричних характеристик опорної поверхні – ґрунту.



## **ОРГАНІЗАЦІЯ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ГОРИЗОНТАЛЬНО-НАПРАВЛЕНОГО БУРІННЯ ПРИ ПРОКЛАДАННІ ТРУБОПРОВОДІВ**

Горизонтально-направлене буріння, як метод прокладання, ремонту, очистки і заміни водопровідних і каналізаційних труб характеризується тим, що не потребує порушення зовнішньої поверхні. В сучасному будівництві набуває широкого застосування цей метод для прокладання трубопроводів газопровідного транспортування.

Алгоритм застосування технології горизонтально-направленого буріння передбачає наступні роботи:

- визначення вихідних даних для виконання робіт даним способом, тобто оформлення завдання на конкретну схему прокладання траси;
- отримання інформації для оцінки стану траси, що підлягає прокладанню трубопроводу;
- обґрунтування виконання робіт горизонтально-направленого буріння, прийняття передумов та припущень щодо проектування конкретної траси;
- вибір технології для здійснення проекту виробництва робіт та обґрунтування вибору відповідного обладнання;
- здійснення процесу прокладання трубопроводу, контроль та оцінка ефективності.

За розглянутим алгоритмом в роботі за системним підходом здійснені теоретичні дослідження визначення сил опору при проходженні бурової колонки для протягування трубопроводу. Складена методика вибору обладнання та визначення основних параметрів.

Виконані натурні роботи в реальних умовах прокладання трубопроводів підтвердили адекватність та достовірність розрахунків.



**А.В. Кравченко, аспірант, В.Б. Коваль**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО ОБЛАШТУВАННЯ ІННОВАЦІЙНИМ ВОГНЕЗАХИСНИМ ПОКРИТТЯМ ДЕРЕВ'ЯНИХ ПОВЕРХОНЬ**

В останній час поширюється дерев'яне домобудування. А як відомо, для конструкцій з деревини основною небезпекою є займистість і горючість, що призводить до масштабних пожеж, тому в процесі проектування виникає питання вогнезахисту. Для цього, в основному, прилучаються спеціальні бригади, які мають досвід з вогнезахисту дерев'яних конструкцій вже відомими матеріалами, але для розуміння і ефективності організації вогнезахисту з використанням інноваційних матеріалів, а саме покриттів на основі геоцементу, потрібно розглянути і упорядкувати на основі системного підходу специфіку їх використання.

Взагалі облаштування вогнезахисту будівельних конструкцій поділяється на етапи: формування кваліфікованої бригади; нормативне (інформаційне) забезпечення; підготовка поверхонь (очищення, шліфовка); поставка суміші покриття і обладнання; нанесення вогнезахисту вручну або механізовано; контроль якості.

Безпосередньо оздоблювальні роботи повинні проводитись кваліфікованими спеціалістами, які вміють працювати як при ручному способі нанесення (валиком, кистю) на поверхні деревини, так і при механізованому, тобто з використанням розпилювачів різних конструкцій.

Для вогнезахисту житлових приміщень використовуються матеріали, які не порушують декоративні властивості деревини (наприклад просочувальні засоби), а для промислових більш ефективно використання інноваційних покриттів на основі геоцементу, які мають високі вогнестійкі показники, економічність і довговічність. Оздоблювальні роботи можуть виконуватись сумісно з іншими будівельними процесами. Наприклад, транспортних (поставка) і спеціальних робіт досягається розділенням фронту робіт в межах секцій, поверху чи навіть квартири. Аналізуючи і визначивши основні види робіт, можна точно визначити допустимість суміщення процесів і сформувані організаційно-технологічні схеми. Далі отримана схема розраховується як модель, на яку впливають якісні і кількісні фактори. Дана модель надає можливість провести комплексну оцінку допустимості суміщення будівельних процесів, а значить і мінімізувати часові і фінансові витрати будівництва.

Також ефективно є використання суміщення оздоблювальних робіт між собою (наприклад, очищення і шліфовка поверхні). Ефективний поточно-розчленований метод забезпечує високу організованість технологічного процесу і високу якість, ліквідує втрату часу, праці і ресурсів за рахунок ліквідації неритмічності і скорочення переривчастості.

Щодо постачання матеріалів, ефективним є управління за схемою руху карток «канбан». Ця система попереджає перенасичування запасів, поставки матеріалів не в строки, не тої номенклатури і не тої якості, тому направляючи менше коштів на матеріали, тим самим приносить додатковий прибуток.

Контроль якості насамперед нормується за терміном висихання і зовнішнім виглядом.

Застосування аналізу і приведених методів надасть найефективнішого і найекономічнішого облаштування вогнезахисним покриттям на основі геоцементу поверхонь внутрішніх дерев'яних конструкцій будівель та споруд.





Хамеди Абдулла Джафар Аль Мусаи, аспірант,  
С.Г. Гузій, к.т.н., ст.наук.співр.

Научно-исследовательский институт вязущих веществ и материалов им. В.Д. Глуховского Киевского национального университета строительства и архитектуры

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПОЛУЧЕНИЯ ГЕОЦЕМЕНТНЫХ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ В ПОЛЯХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ КАВИТАЦИИ

Кавитационные методы интенсификации технологических процессов применяются в различных производствах, связанных с обработкой жидких продуктов. В последние годы кавитация используется для управления кинетикой протекания химических, биохимических и биологических процессов в технологических средах. Наномасштабные кавитационные эффекты позволяют направленно влиять на физико-химические свойства вещества, разрушать макромолекулы и супрамолекулярные структуры, инактивировать бактериальные клетки и многое другое.



Рис. 1. Упрощенная теоретическая схема кавитационного процесса гидродинамической кавитации

При иницировании кавитации реализуются основные принципы дискретно-импульсного ввода энергии (ДИВЭ) – временная и пространственная дискретизация вводимой энергии, и концентрация ее в локальных точках жидкой среды в форме мощных энергетических импульсов. Это дает основание рассматривать кавитацию как один из наиболее жестких и действенных механизмов ДИВЭ (См. рис.). Для получения эффективных защитных покрытий на основе геоцемента использовали суперкавитационное устройство на основе трубы Вентури со встроенным кавитатором.

Кавитационную обработку геоцементных суспензий, как основы получения защитных атмосферостойких покрытий по металлу, проводили по двум технологическим схемам:

– реактор установки заполняли предварительно подготовленной геоцементной суспензией, которую пропускали через гомогенизатор установки в течении 10 мин при давлениях от 2 до 4 атм. и от 6 до 12 атм. Контролируемыми параметрами в этом случае служили температура суспензии в реакторе, величина которой не превышала 30°C, и динамическая вязкость;

– реактор установки заполняли дисперсионной средой (калиевым жидким стеклом), в которую поочередно вносили твердую фазу. Процесс обработки осуществлялся в течение 15 мин при давлениях в гомогенизаторе не выше 15 атм. Контролируемые параметры аналогичны первой схеме.

Кавитационная обработка геоцементных суспензий по первой схеме предусматривает получение двухкомпонентных защитных покрытий длительного хранения; по второй схеме – однокомпонентных покрытий, предназначенных для нанесения на защищаемые объекты большой площади в условиях строительной площадки.

Обобщая изложенное, можно сказать следующее: независимо от предложенных схем кавитационной обработки геоцементных суспензий, улучшается их однородность, наносимость на подложку, жизнеспособность и усиливаются защитные свойства по сравнению с композициями, полученными по традиционным технологиям.



**С.В. Іносов, к.т.н., доц.,  
В.Ю Луценко, к.т.н., доц.,  
Т.Ю. Пристайло, асистент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ВИМІРЮВАННЯ ПИТОМОГО ТЕПЛООПОРУ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ ДРОТОВИМ ЗОНДОМ В КВАЗІСТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМІ**

Пропонується метод вимірювання питомого тепло-опору твердих матеріалів дротовим зондом-нагрівачем (він же вимірювач температури), який затиснутий між двома плоскими пластинками з матеріалу, що досліджується. Час нагріву стабілізовано. Шуканий питомий тепло-опір матеріалу вираховується за тарувальними формулами в залежності від прирощення електричної напруги на нагрівачі за час прогріву (електричний струм нагріву стабілізовано). Процес вимірювання керується мікроконтролером.

Теоретичні і експериментальні дослідження підтвердили наступні переваги методу, що пропонується.

Забезпечення теплового контакту гнучкого тонкого дроту с гладкими твердими пластинами з матеріалу, що досліджується, за лініями дотику не створює проблеми і не вимагає попередньої підготовки. Відомі методи вимірювання вимагають створення надійного циліндричного теплового контакту, що викликає технічні труднощі.

Завдяки малому діаметру зонда і зосередженому тепловому контакту (застосовувався нікелевий дріт діаметром 0,2 мм), час вимірювання вдалося знизити до 1 секунди (замість годин при використанні відомих методів), що дає переваги при експрес-аналізах. Це також дає змогу виключити заважаючий вплив факторів, що змінюються повільно, таких як температура навколишнього середовища, вологість зразка, тощо.

Завдяки квазістаціонарному режиму прогріву вдається практично виключити заважаючий вплив невідомої об'ємної теплоємності матеріалу на результати виміру (це є проблемою для всіх відомих динамічних методів вимірювання).

В першому наближенні на результати виміру впливає тільки питомий тепло-опір матеріалу, чутливість до будь-яких інших заважаючих впливів (основні з них – товщина зразка матеріалу, сила стискання пластин, шорсткість поверхні, тощо) є меншою на порядок і може бути врахованою і компенсованою поправками.

Для виміру тепло-опору зразок не повинен бути великої товщини, тому що глибина проникнення теплового поля не перевищує 1 мм. Є можливість вимірювати теплопровідність теплоізолюючих фарб, плівок, тощо.



**В.Ю. Луценко, к.т.н., доц.,  
Т.Ю. Пристайло, ассистент,  
Е.В. Сидун, ассистент**

*Киевский национальный университет строительства и архитектуры*

## **ТЕСТОВЫЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ**

Появление новых материалов, совершенствование технологий их получения, экологические и энергетические проблемы в последние несколько лет стали причинами возросшего интереса к вопросам термоэлектричества. Термоэлектрические устройства (генераторы и холодильники) позволяют преобразовывать тепловую энергию в энергию электрического тока и наоборот. Возможность применения этих устройств для утилизации тепловых отходов, отсутствие в их составе механических частей, ядовитых хладагентов, малая инерционность и габариты указывают на перспективность развития этого направления.

Контроль качества термоэлектрических модулей в процессе их производства и эксплуатации основывается на результатах измерения термоэлектрической добротности, электрического сопротивления и временной константы. Наиболее сложным этапом при реализации такого контроля является определение термоэлектрической добротности, поскольку ее значение зависит от коэффициента термо-ЭДС, удельной электропроводности материала и коэффициента теплопроводности. Наиболее распространенным методом измерения термоэлектрической добротности в настоящее время остается метод Хармана, который предполагает пропускание через термоэлектрический модуль электрического тока с последующим выделением в выходном сигнале омической составляющей напряжения и возникающей в модуле термо-ЭДС. Известны несколько реализаций метода Хармана, однако все они требуют довольно сложного и дорогостоящего оборудования и при этом не гарантируют высокой точности и достоверности получаемых результатов.

Предлагаемый тестовый метод контроля качества термоэлектрических модулей основан на пропускании через модуль чередующихся серий электрических импульсов. При переходе от одной серии импульсов к другой полярность токовых импульсов изменяется на противоположную. Такое тестовое воздействие на модуль сопровождается процессом установления нового теплового состояния внутри него, что отражается на временной зависимости термо-ЭДС. Напряжение на выходных зажимах термоэлектрического модуля в течение каждого периода токовых импульсов измеряется дважды. Первый раз – когда ток через модуль течет, второй – при его отсутствии. Таким образом, регистрируется два временных процесса. Первый процесс определяется суммой падения напряжения на активном сопротивлении модуля и развиваемой термо-ЭДС. Второй процесс представляет собой временную зависимость термо-ЭДС модуля. Вычитание одного сигнала из другого позволяет выделить в выходном сигнале омическую составляющую напряжения. Разделенные таким образом составляющие выходного напряжения в дальнейшем позволяют рассчитать значение термоэлектрической добротности и активного сопротивления модуля. Значение временной константы сравнительно просто определяется путем аппроксимации временной зависимости термо-ЭДС экспоненциальной функцией. Таким образом, предлагаемый тестовый метод позволяет в одном эксперименте определить все необходимые величины, характеризующие качество термоэлектрических преобразователей. Проведенные экспериментальные испытания подтвердили эффективность предлагаемого метода и возможность определения всего спектра необходимых характеристик с погрешностью на уровне 2,5%.



## **АКТУАЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ БУДІВНИЦТВА ПРИ РЕСТАВРАЦІЇ ПАМ'ЯТОК АРХІТЕКТУРИ**

Питання, пов'язані з використанням енергоефективних технологій у будівництві, які, водночас, є й екологічними технологіями - завжди вкрай актуальні, і, особливо, у наш час. На даний момент ми спостерігаємо перехід від осмислення, усвідомлення необхідності збереження і захисту екології до практичної реалізації ідей, методів і навичок. На цьому етапі проникнення екологічних та енергозберігаючих технологій відбувається відносно безсистемно, їх системність та рівень практичного використання значно відрізняється в залежності від галузі. У той самий час, беручи до уваги стан навколишнього середовища і ступінь шкоди, завданої та завдаваної людством, ми не можемо дозволити собі зволікати з їх впровадженням.

Загальні тенденції використання енергоефективних та екологічних технологій відносно глибоко проникли й у будівництво. Широко поширене використання новітніх, а також модифікація і пристосування класичних матеріалів, виробів і конструкцій, що, як правило, і розуміють (підчас помилково) під використанням енергоефективних та екологічних технологій, або, більшою мірою, як продукт таких технологій, використаних на виробництві.

Водночас, нерозкритим залишається широкий простір вдосконалення та розробки, з позицій енергоефективності, саме *технології* - тобто методів, способів, режимів і прийомів, а також організації і механізації будівництва. Цього можна досягти не лише зменшенням трудомісткості і собівартості будівельних процесів, але й, власне, безпосереднім зменшенням енергоємності будівництва. У тому числі шляхом вдосконалення методів, режимів та прийомів роботи, областей раціонального використання машин і механізмів, зменшення витрат праці (пошук енергоефективних методів, прийомів, комбінацій), матеріальних ресурсів, електроенергії, палива і т.п., використання певних методів організації виробництва, а також використання властивостей матеріальних елементів для збільшення енергоефективності не лише готового будинку, але й процесу його зведення.

Беручи до уваги специфіку реставрації пам'яток архітектури, її мету та завдання, цілком зрозуміло, чому використання енергозберігаючих технологій є однією з найслабших сторін технології реставрації. Проте, системний підхід у вирішенні цього питання, узгоджене використання (пристосування, модифікація і розробка їх під задачі реставрації) енергоефективних матеріалів, методів, способів, режимів і прийомів виконання робіт, енергоефективних машин і механізмів дасть змогу комплексно і ефективно вирішити поставлене питання.



*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ «UP-DOWN» ТА «TOP-DOWN» ПРИ ЗВЕДЕННІ БАГАТОПОВЕРХОВИХ БУДІВЕЛЬ**

Декельна технологія у різних країнах широко застосовується при спорудженні будівель в обмежених умовах міської забудови. Вона заснована на одночасному поєднанні процесів зведення підземної та надземної частин будівлі. Назва «декельний метод зведення висотних будівель» з'явився у монографії «Современные технологии строительства высотных зданий» в 2007 році, хоча має також і різні інтерпретації: «вниз-вгору»(англійською «up-down»), «зверху-вниз»(«top-down»).

Сама ж технологія має свої особливості і заснована на поєднанні процесів зведення підземної та надземної частин будівлі та передбачає влаштування трубобетонних паль-колон в плані, відповідному положенню ядер жорсткості і несучих елементів каркасу надземної частини.

Головна технологічна ідея полягає у застосуванні двох способів виконання робіт: закритого та напівзакритого. При *закритому способі* міжповерхові перекриття повністю перекривають заглиблений простір. Розміри прорізів приймається з урахуванням габаритів землерийної техніки, яка працює на відповідних горизонтах. *Напівзакритий спосіб* передбачає, крім технологічних прорізів на захватках, влаштування відкритих площин під ядра жорсткості або наземну частину будівлі. У цьому випадку трубобетонні палі-колони, що розміщуються по контуру, об'єднуються з монолітними перекриттями периферійних зон, в результаті чого досягається необхідна просторова жорсткість підземної частини.

Для висотних будівель найбільш ефективним є використання пальово-плитних фундаментів, для яких частка навантаження на палі досягає 60-70%. Цей фактор дозволяє по-новому підійти до технології виконання робіт шляхом поєднання зведення підземної та надземної частин будівлі.

1. Основними перевагами цієї технології є високі технологічні та економічні показники. Так використання трубобетонних конструкцій дозволяє в 2-3 рази знизити трудомісткість, до 30% скоротити витрату металу. Середня тривалість зведення поверху площею 1000м<sup>2</sup> становить 3-4 робочих дні.

2. Відсутність ґрунтових анкерів для забезпечення стійкості огорожувальних стін, виконуваних методами «стіна в ґрунті», «буросічних паль», дозволяє зводити підземні частини різної конфігурації, глибини і поверхності з мінімальним впливом на прилеглу забудову при несуттєвих залежностях від інженерно-геологічних умов.



**СЕКЦІЯ 2.**

**МАШИНИ І ПРОЦЕСИ ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ, БУДІВЕЛЬНИХ, ДОРОЖНІХ  
ТА МЕЛІОРАТИВНИХ РОБІТ**



## **ВИСОКОЕНЕРГОЕФЕКТИВНЕ БУЛЬДОЗЕРНЕ ОБЛАДНАННЯ З ТРИСЕКЦІЙНИМ ВІДВАЛОМ**

Масове використання бульдозерних агрегатів в різних галузях будівництва потребує постійного удосконалення їх конструкції та технологічних показників. Найбільш важливим елементом цих машин є робоче обладнання, досконалість якого визначає ефективність цих агрегатів. Одним із перспективних напрямів удосконалення робочого обладнання бульдозерів є застосування трисекційних шарнірно – з'єднаних відвалів. Особливо це відноситься до трисекційних відвалів з нахиленими в поперечній площині осями шарнірів. Виходячи із цього вирішено сконструювати відвал з керованими бічними секціями. Головною перевагою запропонованої конструкції є наступне: відвал складається з середньої секції і шарнірно з'єднаних до неї бічних секцій відвалу. При чому, з'єднання виконане під кутом відносно вертикалі, а довжина ріжучого ножа середньої секції відвала більша за довжину верхньої частини його середньої секції. Наявність гідроциліндрів керування кінцевими частинами відвалу дозволяють перетворити відвал з накопичувального в шляхопрокладальний, а також у грейдерний режими.

При проектуванні таких відвалів необхідно враховувати конструктивні та кінематичні особливості складових частин, які визначають форму лобової (внутрішньої) частини та максимальну кількість ґрунту, що може накопичуватись перед ними. Особливість кінематики шарнірно – з'єднаних відвалів з нахиленими осями полягає в тому, що при повороті бокових секцій вперед леза їхніх ножів нахиляються відносно леза середньої секції вниз під кутом  $\delta$ , а лобові частини нахиляються вперед, суттєво впливаючи на фронтальну проекцію робочого органа.

Відомо, що процес призмутворення при копанні ґрунтів відвальними робочими органами носить складний характер. Як показують експериментальні дослідження процес призмутворення супроводжується інтенсивним рухом ґрунтової маси перед лобовою частиною відвалу та розвалу ґрунту за зону дії робочого органа в бокові валки.

По мірі просування робочого органа в забої величина втрат ґрунту в бокові валки постійно збільшується, що обумовлює зростання енергоємності процесу копання, та збільшення шляху формування максимальної призми волочіння. Найбільші втрати ґрунту в бокові валки спостерігаються на прикінцевій стадії копання, коли кількість ґрунту, що вирізається із забою дорівнює кількості, що втрачається в бокові валки. Як показують експериментальні дослідження, величина втрат ґрунту в бокові валки тісно пов'язана з висотою тієї частини призми волочіння, що прилягає до поверхні відвалу. При досяганні висоти відвалу такі втрати сягають максимального значення і наступає рівновага між масами ґрунту, що вирізається та втрачається за межі робочого органу.

При роботі трисекційного відвала ґрунт, що вирізається, спочатку заповнює робочу частину відвалу при мінімальних втратах в бокові валки, оскільки бокові секції спрямовують ґрунт на середню частину завдяки кутовому нахилу до траєкторії руху. При заповненні внутрішньої частини робочого органа подальше наростання призми волочіння протікає таким же чином як і у лінійних (традиційних) відвалів. Тобто, передня частина призми по формі нагадує тригранну призму, що виходить за межі відвалу.

Система приводу бокових секцій дозволяє трансформувати відвал в накопичувальний, шляхопрокладальний, звичайний і грейферний режими, що робить цю машину більш універсальною і розширює її технологічні можливості.



**М.П. Гарницький, президент**

*Міжгалузеве науково-технічне підприємство «Лана»*

## **ТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ З АЛЬТЕРНАТИВНИМИ ДЖЕРЕЛАМИ ЕНЕРГІЇ**

Нетрадиційні та відновлювальні джерела енергії (НВДЕ) останнім часом стають важливим чинником, що характеризує енергоефективність функціонування цілих галузей народного господарства. До НВДЕ відносяться: вітро- гідро- і сонячна енергетика, теплова енергія доквілля, енергія припливів і хвиль океану, тверда біомаса, гази з біомаси, рідкі біопалива та відновлювальні муніципальні відходи, синтез газу з бурого вугілля, торфу та шахтний метан, і вторинні джерела енергії.

Для роботи технічних систем пропонується новий вид НВДЕ, заснований на використанні енергії фізичних полів, зокрема магнітного, електричного і електромагнітного полів. Автором досліджені засоби керування параметрами вказаних фізичних полів. Знайдені умови нейтралізації магнітних полів і їх інверсії, зниження або підвищення їх напруженості, як всередині відповідних пристроїв, так і зовні, що дає можливість створювати зворотньо-поступальний та обертальний рух механізмів. Застосування одночасно постійного і змінного струму для двигунів і генераторів дає значний позитивний ефект.

На основі проведених досліджень створені діючі моделі принципово нових видів двигунів і генераторів для технічних систем, що значно підвищують їх енергетичну ефективність.

**Л.Є. Пелевін, к.т.н., проф.**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ОСОБЛИВІСТЬ РОЗРОБКИ ҐРУНТУ РОБОЧИМ ОРГАНОМ ВІДВАЛЬНОГО ТИПУ**

Робочим органом відвального типу можна розробляти будь-які ґрунти, включаючи підірвані скельні і мерзлі ґрунти.

Ефективність роботи бульдозерів в значній мірі залежить від прохідності базового трактора і його тягових властивостей, а також модернізацією робочих органів.

До теперішнього часу сила опору різанню робочим органом відвального типу розглядалася як єдина сила, прикладена в центрі різальної кромки ножа чи зуба. Для визначення сумарного опору розробки ґрунту робочим органом відвального типу в період копання використовують різні методики, серед яких найбільш поширеною є методика аналітичного розрахунку складових загального опору Е.Р. Петерса. Згідно вказаної методики, процес копання гранта бульдозером супроводжується дією на робоче обладнання і ходову систему машини статичних опорів, що прикладені в центрі відвалу.

Однак при великій ширині різальної кромки, робочих органів, такий підхід є занадто спрощеним, так як випадкова сила на кожній окремій ділянці ножа статистично залежні.

Розроблено конструкцію відвалу динамічної дії, особливість якої полягає в тому, що відвал динамічної дії виконано у вигляді несучої рами, у передній частині якої встановлено декілька динамічних елементів з можливістю пересування у рамі по напрямних пазах. Приводом для динамічних елементів є вібробудники, виконані за пружнов'язкопластичною релаксуючою реологічною моделлю Шведова.





Під час руху базової машини відвал знімає деякий шар ґрунту ріжучими ножами. При роботі секційного відвалу, на нього, зі сторони ґрунту, діє сила копання, яка складається з сили різання та сили тиску призми волочіння, яка компенсується силою динамічних елементів. У випадку коли зовнішнє зусилля, від сили різання та сили тиску призми волочіння, що діють на лобову пластину елемента відвала, перевищуватиме задане зусилля у динамічному елементі то він спрацює, тим самим замінюючи режим пластичної деформації ґрунту на режим сколювання елементів ґрунту, що значно зменшує енергоємність розробки ґрунту, при чому, змінюючи параметри динамічного елемента, маємо можливість керування режимом роботи секційного відвалу.

УДК 624.132.3

**Л.Є. Пелевін, к.т.н., проф.,  
А.О. Азенко, студент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **НЕРІВНОМІРНІСТЬ РОЗПОДІЛУ СИЛ ОПОРУ РІЗАННЯ ҐРУНТУ НА РІЖУЧУ КРОМКУ ВІДВАЛІВ ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ**

Одним з недоліків землерийних машин, а особливо бульдозерів - є велика енергоємність розробки ґрунту, зменшення якої можливе за допомогою двох способів: збільшення потужності базової машини або конструювання нових робочих органів.

Враховуючи, що безкінечно неможливо підвищувати потужність базової машини, більш доцільний другий спосіб. Тому постає задача створення нових математичних моделей та конструкцій робочих органів землерийної машини, які дозволяють зменшити енергоємність розробки ґрунту.

До теперішнього часу сила опору різанню робочим органом відвального типу розглядалася як єдина сила, прикладена в центрі різальної кромки ножа чи зуба. Однак при великій ширині різальної кромки, робочих органів, такий підхід є занадто спрощеним.

Відомі залежності (Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. - М.: Машиностроение, 1971. - 357 с.) досить повно описують випадкову силу опору різанню на кожній окремо взятій ділянці ножа. Однак, щоб охарактеризувати навантажений стан ножа в цілому, при розрахунку на міцність відвалу бульдозера або при створенні навантажень на стенді під час випробувань відвалів, необхідно знати нормовані взаємні кореляційні функції  $r_{p_i p_j}(\tau)$  для сил опору на різних ділянках ножа або відповідні нормовані взаємні спектральні щільності  $g_{p_i p_j}(\omega)$ . Відповідно гіпотезі Нічке В.В., сили опору різанню на окремих ділянках ножа статистично незалежні і, отже, функції  $r_{p_i p_j}(\tau)$  і  $g_{p_i p_j}(\omega)$  тотожно рівні нулю. Ця найбільш проста гіпотеза не узгоджується з фізичною суттю процесу різання зв'язних ґрунтів, а деякі висновки з неї суперечать експериментальним даним.

При виборі найбільш відповідного виду для функцій  $r_{p_i p_j}(\tau)$  були прийняті до уваги такі міркування:

1) функції  $r_{p_i p_j}(\tau)$  повинні мати такий же характер зміни, як і нормована кореляційна функція  $\rho_{p_i}(\tau)$ , але менші ординати, тому кореляція між окремими значеннями сил опору на різних ділянках ножа свідомо буде слабкіша, ніж на одній і тій же ділянці;

2) можна очікувати, що при  $\tau = 0$  кореляція між силами  $p_i$  і  $p_j$  не є негативною і швидко зменшується в міру збільшення відстані між розглянутими ділянками ножа.

Врахування взаємних кореляційних функцій сил опору на різних частинах відвалу дозволяє проектувати відвали у яких встановлюються динамічні вібратори на кожній окремій ділянці по його довжині.



*ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»*

## ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ОДНОКІВШЕВОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ЕКСКАВАТОРА ТЕЛЕСКОПІЧНОГО ТИПУ

**Постановка проблеми.** Перспективним напрямком розвитку землерийної техніки є телескопічне робоче обладнання одноківшевого екскаватора (ТРО ОГЕ), яке дозволяє збільшити глибину копання та висоту розвантаження, збільшити об'єм розроблюваного ґрунту з однієї стоянки та радіус роботи РО та швидко змінювати в геометричні параметри РО.

**Мета статті.** Запропонувати методику формування робочого обладнання одноківшевого екскаватора зі змінними геометричними параметрами, а якому зміна параметрів відбувається за рахунок застосування телескопічних механізмів.

**Виклад основного матеріалу.** Ґрунтуючись на методиці розчленування об'єкту на складові елементи з наступним об'єднанням їх у нову структуру, розглянемо РО ОГЕ, як структуру, котра складається з  $n$  секцій рукояті  $A$  та  $k$  секцій стріли  $B$ .

Формування як традиційних структур РО з телескопічних елементів, так і нових структур РО з телескопічних елементів забезпечить різноманіття параметрів РО. Описати подібні структури можна використовуючи метод графів. Рішення графу можна представити у вигляді декартового добутку множин комбінацій  $\{A_n\} \times \{B_k\} \Leftrightarrow \{A_0, A_1, A_2\} \times \{B_0, B_1, B_2\}$ :

$$A \times B = \{(A_n B_k) | A_n \in A \wedge B_k \in B\}, \quad (1)$$

$$\{A_0, A_1, A_2\} \times \{B_0, B_1, B_2\} = \begin{matrix} & B_0 & B_1 & B_2 \\ A_0 & A_0 B_0 & A_0 B_1 & A_0 B_2 \\ A_1 & A_1 B_0 & A_1 B_1 & A_1 B_2 \\ A_2 & A_2 B_0 & A_2 B_1 & A_2 B_2 \end{matrix} \quad (2)$$

де  $A_0=n$ ;  $A_1= n+n_1$ ;  $A_2=n+n_1+n_2$  – одно-, двух-, і трисекційні телескопічні системи рукояті та стріли –  $B_0=k$ ;  $B_1=k+k_1$ ;  $B_2=k+k_1+k_2$ . Структури з більшою кількістю телескопічних елементів є менш доцільними, оскільки виникають питання по забезпеченню жорсткості та розподіленню мас телескопічних елементів і їх приводів, а також складності конструкції.

Користуючись методами комбінаторики, теорії множин та структурного синтезу визначаємо загальну кількість можливих технологічних схем, перемінними факторами в яких буде кількість задіяних для роботи приводів  $z$  в телескопічних системах рукояті та стріли:

$$A_n B_k \rightarrow \{A_0 \vee \{A_1^z\} \vee \{A_2^z\}\} \times \{B_0 \vee \{B_1^z\} \vee \{B_2^z\}\}. \quad (3)$$

Подальша оцінка ефективності сформованих нових структур телескопічного РО та оптимізація по технологічним параметрам (наприклад, глибина копання –  $H_k$ , висота розвантаження  $H_p$ , радіус роботи РО –  $R_{C+P+K}$ , об'єм робочого простору, і т.д.) дозволить підібрати найбільш коректний варіант РО, а проведення робіт конкурентоспроможними.

**Висновок.** Запропонована методика формування робочого обладнання одноківшевого екскаватора зі змінними геометричними параметрами, а якому зміна параметрів відбувається за рахунок застосування телескопічних механізмів дозволяє отримувати коректні поєднання складових елементів у нові структури РО. Отримані структури з традиційних та телескопічних елементів включають всі можливі комбінації як кінематичних так і технологічних схем. Застосування методів структурного синтезу, графів та теорії множин дозволяє виключити фізично неможливі комбінації.



ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ КОПАННЯ ҐРУНТУ ТЕЛЕСКОПІЧНИМ РОБОЧИМ ОБЛАДНАННЯМ ОДНОКІВШЕВОГО ЕКСКАВАТОРА

**Постановка проблеми.** Одним із шляхів підвищення техніко-економічних показників одноківшевих гідравлічних екскаваторів (ОГЕ) є збільшення продуктивності, зниження енергозатрат на розробку ґрунту, розширення технологічних можливостей за рахунок зміни лінійних параметрів РО, наприклад, оснащені телескопічним РО, а саме телескопічною стрілою та рукояттю. Вони дозволяють отримувати широкий діапазон плавної зміни лінійних параметрів, а також можливість об'єднання робочих операцій з одночасною зміною розмірів РО

**Мета статті** полягає в експериментальній оцінці впливових факторів на режим роботи і геометричні параметри телескопічного РО ОГЕ.

**Основний матеріал.** Експериментальні дослідження процесу копання ґрунту та дотичної складової опору ґрунту копанню телескопічним РО здійснювались методами фізичного моделювання. Об'єктом дослідження була прийнята фізична модель телескопічного РО ОГЕ IV розмірної групи та параметричний ряд моделей ковшів, виконаних в масштабі  $K_l = 10$  та ґрунт III категорії.

Поверхнями відгуку прийняті дотична складова опору копання ґрунту  $P_{01}$ , активного зусилля на приводі рукояті  $F_{ГЦ.Р.}$  та маса ґрунту в ковші  $m_{ГР.}$ , а впливовими факторами – довжина телескопічної стріли  $L_{Т.СТР.}$ , довжина телескопічної рукояті  $L_{Т.РУК.}$ , ширина ріжучої кромки ковша  $b_{КОВ}$  та товщина вирізаної стружки  $h_{СТР.}$

Обробка отриманих даних дозволила отримати регресійні залежності:

$$\begin{aligned}
 & \text{- для дотичної складової опору копання ґрунту } P_{01} = f(L_{Т.СТР.}, L_{Т.РУК.}, b_{КОВ}, h_{СТР.}): \\
 P_{01} &= 381,923 - 12,0566 \cdot L_{Т.СТР.} - 1498,48 \cdot L_{Т.РУК.} + 13,5556 \cdot b_{КОВ} + 3858,77 \cdot \\
 h_{СТР.} &- 5,26902 \cdot L_{Т.СТР.}^2 + 238,498 \cdot L_{Т.СТР.} \cdot L_{Т.РУК.} - 207,934 \cdot L_{Т.СТР.} \cdot b_{КОВ} - 1817,4 \cdot \\
 L_{Т.СТР.} \cdot h_{СТР.} &+ 1802,07 \cdot L_{Т.РУК.}^2 - 1054,09 \cdot L_{Т.РУК.} \cdot b_{КОВ} - 2778,83 \cdot L_{Т.РУК.} \cdot h_{СТР.} + \\
 &9865,18 \cdot b_{КОВ}^2 - 36001,9 \cdot b_{КОВ} \cdot h_{СТР.} + 129506,0 \cdot h_{СТР.}^2; \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \text{- для активного зусилля на приводі рукояті } F_{ГЦ.Р.} = f(L_{Т.СТР.}, L_{Т.РУК.}, b_{КОВ}, h_{СТР.}): \\
 F_{ГЦ.Р.} &= 4015,08 - 1649,79 \cdot L_{Т.СТР.} - 11803,1 \cdot L_{Т.РУК.} - 3903,01 \cdot b_{КОВ} - 48094,6 \cdot \\
 h_{СТР.} &+ 346,259 \cdot L_{Т.СТР.}^2 + 3071,04 \cdot L_{Т.СТР.} \cdot L_{Т.РУК.} + 2388,09 \cdot L_{Т.СТР.} \cdot b_{КОВ} + \\
 15751,0 \cdot L_{Т.СТР.} \cdot h_{СТР.} &+ 10030,5 \cdot L_{Т.РУК.}^2 - 662,896 \cdot L_{Т.РУК.} \cdot b_{КОВ} + 65252,6 \cdot \\
 L_{Т.РУК.} \cdot h_{СТР.} &+ 46066,3 \cdot b_{КОВ}^2 - 75142,7 \cdot b_{КОВ} \cdot h_{СТР.} + 740082,0 \cdot h_{СТР.}^2; \quad (2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \text{- для маси виритого ґрунту в ковші } m_{ГР.} = f(L_{Т.СТР.}, L_{Т.РУК.}, b_{КОВ}, h_{СТР.}): \\
 m_{ГР.} &= -7,50635 + 6,66956 \cdot L_{Т.СТР.} + 14,7396 \cdot L_{Т.РУК.} + 60,8646 \cdot b_{КОВ} - 29,8333 \cdot \\
 h_{СТР.} &- 14,9699 \cdot L_{Т.СТР.}^2 + 7,95718 \cdot L_{Т.СТР.} \cdot L_{Т.РУК.} + 15,191 \cdot L_{Т.СТР.} \cdot b_{КОВ} + 256,944 \cdot \\
 L_{Т.СТР.} \cdot h_{СТР.} &- 20,1678 \cdot L_{Т.РУК.}^2 - 4,6875 \cdot L_{Т.РУК.} \cdot b_{КОВ} + 79,1667 \cdot L_{Т.РУК.} \cdot h_{СТР.} - \\
 &256,51 \cdot b_{КОВ}^2 + 150,0 \cdot b_{КОВ} \cdot h_{СТР.} - 3404,17 \cdot h_{СТР.}^2. \quad (3)
 \end{aligned}$$

**Висновок.** Встановлено характер зміни дотичної складової опору ґрунту копанню  $P_{01}$ , активного зусилля на гідроциліндрі рукояті  $F_{ГЦ.Р.}$ , маси виритого ґрунту в ковші  $m_{ГР.}$  від довжини верхньої частини стріли  $L_{Т.СТР.}$ , довжини рукояті  $L_{Т.РУК.}$ , ширини ріжучої кромки ковша  $b_{КОВ}$  та товщини зрізаної стружки  $h_{СТР.}$ . Застосування телескопічного РО ОГЕ з висунутими телескопами стріли та рукояті, втягнутим телескопом стріли та виштовхнутим телескопом рукояті доцільно застосовувати на ґрунтах 1 і 2 категорій, а на ґрунтах 3 категорії з попереднім розпушенням, при цьому слід дотримуватись мінімальної товщини вирізаної стружки. Застосування телескопічного РО ОГЕ з виштовхнутим телескопом стріли та втягнутим телескопом рукояті доцільно застосовувати на ґрунтах 1-3 категорій в усіх режимах



**М.К. Сукач, д.т.н., проф.,  
С.Ю. Козюк, асистент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ОЦІНКА РЕСУРСІВ ГЛИБОКОВОДНИХ КОРИСНИХ КОПАЛИН**

Проведені останніми десятиріччями дослідження свідчать про те, що на дні Світового океану і в товщі води зосереджено надзвичайно великі запаси мінеральних корисних копалин. В акваторіях працюють понад 40 бурових суден і 200 бурових платформ з максимальною глибиною буріння до 12 км, на що витрачається щорічно понад \$ 500 млрд.

Розпочато підготовку до промислового освоєння глибоководних родовищ металоносною сировини – поліметалевих конкрецій (ПМК), які містять Mn, Ni, Cu, Co, Mo, Zn і енергетичної сировини – газогідратів (метан у твердому стані).

За попередніми оцінками сумарні запаси газогідратів у Світовому океані складають  $12...76 \times 10^{19}$  м<sup>3</sup>, поліметалевих конкрецій – 300 млрд. т (тільки у Тихому океані – 165 млрд. т). Металоемність залізомарганцевої руди по Mn – близько 30%; Ni – 1,3%; Cu – 1,2%; Co – 0,2% і ще майже 30 корисним компонентам, запаси яких постійно збільшуються.

Так, щорічне накопичення марганцю в конкреціях приблизно в 3 рази перевищує його споживання усією світовою промисловістю за той же період часу, а накопичення кобальту і цирконію ще значніше (відповідно в 4,5 і 5 разів). Тобто, запасів мінеральних копалин у Світовому океані вистачить на сотні і тисячі років.

Розпочато дослідно-промислове освоєння принципово нового і нечувано багатого ( $166 \times 10^{17}$  м<sup>3</sup> метану) вуглеводневого джерела енергії – метаногідрату, який у вигляді "горючого льоду" ( $112 \times 10^{17}$  м<sup>3</sup> CH<sub>4</sub>) і "підлідного метану" ( $54 \times 10^{17}$  м<sup>3</sup> CH<sub>4</sub>) залягає в надрах вічномерзлотних областей материково-острівної суші в донних осадах на 93...95 % площі Світового океану.

При сукупному світовому нафтогазовидобуванні, рівному  $2804 \times 10^9$  м<sup>3</sup> (4 млрд. м<sup>3</sup> нафти і 2800 млрд. м<sup>3</sup> природного газу), людству вистачить метаногідратів майже на 6 млн. років. Навіть якщо цей прогноз виправдається на 10 %, то все одно мета – надійний доступ до родовищ газогідратів і освоєння промислової технології їх видобування – виправдовує засоби.

Очікувані терміни початку комерційного видобування океанічних копалин: газогідратів – третє, а ПМК – четверте десятиріччя XXI століття. Хто до цього часу буде найбільш підготовленим в науково-технічному плані до вирішення проблеми, тобто знайде надійний спосіб доступу до сировини з підводних родовищ, той і виграє в конкурентній боротьбі.



**М.К. Сукач, д.т.н., проф.,  
О.А. Марченко, асистент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **КОНСТРУЮВАННЯ ПІДВОДНОГО КАБЕЛЕУКЛАДАЧА**

Для прокладання кабелів зв'язку по дну річок та інших протяжних мілководних об'єктів зазвичай використовують спеціальні судна та різні типи ножових кабелеукладачів. При переходах через невеликі перешкоди кабель прокладають механізованою колоною, використовуючи тракторну лебідку або колонну тракторів. Таким чином проходять перешкоди глибиною до 8 м і шириною від 25 до 200 м.

На гірських річках із каменистим дном ефективніше використовувати вібраційні ножові кабелеукладачі, встановлені на задній навісці колісних або гусеничних тягачів. Якщо ж необхідне прокладання ліній зв'язку по дну моря, то застосовують спеціальне глибоководне спорядження, спуско-піднімальні пристрої, вантажонесучі кабелі, пристрої фото- і гідролокаційної інформації та ін., що безумовно ускладнює та здорожує його реалізацію.

Фахівцями Науково-дослідного інституту будівельно-дорожньої та інженерної техніки запропоновано технічне рішення, яке дозволяє реалізувати задачу прокладання з борту плавзасобу (буксиру) заглиблених у дно водойми оптико-волоконних кабелів. Машина забезпечує відкопування траншеї до 0,9 м шириною не більше 0,25 м на глибині види до 5 м при робочій швидкості проходки до 1 км/год. При цьому вага навісного обладнання не перевищує 1500 кг.

Робоче обладнання представляє собою екскаваторну навіску з гідроприводом, закріплену на кормі плавзасобу, споряджену двома робочими органами, закріпленими на кінці рукояті. В якості ріжучих органів застосовуються вібраційний плуг з автономним приводом і дискова фреза, встановлені за допомогою шарнірно-паралелограмної підвіски на рукояті навіски. Для гідроприводу робочих органів на кормі плавзасобу встановлено гідростанцію, а також кабельну лебідку.

Навісне обладнання дозволяє виконувати відривання траншеї та укладання в неї кабелю вздовж фарватеру річок, на озерах і болотах найбільш простим і водночас надійним способом та забезпечує безперервну роботу обладнання в місцях, недоступних іншим землерийним засобам.



*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ СПЕЦІАЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ ТЕХНІКИ, ЩО ПРАЦЮЄ В УМОВАХ БЛИЗЬКОРОЗТАШОВАНИХ НЕБЕЗПЕЧНИХ ОБ'ЄКТІВ**

Останнім часом все частіше виникає необхідність виконання земляних робіт з допомогою спеціальної техніки в особливих умовах – близько розташованих діючих пожежо-, вибухо-, хімічно- та атомонебезпечних об'єктів.

Одним з таких об'єктів є трубопровідний транспорт, аварійні ситуації на якому можуть призвести до серйозних порушень енергетичної стабільності та безпеки багатьох європейських країн. На сьогоднішній день більше 70 % лінійної частини нафто- та газопроводів вичерпали свій експлуатаційний ресурс і потребують термінового капітального ремонту. Це можливо зробити шляхом удосконалення існуючих та створення нових технічних засобів і методів для виконання швидкісного капітального ремонту діючих трубопроводів, використання яких дозволить виконувати ремонтні роботи без підйому труби та зупинки перекачування продукту. При цьому найбільш трудомістким і небезпечним є виконання земляних робіт біля трубопроводів, оскільки роботи виконуються технічними засобами в умовах близько розташованих корозійно-зношених магістральних трубопроводів, які знаходилися в ґрунті понад 30 років, а під час ремонту перебувають під тиском.

Тому постала необхідність наукового обґрунтування формування комплексу спеціальних землерийних машин для виконання робіт в умовах близько розташованих діючих трубопроводів, робота яких забезпечить мінімальну зміну напружено-деформованого стану трубопроводів під час виконання їх капітального ремонту.

У запропонованій роботі розроблено принципи формування комплексів спеціального призначення, що працюють в умовах близько розташованих діючих магістральних трубопроводів, з метою розв'язання протиріч між зростаючими значеннями характеристик напруженого стану діючих трубопроводів і характеристик дії робочих органів машин у системі «робоче обладнання – ґрунт – трубопровід».

У роботі розкрито механізм процесів взаємодії ходового та робочого обладнання спеціальних землерийних машин із ґрунтовим середовищем у специфічних умовах, виявлено закономірності зміни величини, вектору та характеру розподілення напружено-деформованого стану ґрунту в зоні робочого обладнання та магістрального трубопроводу з урахуванням просторового характеру дії навантаження і параметрів трубопроводу.

Розроблені методи дозволили науково обґрунтувати технічні й технологічні рішення по формуванню та створенню високоефективних землерийних машин та комплексів для капітального ремонту діючих магістральних трубопроводів, впровадження яких дозволить безпечно в короткі терміни та з мінімальними затратами виконати необхідні об'єми робіт із реконструкції нафто-газотранспортної системи, що буде внеском у розвиток економіки країни і підвищення її енергетичної незалежності.



**М.П. Кузьмінець<sup>1</sup>, д.т.н., доц.,  
Паоло Орсіні<sup>2</sup>, ген. директор,  
Л.В. Білолуцька<sup>2</sup>, ст. спеціаліст**

*<sup>1</sup>Київський національний університет будівництва і архітектури*

*<sup>2</sup>Будівельна корпорація JRD "Engineering" м. Рим, Італія*

## **ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ПРОГОНОВОЇ ЧАСТИНИ ПІВДЕННОГО МОСТОВОГО ПЕРЕХОДУ ЧЕРЕЗ Р. ДНІПРО В М. КИЄВІ ПІД ВПЛИВОМ РУХОМОГО НАВАНТАЖЕННЯ**

Найбільш розповсюдженими покриттями на металевих транспортних спорудах є асфальтобетонні покриття. Проте, такі покриття уражаються тріщинами, як поздовжніми, так і поперечними. Поперечні тріщини мають температурно-усадочне походження і виникають в асфальтобетонному покритті при неможливості скорочення його розмірів під час охолодження при різкому зниженні температури навколишнього середовища. При цьому, в покритті виникають розтягуючі напруження, які направлені уздовж покриття, що призводить до появи поперечних тріщин. Температурні тріщини є первинною та головною причиною виникнення інших руйнувань. Різниця коефіцієнтів лінійного температурного розширення асфальтобетону і металу прогонової будови призводить до руйнування зв'язків між ними. Потраплення води в зону контакту між покриттям та основою, при швидкому проїзді транспортних засобів, викликає ефект гідравлічного удару, що призводить до розпушування та руйнування матеріалу в контактній зоні та його подальшого руйнування (тріщини, сітки тріщин, просідання, зсуви та ін.).

В роботі було поставлено завдання та оцінка напружено-деформованого стану металоконструкції прогонової частини Південного мостового переходу через р. Дніпро в м. Києві під впливом рухомого навантаження.

Відмінністю роботи асфальтобетонного покриття на ортотропній плиті металевих транспортних споруд, у порівнянні із таким покриттям на транспортних спорудах із залізобетонною основою, є значна її деформативність. Значні динамічні коливання ортотропної плити під час руху транспортних засобів викликають в асфальтобетонному покритті суттєві перенапруження, у результаті яких відбувається поява характерних поздовжніх тріщин над ребрами ортотропної плити.

Тому було прийнято рішення та розроблено тривимірну модель прогонової частини Південного мостового переходу через р. Дніпро. Моделювання виконувалися в програмно-розрахунковому комплексі Ansys.

Результатом роботи стало дослідження напружено-деформованого стану ортотропної плити та асфальтобетонного покриття мостового переходу, що дозволило виявити найбільш проблемні місця у результаті дії рухомого навантаження та дати рекомендації щодо складу та параметрів нового покриття ортотропної плити.

Це дозволило вирішити важливу науково-практичну задачу – підвищення довговічності асфальтобетонного покриття на металевих транспортних спорудах автомобільних доріг та зокрема Південного мостового переходу через р. Дніпро в м. Києві.



**М.П. Кузьмінець<sup>1</sup>, д.т.н., доц.  
Р.В. Артеменко<sup>2</sup>, студент,  
В.І. Петрикін<sup>2</sup>, студент.**

*<sup>1</sup>Київський національний університет будівництва і архітектури*

*<sup>2</sup>Національний транспортний університет*

## **ПРОБЛЕМИ ПРОЕКТУВАННЯ РІВНОМІЦНИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН**

Проведення будівельних робіт тісно пов'язане з використанням будівельної техніки. Актуальним є їх раціональне проектування з високими показниками міцності та надійності. Метою роботи є розробка методики проектування рівноміцних металоконструкцій землерийних машин на прикладі робочого обладнання екскаватора.

Виконаний огляд та аналіз проблем міцності робочого обладнання екскаваторів показав, що існує проблема забезпечення належної міцності металоконструкції без збільшення її маси. Для того, щоб визначити найбільш небезпечні умови роботи металоконструкції стріли, було проаналізовано кілька характерних положень робочого обладнання, за умови перекидання екскаватора відносно задньої опори, коли ківш на своєму шляху зустрічає непереборну перешкоду.

В якості досліджуваної конструкції, в середовищі SolidWorks було побудовано комп'ютерну тривимірну модель робочого обладнання екскаватора EO-4321Б, що найбільш розповсюджений серед екскаваторів вітчизняного виробництва. В роботі для аналізу НДС металоконструкції використано метод скінченних елементів. Базуючись на відомих підходах механіки суцільного середовища визначено переміщення у вузлових точках елемента, за якими визначено деформації. Для отримання картини напруженого стану всієї моделі робочого обладнання, яке складається з великої кількості елементів, виконується машинний розрахунок в середовищі Ansys.

Для визначеного найгіршого положення, при якому діє найбільший згинаючий момент, проведено аналіз напруженого стану робочого обладнання з прикладанням зусилля до крайнього зуба ковша. Результати розрахунку показали, що дійсно виникають критичні напруження, де відбуваються руйнування конструкції в процесі експлуатації. Крім того виявлено місця із надмірним запасом міцності, що становить 10-15 одиниць і більше. Нашим же завданням є забезпечити необхідну міцність металоконструкції та мінімізувати її масу. Поетапний аналіз НДС різних варіантів металоконструкції дозволив знайти оптимальне рішення форми стріли, в котрій відсутні критичні напруження, а також майже повністю відсутні зони з коефіцієнтом запасу міцності більше 5 одиниць. Задля встановлення адекватності розробленої комп'ютерної моделі було проведено фізичне моделювання металоконструкції робочого обладнання екскаватора. Експериментальні дослідження моделі показали, що розбіжність результатів розрахунку та експерименту знаходиться в межах 12-15%

Результатом дослідження рівноміцності конструкції та мінімізації маси обладнання є покрокове досягнення близько 80-90% рівноміцності та зменшення маси на 45-55% металоконструкції стріли. Таким чином вдалося виконати поставлені задачі дослідження та запропонувати металоконструкцію робочого обладнання екскаватора максимально наближену до рівноміцної.





Г.О. Аржаєв<sup>1</sup>, викладач-методист,  
М.М. Балака<sup>2</sup>, асистент

<sup>1</sup> Миколаївський будівельний коледж КНУБА

<sup>2</sup> Київський національний університет будівництва і архітектури

## КІНЕМАТИКА ГАЛЬМІВНОГО РЕЖИМУ КОЧЕННЯ КОЛЕСА З ПНЕВМАТИЧНОЮ ШИНОЮ

На основі ряду методологічних досліджень, стосовно кінематики кочення металевого вальця, що покритий гумою, по внутрішній поверхні гусениці з урахуванням його деформації та ковзання, наведених в [1], розглянуті питання визначення кінематичних співвідношень кочення колеса з пневматичною шиною на гальмівному режимі його силового навантаження [2, 3] для умов руху землерийно-транспортної машини ( $V_{\max} \approx 50 - 60$  км/год).

Прийнято, що при кінематичному аналізі руху колеса, яке гальмує, поступальна швидкість центру колеса (швидкість кочення)  $V_k$  прийнята постійною, а кутова швидкість  $\omega_k$  – зменшується від певної величини до 0 при 100% ковзанні (юзі) по мірі збільшення гальмового моменту.

За допомогою розрахункової схеми кочення колеса з використанням понять рухомих і нерухомих центроїд отримані кінематичні співвідношення, що дозволяють провести оцінку складових дійсної поступальної швидкості центру колеса  $V_{к\partial}$  та їх вплив на процес гальмування. Встановлено, що  $V_{к\partial}$  складається з трьох компонентів: швидкості кочення  $V_k$ , швидкості пружного ковзання внаслідок тангенційної еластичності шини  $V_{np}$  та швидкості ковзання  $V_{ков}$ , тобто

$$V_{к\partial} = V_k + V_{np} + V_{ков}.$$

Показано, що зі збільшенням ступеню гальмування колеса зменшуються частини швидкості кочення  $V_k$  і пружного проковзування  $V_{np}$ , а частина швидкості ковзання  $V_{ков}$  – збільшується.



## НАВІСНЕ УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ НЕГАБАРИТНИХ МАТЕРІАЛІВ НА БАЗІ ЕКСКАВАТОРА ЭО-2621В-2

Найбільш простим і ефективним способом руйнування негабаритів є механічний удар. Спочатку для цих цілей застосовувалися установки з падаючим вантажем, потім стали використовувати молоти. У силу ряду об'єктивних переваг в даний час застосовують гідромолоти, що навішуються в якості змінного робочого органу на гідравлічні екскаватори.

Гідромолот відрізняється досить широкою сферою застосування і використовується для руйнування мерзлого ґрунту, залізобетонних та бетонних конструкцій, руйнування асфальтобетонних покриттів, а також при розробці скельних порід. Енергія одиничного удару є одним з основних параметрів процесу, при цьому для руйнування негабариту

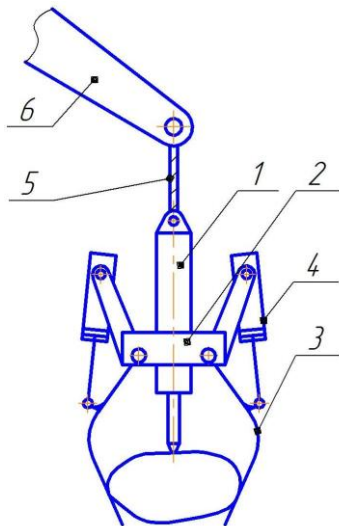


Рис.1. Навісне устаткування екскаватора

ефективніше нарощувати енергію удару за рахунок збільшення маси і розмірів в порівнянні зі швидкістю інструменту. При ударному прикладанні навантаження найбільш вірогідний процес руйнування з формуванням і розвитком крихкої тріщини, яка виступає в ролі центру напруження, що виникає в найбільш небезпечному перерізі і, зрештою, приводить до руйнування матеріалу. Машина для руйнування негабаритів являє собою складну динамічну систему з розгалуженою структурою та численними зв'язками. Система знаходиться під дією активних сил (ударна складова), зовнішніх збурень (опір на інструменті) і керуючих впливів з боку оператора. У загальному випадку зазначені впливи носять випадковий характер і можуть спостерігатися в різних поєднаннях.

Пропонуємо робочий орган, що змонтований на базі одноківшевого гідравлічного екскаватора ЭО-2621В-2 (рис. 1) складається із гідромолота 1, закріпленого в рамі 2, на якій шарнірно закріплені три захвати 3, що керуються відповідними гідроциліндрами 4. Робочий орган підвішується через гнучкий елемент (наприклад канат) 5 до рукояті 6 екскаватора.

Для виконання роботи підвішене устаткування опускають до негабариту, далі виконують його захват, ослаблюють гнучкий елемент та починають руйнувати гідромолотом. Перевагою устаткування є відсутність передачі енергії удару та вібрацій на металоконструкцію екскаватора та оператора, оскільки робочий орган із рукояттю з'єднані опосередковано, через гнучкий елемент. Це покращує умови праці оператора та збільшує довговічність робочого обладнання машини.



С.І. Лисак, викладач

О.О. Дмитрієва, викладач-методист

Миколаївський будівельний коледж КНУБА

## БІОМЕХАНІЧНЕ ХОДОВЕ УСТАТКУВАННЯ КУЩОРИЗА ДЛЯ РОБІТ НА СКЛАДНІЙ ОПОРНІЙ ПОВЕРХНІ

Підготовчі роботи по очищенню будівельних майданчиків від дрібного лісу та чагарників передують розробці ґрунту землерийними машинами. Будівництво об'єктів може здійснюватись на складному початковому рельєфі ґрунту, тому важливим є збереження стійкості кущорізів під час роботи.

До ходового устаткування (ХУ), яке б забезпечувало б високу ефективність роботи кущоріза на складній опорній поверхні (ОП) висувуються наступні вимоги: висока прохідність; маневреність; можливість швидкої адаптації під профіль ОП і забезпечення

стійкого положення машини; низька металоємкість конструкції.

Вказаним вимогам повністю відповідає ХУ пропонованого кущоріза (рис. 1). Переміщення кущоріза по майданчику здійснюється за способом, що нагадує рух павука. Кущоріз складається із рами 1, на якій розміщені кабіна 2, силова установка 3 та робоче обладнання (РО).

РО включає стрілу 4, телескопічну рукоять 5 та ріжучу головку 6. Ходова частина включає в себе шість опорно-рухомих лап 7 (ОРЛ). Кожна ОРЛ кущоріза при поступальному русі переставляється на певний крок у визначеній послідовності.

Кінематика руху ланок ОРЛ (рис. 2) забезпечує плавність прямолінійного переміщення машини, можливість руху в бік, підйому та опускання рами машини відносно ОП (зміни кліренсу), збереження центру мас у зоні рівноваги та можливість встановлення машини у стійке для роботи положення на складній ОП.

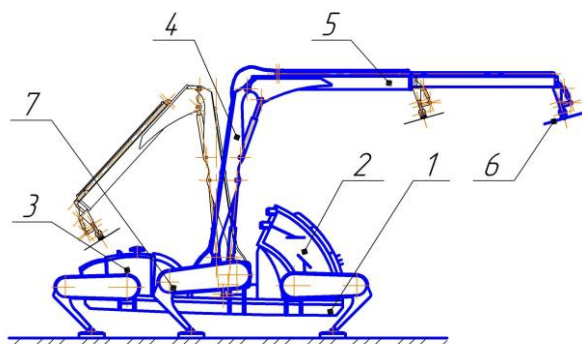


Рис.1. Кущоріз

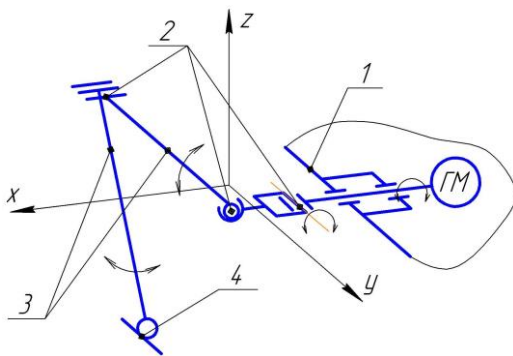


Рис.2. Кінематика руху ОРЛ:

- ГМ – неповноповоротний гідромотор;  
1 – рама кущоріза; 2 – шарніри; 3 – важелі;  
4 – опорний башмак



## **ВИКОРИСТАННЯ ПРОПОРЦІЙНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ РОЗПОДІЛЬНИКІВ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ДВИГУНАМИ В ПРИВОДАХ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН**

Практика показала, що будівельні машини з гідравлічним приводом при однаковій потужності двигуна мають на 20 – 30% меншу металомісткість і значно вищу продуктивність порівняно з механічними приводом. Пояснюється це меншою металомісткістю гідравлічного привода відносно механічного. Під час роботи гідравлічний привод будівельної машини забезпечує примусове переміщення робочого обладнання в будь-якому напрямі із заданими швидкостями, велику кількість основних і допоміжних рухів робочого обладнання, різні кути повороту робочого обладнання, що дає змогу не тільки підвищити продуктивність, а й розширити технологічні можливості.

Інтенсивне зрощення гідроприводів з електронними системами управління, застосування "інтелектуальних" гідравлічних агрегатів з вбудованою електронікою дозволяють успішно поєднувати виняткові силові і динамічні якості гідравліки з можливостями мікроелектроніки та комплексних систем управління. При цьому вдається легко виконати індивідуальні вимоги до машини (підстроювання гідроприводу під конкретне технічне рішення), відкриваються перспективи істотного підвищення швидкодії, зниження витрат на комунікації, підвищення перешкодозахищеності, спрощення калібрування та забезпечення діагностики несправностей.

Велике значення, особливо в мобільній техніці, набуває суттєве зменшення кількості та спрощення трасування гідроліній. Якщо при ручному управлінні в кабіні розташовувалися рукоятки всіх гідророзподільників, з'єднаних з гідродвигунами (гідроциліндрами і гідромоторами) численними трубопроводами, то у пропорційній версії керуюча гідроапаратура розміщена в зручному місці поблизу від відповідних гідродвигунів, а зв'язок з пультом оператора реалізується електричними шинами. При цьому можна суттєво зменшити кількість гідравлічних апаратів, трубопроводів, з'єднань, покращити компоновку, зменшити масу і габарити гідравлічного привода.

Гідравлічні розподільники з пропорційним електричним керуванням при використанні в будівельних машинах дозволяють отримувати задані режими роботи гідравлічних виконавчих механізмів за рахунок залучення можливостей електронного керування.

Особливістю застосування цих розподільників є те, що їх використання дозволяє застосовувати гідравлічне обладнання для забезпечення контрольованого руху гідравлічних двигунів за допомогою контролерів та засобів програмування. Це розгін виконавчого пристрою гідравлічного двигуна на початку руху та його гальмування в кінці руху за заданим законом, рух вихідної ланки гідравлічного двигуна зі змінною швидкістю чи змінним прискоренням, які визначаються технологічним процесом і які неможливо реалізувати при використанні гідравлічних розподільників з дискретним керуванням.

Пропорційне електричне керування рухом гідравлічного двигуна в гідравлічних приводах будівельних машин дозволяє оптимізувати їх роботу по якості регульованих та навантажувальних характеристик, застосовувати мікропроцесорне адаптивне регулювання гідрофікованими машинами



**В.П. Рашківський, к.т.н., доц.,  
Я.О. Луценко, Т.С. Погребняк, студенти**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ГЕОМЕТРИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН ТА ЇХ АНАЛІЗ**

На сьогоднішній день при проектуванні елементів машин не обмежуються виконанням креслень цих деталей та їх розрахунками, а виконують геометричне моделювання деталей, що максимально точно відображає їх реальні форми.

Мета роботи – проаналізувати засоби виконання геометричного моделювання елементів машин та їх аналізу.

Велике розмаїття спеціалізованих комп'ютерних засобів дозволяє виконати будь-які інженерні задачі з життєвого циклу виготовлення елементів деталей машин. Проте, слід відрізнити комп'ютерні засоби за специфікою їх призначення.

Існує цілий ряд програмних засобів, що дозволяють виконати один з найбільш суттєвих етапів створення нової деталі – ескізне проектування, розробку робочих креслень та візуалізація. На сьогоднішній день, тривимірна візуалізація, окрім кращого розуміння деталі, несе в собі цілий ряд можливостей. Серед яких, можливість використання моделі для розробки технології виготовлення, створення фотореалістичних зображень та виконання міцнісних розрахунків.

Міцнісні розрахунки, виконані для об'ємної деталі можуть дати уявлення проектувальнику про масово-інерційні властивості деталі, визначити небезпечні зони з малим коефіцієнтом запасу, отримати частотні властивості деталей та теплостійкість. Окрім цього, при виконанні об'ємних моделей складальних одиниць, з'являється можливість проаналізувати рух механізму, отримати зусилля на контактах пар тертя та створити анімацію роботи механізму.

Таким чином, геометричне об'ємне проектування – невід'ємна складова успішного проектування елементів машин та обов'язковий інструмент сучасного інженера-проектувальника.

УДК 69.057.2 : 088.8

**В.П. Рашківський<sup>1</sup>, к.т.н., доц.,  
С.О. Катюжинський<sup>2</sup>, директор**

*<sup>1</sup>Київський національний університет будівництва і архітектури*

*<sup>2</sup>ТОВ «Техмашексім Україна»*

## **АНАЛІЗ РИНКОВОЇ КОНКУРЕНТОЗДАТНОСТІ ТЕХНІЧНОЇ ВИНАХІДНИЦЬКОЇ ДІЯЛЬНОСТІ**

Статистика винахідницької діяльності в Україні показує, що на сьогодні існує багато технічних розробок в різних технічних галузях, проте їх вихід на ринки збуту з невідомих причин ускладнені.

Мета роботи – проаналізувати сучасні ринки на предмет попиту та потенційного впровадження нових технічних розробок.

Сьогоднішня винахідницька діяльність в нашій країні має більш виражений теоретичний характер. Відомо, що попит на конкретну продукцію тісно пов'язаний з пропозицією на визначеному ринку. Проте, при розгляді нових розробок, неможливо передбачити на 100% потенційний попит на продукцію або здатність продукту ефективно конкурувати.



Проведений аналіз технічних розробок показує, що вагому частину всіх технічних розробок займають продукти з Китаю. Проте, винахідницька діяльність в цьому регіоні досить низька.

Основними сучасними показниками ефективного впровадження нових розробок є висока швидкість реагування на ринкові умови, гнучкість самого виробу, широка діяльність в галузі міжнародного захисту прав інтелектуальної власності. Якісна взаємодія різних напрямків діяльності життєвого циклу технічної розробки залежить від ефективного операційного управління.

Тож, конкурентоздатність винахідницької діяльності – це система взаємопов'язаних напрямків діяльності з розробки, створення винаходу, його впровадження, реагування на попит споживача та організації операційних впливів на ринок.

УДК 621.87

**Д.О. Міщук, к.т.н., доц.**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ПЛАНУВАННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ МАНІПУЛЯТОРА БУДІВЕЛЬНОГО РОБОТА**

Автоматизація та роботизація будівельної галузі промисловості є одним з прогресивних напрямків комплексної механізації виробництва. Працюючи цілодобово, будівельний робот здатний без участі людини на будівельному майданчику проводити виїмку ґрунту під фундамент, підготовку бетонного розчину, подавання розчину на об'єкт і укладання фундаменту, стін та перекриття. Функції робочих полягатимуть лише в забезпеченні безперебійної подачі будівельних матеріалів та контроль роботи обладнання. Застосування комп'ютера і датчиків забезпечує точність будівництва стін, перекриття, керування робочим органом в горизонтальній і вертикальній площинах з відхиленням не більше  $\pm 0,4$  мм від проекту.

Основна маса відомих систем роботів мають схожий характер виконання технологічних процесів (лиття, зварювання, механічна обробка, складання, фарбування, сортування), де основною ідеєю є точність позиціонування та траєкторія руху робочого інструменту. Будівництво дещо відрізняється від виробничої промисловості специфікою виконання технологічних операцій та може мати особливі умови виконання робіт. Так, наприклад, облаштування фундаменту або зведення стін будинку має відбуватися з контролем значної кількості параметрів процесу (контроль ухилів, перекосів, граничних розмірів, точність позиціонування, екологічна і техногенна безпека та інше). Це вимагає переоснащення та перепрограмування промислових роботів під нові умови роботи. При плануванні траєкторій руху маніпулятора необхідно враховувати як обмеження на траєкторію так і вартість витраченої енергії. Тому задача управління роботом зводиться до визначення оптимальних траєкторій руху, яких може бути декілька для одних і тих же умов, та вибору із значного числа параметрів саме тих, які найкраще задовольняють поставленій задачі.

Для пошуку оптимальних траєкторій руху маніпулятора пропонується застосовувати варіаційні методи оптимізації, де в якості цільових функцій використовуються комплексні критерії, що оцінюють величину енергетичних витрат та геометричний опис захватного пристрою маніпулятора. При описі вказаних критеріїв також враховуються граничні межі робочого простору, а розв'язок подібних задач здійснюється з використанням рівнянь Ейлера-Пуассона.



## **РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ БУДІВЕЛЬНОГО РОБОТА ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЙ «MICROSOFT ROBOTIC STUDIO»**

Будівельні роботи відносяться до машин нового покоління, які з успіхом можуть бути використані в будівництві для приготування будівельних сумішей, зведення цегляних та бетонних стін, вантажно-розвантажувальних та оздоблювальних робіт. Робот може частково або повністю замінити людину при виконанні робіт в небезпечних для життя умовах та при відносній недоступності об'єкту.

Сучасний робот представляє собою машину, яка складається з декількох систем, а саме, виконавчої, сенсорної, системи зв'язку та керування.

Виконавча система здійснює безпосередню роботу та взаємодіє із навколишнім середовищем у відповідності до сигналів керування, які формуються оператором або програмою в комп'ютері та через систему керування передаються на привідні двигуни виконавчих механізмів робота. Сенсорна система використовується для сприйняття інформації про стан зовнішнього середовища та робота. За допомогою системи зв'язку здійснюється обмін інформацією між механізмами самого робота та між роботом і людиною. Системою керування на основі моделі поведінки та інформації про зовнішнє середовище здійснюється створення управляючих сигналів для виконавчої системи.

При розробці будівельного робота постає завдання швидкої розробки конструкцій та алгоритмів керування роботом в умовах обмеженого бюджету. Для вирішення даної задачі актуальним є використання спеціалізованих систем, і зокрема, програмного забезпечення «Microsoft robotic studio».

«Microsoft robotic studio» - це комплекс програмного забезпечення, який призначений для розробки програм керування мобільними роботами та симуляції їхньої поведінки в режимі реального часу. Особливістю розробки поведінки робота в «Microsoft robotic studio» є те, що програми будуються у вигляді діаграм, які складаються з блоків (Activity) та сервісів (Services), що значно пришвидшує побудову системи керування роботом, а також знижує вартість досліджуваної системи так як зникає необхідність розробки складного апаратного забезпечення. Всі програми створюються та обробляються на звичайному персональному комп'ютері та через систему зв'язку завантажуються в реальну систему робота або ж моделюються у віртуальному середовищі. Через те, що всі розрахунки виконуються на персональному комп'ютері, зникає необхідність створювати спеціальний бортовий комп'ютер робота, а система керування останнього значно спрощується та може містити лише передатчик (WiFi, Bluetooth або радіоканал), примітивний розшифровувач (підсилювач-перетворювач, як варіант), виконавчий двигун та сенсори.

Такий підхід до розробки дозволяє значно зекономити кошти на реалізацію проекту, на початкових стадіях виявити основні проблеми і недоліки та здійснювати навчання майбутніх робототехніків.



## **ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА**

Стрічковий конвеєр відноситься до класу транспортувальних машиною, які отримали широке розповсюдження на заводах по виробництву будівельних матеріалів. Даний тип машини широко застосовують для переміщення у горизонтальному та похилому напрямках однорідних насипних, пластичних матеріалів і штучних вантажів.

При розробці та конструюванні елементів стрічкового конвеєра, інженер-конструктор зустрічається з комплексом проблем, вирішення яких часто потребує перерахунку початкових параметрів та внесення уточнень в конструкторські рішення. Враховуючи те, що методика розрахунку транспортуючих машин містить значну кількість обов'язкових параметрів, зміна яких призводитиме до повного перерахунку машини (потужності двигуна, діаметру барабанів, ширини стрічки та ін.), час проектування конвеєра буде збільшуватися та втрачатиметься новизна пропонованих технічних рішень. Для вирішення даної проблеми застосовуються системи автоматизованого проектування (САПР).

Переваги застосування в промисловості технологій тривимірного проектування забезпечує більш високу якість робіт, скорочує швидкість розробки за рахунок автоматизації рутинних операцій та процесу отримання вихідної документації, її оперативне оновлення та перевидання при внесенні змін та інше. Використовуючи САПР Компас в КНУБА було розроблено тривимірну модель стрічкового конвеєра загального призначення з комбінованою трасою, шириною стрічки 650 мм, діаметром привідного барабану 400 мм з триролікоопорою. Всі основні деталі складальних одиниць стрічкового конвеєра виконані в «Компас-Деталь». Стандартні вироби використовувалися із бібліотеки «Стандартные изделия», яка містить значну гамму елементів кріплення, підшипників, муфт та ущільнень. Компонування та проектування рами конвеєра здійснено в «Компас-Сборка» із використанням прикладного програмного доповнення «Металлоконструкции 3D». Розрахунок приводу й проектування окремих механічних передач виконувалося в прикладній бібліотеці «Shaft 3D».

Моделі деталей та збірка конвеєра в цілому здійснена із застосування елементів та підходів параметризації (табличної, ієрархічної та ін.). Це дало можливість створити цілий ряд компонувальних елементів, які в подальшому можна буде використовувати при розробці подібних технічних рішень, вибираючи тільки потрібний розмір головного параметру, а система Компас автоматично виконуватиме побудову потрібної тривимірної моделі.

В подальшому планується розробити програмний комплекс, який буде поєднувати розрахункові моделі конвеєра на базі програмного забезпечення «Mathematica» та САПР Компас для автоматизованого розрахунку стрічкового конвеєра і отримання первинної конструкторської документації.





**В.О. Воляннюк, к.т.н., доц.,  
О.В. Романишин, студент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОЗДОБЛЮВАЛЬНИХ РОБІТ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИМИ МАТЕРІАЛАМИ**

Втрати теплової енергії через зовнішні стіни будинків досягають до 50%. Зовнішнє оздоблювання стін енергозберігаючими матеріалами (теплоізоляція) дозволяє звести ці втрати до мінімуму, таким чином значно зменшити витрату енергоносіїв на опалення будинків. У зв'язку з обмеженим обсягом енергоносіїв і високою їх вартістю це питання зараз являється дуже актуальним. Нині в Україні розроблена і впроваджується Державна програма з утеплення будинків і будівель.

В дійсний час для виконання оздоблювальних робіт енергозберігаючими матеріалами найбільш широко застосовують мокрий легкий метод утеплення зовнішніх стін. Суть цього методу заключається у прикріпленні до поверхонь стін за допомогою клею і механічних прикріплювачів (дюбелів-зонтиків) термоізоляційних матеріалів, в якості яких застосовують волокнисті утеплювачі (мінеральна вата, скловата) та плити пінопласту. На термоізоляційні матеріали наносять шари естетичної штукатурки із застосуванням синтетичних матеріалів та скловолкна. В якості обладнання при цьому методу застосовують ручні електросвердлильні машини зі свердлами та змішувачами, молотки, ручні пристрої (шпателі, кельми і т.п.). Недоліками цього методу є необхідність великої кількості різноманітних матеріалів та механічних прикріплювачів, підготовки стін до приклеювання термоізоляційного матеріалу, значна кількість ручних операцій.

Новітнім методом третього покоління є утворення енергозберігаючого шару шляхом напилення пінополіуретану на зовнішні поверхні, при цьому він заповнює всі повітряні порожнини, відпадає необхідність в підготовці стін. Поверхні можуть бути мокрими, покритими пилом і навіть інеєм. При цьому методі компоненти пінополіуретану: ізоціанат і поліол із місткостей для їх зберігання за допомогою подаючих насосів подаються у проточні підігрівачі установок напилення, де здійснюється їх підігрів до температури, що задається контролером. Підігріті компоненти поступають у насоси високого тиску, звідки через термоізольовані шланги, що підігриваються, до пістолетів-розпилювачів. При змішуванні компонентів на виході із пістолета-розпилювача утворюється пінополіуретан, що наноситься на поверхню з метою її утеплення або герметизації. На стіни будинку попередньо закріплюється каркас із необхідних матеріалів на товщину напилення. Надлишки термоміни видаляються, після чого вона вкривається і прикріплюється до каркаса оздоблювальним матеріалом, наприклад сайдингом. Перевагами новітнього методу є: ефективність - досить тонкий шар герметичній термоміни економить значно більше тепла, ніж в кілька разів товщий шар традиційних утеплюючих матеріалів другого покоління; не потрібно спеціальна підготовка поверхонь, що утепляються; швидкість утеплення в 30 і більше разів вище, ніж при застосуванні традиційних систем утеплення другого покоління; являється однією з найбільш економних технологій комплексного утеплення в Європі; екологічно не має негативних властивостей. Термоміна не пліснявіє, не гниє, нічого не виділяє в навколишнє середовище, не містить будь-яких шкідливих для здоров'я матеріалів.

Таким чином, цей метод з новітнім обладнанням для оздоблювальних робіт з енергозберігаючими матеріалами має явні переваги по зрівнянню з прийнятими і перспективи для впровадження в сучасне будівництво.



**С.Ю. Комоцька, асистент,  
С.В. Лаврик, аспірант,**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **РОЗРОБКА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ВІДВАЛОМ ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ**

В залежності від потужності та конструкції землерийні машини можуть працювати в різних ґрунтах, від болотистих і піщаних до мерзлих та скельних. Статичне руйнування при розробці мерзлих та скельних ґрунтів має високу енергоємність. Альтернативою статичному руйнуванню ґрунту є динамічне руйнування, при якому зменшується зусилля, яке потрібно прикласти до ґрунту та зменшується енергоємність розробки ґрунту.

До теперішнього часу сила опору різанню робочим органом відвального типу розглядалася як єдина сила, прикладена в центрі різальної кромки ножа чи зуба. Однак при великій ширині різальної кромки, робочих органів, такий підхід є занадто спрощеним.

За результатами попередніх досліджень, було розроблено конструкцію відвалу динамічної дії (Патент України на корисну модель № 97114. Бюл. № 4, 22.02.15 «Секційний відвал»). Відвал динамічної дії виконано у вигляді несучої рами, у передній частині якої встановлено декілька динамічних елементів з можливістю пересування у рамі по напрямних пазах. Приводом для динамічних елементів є віброзбудники, виконані за пружнов'язкопластичною релаксуючою реологічною моделлю Шведова.

На основі блок-схеми автоматичного керування режимом роботи віброзбудників для відвалу динамічної дії було розроблено електрогідравлічну схему регулювання, за допомогою якої в залежності від взаємної кореляції кожної ділянки відвалу отримується можливість автоматизації кожного віброзбудника.

Розроблена електрогідравлічна схема дозволяє аналізувати навантажений стан кожної окремої ділянки ножа робочого органу відвального типу та їхніх динамічних елементів і автоматизувати роботу кожного віброзбудника залежно від сили опору ґрунту різанню на кожній окремій ділянці відвалу. За допомогою запропонованої схеми можливо автоматизувати режим роботи робочого обладнання, зі зменшеною енергоємністю розробки ґрунту.

**Л.Є. Пелевін, к.т.н., проф.,  
М.М. Карпенко, аспірант**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ОБґРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПРИВОДУ ГАСНИКА ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ**

Відомо, що розпушник працює в умовах великих змінних динамічних навантажень які передаються від робочого органу до базової машини супроводжують передчасне спрацювання деталей даної базової машини, які не беруть участі в руйнуванні ґрунту.

Одною із причин виходу із ладу машини є передача великих динамічних навантажень, які сприймаються зубом розпушника, на базову машину. Ці навантаження негативно впливають на саму машину і призводять до передчасного зносу деталей. Виникає потреба у гасінні цих коливань. Даного ефекту можна досягнути шляхом встановлення на навіску робочого органу динамічного гасника коливань. Це допоможе амортизувати навіску та ізолювати переміщення коливань від робочого органу до базової машини.



## **"ЕНЕРГООЩАДНІ МАШИНИ І ТЕХНОЛОГІЇ"**

В наш час найбільш перспективним є саме гідравлічна система гасіння коливань, що спроектована на базі амортизаторів та гідравлічних демпферів.

В проектуванні гідравлічних систем гасіння динамічних коливань необхідно враховувати динамічні характеристики систем, до яких, зокрема, відносяться швидкість передавання сигналів і сумарна швидкодія системи, коливання тиску в різноманітних точках системи.

Для підвищення ефективності гасіння динамічних коливань був розроблений гідравлічний гасник динамічних коливань. До основи якого покладено використання гідравлічної системи гасіння динамічних коливань (Патент України на корисну модель № 90197. Бюл. № 9, 12.05.14 «Розпушник з гасником динамічних коливань»)

Гасник виконаний за пружнов'язкопластичною реологічною моделлю Бінгама. Побудована математична модель опису процесу визначення часу запізнення спрацювання гідравлічної системи гасіння динамічних коливань, яка дозволяє проектувати гідравлічні системи гасіння динамічних коливань та підбирати оптимальні параметри для заданих умов.

Розроблено нову конструкцію гідравлічної системи гасіння динамічних коливань із можливістю змінювання параметрів подачі. Запропонована конструкція забезпечує регульовану віброізоляцію базової машини від коливань навісного обладнання.

УДК 624.132.3

**М.М. Карпенко, аспірант**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

### **РОЗРОБКА ҐРУНТУ АКТИВНИМ НАКОНЕЧНИКОМ РОЗПУШНИКА**

Одними з найефективнішими машинами для підготовчих робіт вважаються розпушники. В загальному випадку вони використовуються для попередньої розробки ґрунтів.

Економічно вигідним способом вдосконалення розпушника є створення робочого органу, що дозволяє підвищити продуктивність машини при встановленій потужності і порівняно низьких додаткових капітальних витратах.

Встановлено, що перспективним напрямком при руйнуванні ґрунту є використання принципу суперпозицій впливу на робоче середовище декількох чинників одночасно, таких як статичне та динамічне навантаження.

Розроблений наконечник (Патент України на корисну модель № 97097. Бюл. № 4, від 22.02.15 «Активний робочий орган розпушника») значно підвищує продуктивність базової машини та зменшує енергоємність розробки ґрунту. Особливість роботи наконечника полягає у тому, що при заглибленні стійки та наконечника в масив ґрунту під дією сили різання рухома частина рухається по пазах та стискає еластичну камеру, при цьому зусилля, що передаються на стійку від сил опору різанню ґрунту, зростають плавно, зменшуючи пікові навантаження на стійку. Тиск рідини у еластичній камері підвищується і тоді, коли зусилля від цього тиску перевищує силу різання, що прикладена до рухомої частини, еластична камера розшириться, діючи на рухому частину повертаючи її у вихідне положення, при цьому рухома частина, діючи на ґрунт, утворює в ньому лідуєчі тріщини, що дозволяє відділяти елемент ґрунту зі зменшеною енергоємністю, а гребінь нанесе удар по масиву ґрунту, що призводить до додаткового сколювання елемента ґрунту.

Завдяки можливості акумулювання енергії пружно-деформованими елементами з подальшим її використанням для створення швидкісного силового імпульсу на рухомій частині наконечника забезпечується попередньо утворена стиснена зона та лідируючі тріщини в масиві, що призводить до зменшення енергоємності статичного навантаження для повного відокремлення елемента ґрунту.



**М.О. Пристайло, к.т.н., доц.,  
М.М. Карпенко, аспірант**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **БАГАТОЯРУСНИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ**

Копання ґрунту пасивними землерийними робочими органами (ЗРО) здійснюється на до критичній глибині різання. Якщо необхідна глибина є більшою критичної глибини різання, для усунення за критичної зони ущільнення ґрунту і зниження енергоємності робочого процесу необхідно задіяти або динамічні ЗРО, або багатоярусні ЗРО.

Основним принципом створення багатоярусних землерийних робочих органів є забезпечення роботи кожного ріжучого елемента на до критичній глибині, незалежно від загальної глибини розробки ґрунту.

Розділення ріжучого інструменту на ґрунторозробні органи та розміщення їх у просторі повинно здійснюватися таким чином, щоб кожен попередній ґрунторозробний орган створював сприятливі умови розроблення ґрунту для кожного наступного ріжучого органу (принцип незалежності роботи попередніх ґрунторозробних органів від наступних).

Запропонована конструкція ковша землерийної машини, який призначений для багатоярусного зняття ґрунту, особливість, якого полягає в наявності в днищі ковша пазів з ріжучими завантажувальними пластинами, через які ґрунт потрапляє в ківш. Пластини виконані з системою примусової дії (Патент України на корисну модель № 100538. Бюл. № 14, 27.07.15. Ківш землерийно-транспортної машини), яка дозволяє відкривати завантажувальні пластини при копанні і закривати при переміщенні до місця розвантаження.

Розроблена конструкцію багатоярусного робочого органу землерийної машини дозволяє зменшити енергоємність розробки ґрунту на 4 ... 6%, при цьому, час заповнення нового робочого органу при копанні менше від часу заповнення класичного робочого органу за рахунок додаткових завантажувальних пластин.

УДК 624.879

**А.В. Фомін, к.т.н., проф.,  
М.О. Авраменко, студент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ТРАНШЕЄКОПАЧ НА БАЗІ АГРЕГАТУ БУЛЬДОЗЕР-РОЗПУШНИК**

Траншейні роботи в загальному обсязі земляних робіт складають біля 20%. Такі роботи виконуються в будівництві, сільському господарстві, при прокладанні ліній комунікацій, в меліорації. Для створення траншей використовуються одноківшеві і багатоківшеві екскаватори. Однак одноківшеві екскаватори внаслідок циклічності робочого процесу при створенні виїмок великої протяжності мають відносно невелику продуктивність, крім того вони не можуть безпосередньо розроблювати міцні ґрунти. Багатоківшеві екскаватори (роторні і ланцюгові траншеєкопачі) забезпечують більшу продуктивність, однак внаслідок наявності двох робочих органів (ґрунторозроблюваного і транспортувального) мають велику загальну енергоємність і малу питому продуктивність. Найкращі показники за загальною енергоємністю і питомою продуктивністю мають траншейні роторні екскаватори.

Для створення траншей в однорідних дисперсних ґрунтах середньої міцності пропонується конструкція траншеєкопача на базі агрегату бульдозер-розпушник. На відміну



від звичайної конструкції таких агрегатів в запропонованій конструкції передбачається розміщення розпушувального і бульдозерного обладнання в задній частині базового трактора, причому розпушувальне обладнання розміщується попереду відвалу. Розпушувальне обладнання складається із трьох зубів, середній з них має глибину різання більшу в порівнянні із крайніми. Глибини різання зубами вибираються такими, щоб переріз прорізу в ґрунті був максимально наближений до необхідного перерізу траншеї.

Бульдозерний відвал складається із двох частин. Нижня частина виконана у вигляді плуга, обриси якого наближено відповідають контуру перерізу в ґрунті, який утворюється розпушувальним обладнанням. Цей відвал піднімає зруйнований ґрунт на поверхню ґрунтового масиву. Верхня частина відвалу виконана у вигляді двох грейдерних відвалів, які зсувають ґрунт від траншеї. Така конструкція дозволяє створити траншею за один прохід машини. Для забезпечення постійної глибини траншеї в передній частині трактора розміщено косокутний відвал, який вирівнює ґрунтову поверхню перед машиною.

Розрахунки показали, що траншеєкопач запропонованої конструкції приблизно в два рази покращує показники розробки ґрунту за загальною енергоємністю і питомою продуктивністю в порівнянні з цими показниками траншейного роторного екскаватора.

УДК 624.879

**А.В. Фомін, к.т.н., проф.**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГУСЕНИЧНИХ РОЗПУШНИКІВ**

В режимі заглиблення робочого органа розпушника траєкторія переміщення наконечника відхиляється від траєкторії переміщення машини. Кількісно відхилення характеризується кутом між траєкторією переміщення наконечника і траєкторією переміщення машини. Величина цього кута залежить від величин швидкостей заглиблення наконечника і пересування розпушника. В режимі заглиблення робочого органа горизонтальна складова опору ґрунту наконечнику залежить як від дотичної, так і від нормальної сил опорів ґрунту наконечнику відносно траєкторії його переміщення. Це збільшує величину горизонтальної складової опору ґрунту, яка не може перевищувати силу тяги базового трактора. Остатньою умовою обмежується величина заглиблення зуба, від якої залежить продуктивність розпушника.

Так як горизонтальна складова опорів ґрунту збільшується із збільшенням кута між траєкторіями заглиблення наконечника і переміщення машини, то необхідно конструктивно зменшувати величину цього кута. Для цього запропонована нова конструкція навіски, яка забезпечує додаткове збільшення швидкості пересування робочого органа незалежно від швидкості пересування машини і вертикальне заглиблення робочого органа. Порівняльні розрахунки опорів ґрунту для розпушника ДП-9С з традиційною (паралелограмною) навіскою і запропонованою показали, що для прийнятих ґрунтових умов запропонована навіска забезпечує величину максимально можливого заглиблення зуба більшу на 0,08м в порівнянні з цим показником для паралелограмної навіски. Це забезпечує збільшення продуктивності на 31%.



## **ДИСКОВИЙ ТРАНШЕЄКОПАЧ З ПЛАНЕТАРНИМ РЕДУКТОРОМ**

В будівництві та суміжних галузях народного господарства (прокладання ліній комунікацій, видобування корисних копалин і будівельних матеріалів, меліоративні та військово-інженерні земляні роботи тощо) існують роботи, виконання яких звичайними ґрунто- та породоруйнуючими машинами недоцільне, а в деяких випадках неможливе. Такі роботи виконуються спеціальними машинами, які відрізняються від звичайних як за принципами роботи, так і за конструктивним виконанням. В більшості таких машин застосовуються робочі органи динамічної дії.

Останнім часом все більшого поширення набуває задача відривання траншей невеликої ширини по території лісів, лісосмуг, вирубок. Здебільшого такі траншеї відривають за допомогою вузьких ковшів екскаваторів та дискових робочих органів активної дії. Однак, при роботі в ґрунтах, де є велика кількість кореневищ дерев і кущів, фронтальні ріжучі елементи дискових робочих органів ламаються, згинаються і виходять з ладу, а застосування однокішєвих екскаваторів, взагалі, стає неможливим без проведення підготовчих робіт.

Тому постає задача розробки такого робочого органа, що забезпечував би розрізання, подрібнення і винесення на поверхню залишків кореневих систем, але при цьому, щоб забезпечувалася достатня продуктивність при відриванні траншей.

Основою запропонованої конструкції робочого органа є планетарний редуктор, що складається із розбірного обертового корпусу, (який є водилом), нерухомого сонячного колеса, яке жорстко з'єднане із навіскою трактора і сателітів, що обертаються разом із своїми валами навколо сонячного колеса. На продовженні валів сателітів встановлені ріжучі елементи, які під час роботи здійснюють складний рух – обертаються разом з диском і водночас обертаються разом із сателітами навколо своїх осей. Крім цього на лицьовій частині диска встановлені нерухомі ріжучі елементи, що обертаються разом з диском.

Таким чином, при обертанні диска-корпусу, ріжучі елементи обертаються навколо своїх осей і підрізають залишки кореневих систем, а нерухомі ріжучі елементи підхоплюють їх і виносять на поверхню ґрунту.

Кутова швидкість сателітів, а відповідно і рухомих ріжучих елементів прямо-пропорційна співвідношенню ділильних діаметрів сателітів і сонячного колеса, тобто чим менший ділильний діаметр сателіта, тим більша кутова його кутова швидкість.

Привід робочого обладнання може бути як механічний – від валу відбору потужності базового трактора, так і гідравлічний – за допомогою гідромотора.

5. Можливість швидкого розбирання фрези для ремонту, що в свою чергу полегшує ремонт у польових умовах та зменшує час ремонтних робіт



**О.О. Костенюк, старший викладач**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **НИЗЬКОЕНЕРГОЄМНИЙ СПОСІБ РОЗРОБКИ ҐРУНТІВ**

Ідея низькоенергоємного способу руйнування робочих середовищ полягає в синтезі двох протилежно направлених процесів, що протікають в природі, а саме, процесів деградації (деструктуризації з незворотнім розсіянням енергії) і процесів організації матеріальних систем. Розробка робочих середовищ поєднує обидва ці процеси. Руйнування і рух складових системи є напрямком деградації системи, ці складові еволюції системи повинні бути співнаправлені з реальними незворотними природними процесами, що збільшують ентропію системи. В цьому випадку природні процеси деградації будуть «допомагати» руйнувати робоче середовище (співентропійне руйнування). Крім того, конструкції і рух робочих органів технічних комплексів і рух робочих середовищ треба формувати у відповідності до руху матерії в гравітаційному полі. Все це дозволяє значно заощаджувати енергетичні та інші матеріальні ресурси внаслідок того, що значну частину роботи по розробці робочого середовища виконує гравітаційне поле. За такого напрямку протікання процесів руйнування і руху виникають і інші додаткові позитивні ефекти, як, наприклад, локалізація об'ємів навантаженого середовища, що дає можливість набагато збільшити на нього енергетичну дію та інші. З іншого боку, рух може бути направлений в бік організації системи (формування структури), що полягає в позитивних якісних і кількісних змінах всіх складових синергетичної системи. Інтелектуальне керування процесами організації дозволить підсилити загальний позитивний ефект.

УДК 624.132.3

**І.А. Дяченко, студент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **РОЗРОБКА МІЦНИХ ҐРУНТІВ ПЕРИФЕРІЙНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ**

При обробці міцних матеріалів різанням периферійним алмазними робочими органами в робочому процесі приймає участь велика кількість абразивних часток (алмазних зерен). Хаотичне розташування алмазних зерен в алмазоносному шарі призводить до негативних наслідків в роботі інструмента, а саме: відбувається підвищений знос алмазних зерен внаслідок значного нерівномірного розподілення навантажень на них, а також виникнення нетехнологічних коливань робочих органів внаслідок невірноваженого просторового навантаження на робочий орган в цілому. Все це призводить до підвищення енергоємності роботи інструмента, його ресурсу і якості продукції.

Окрім алмазоносного шару на параметри роботи алмазних інструментів впливає матеріал і конструкція їх корпусів.

Загалом конструкції робочих органів, режими їх робочих процесів і параметри робочих середовищ разом з зовнішніми впливами є складовими комплексу, що складає систему процесів розробки матеріалів різанням алмазними робочими органами, тому підвищення ефективності обробки матеріалів полягає в удосконаленні всіх складових цього комплексу.

Таким чином підвищення динамічної жорсткості корпусів робочих органів за рахунок конструкції, що має властивість внутрішнього динамічного гасіння коливань, призводить до зменшення бокової складової сили різання (зменшуються одночасно амплітуда  $a$  і частота  $f$  коливань, що входять в чисельник аргумента), і також зменшується дотична складова за рахунок зменшення загального шляху різання, який тим менше, чим менше амплітуда і



частота коливань. Зменшення дотичної і бокової складових сили різання призводить до зазначеного ефекту підвищення стійкості інструмента, зменшення енергоємності розробки робочих середовищ і звукового тиску, що виникає під час роботи периферійних дискових робочих органів.

УДК 625.73

**Т.Ф. Щербина, асистент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **УЩІЛЬНЕННЯ ҐРУНТУ В ОБМЕЖЕНИХ УМОВАХ**

Ущільнення ґрунтів в обмежених умовах визначається технологічною специфікою будівельних робіт: обмеженістю фронту робіт, особливостями геометричних елементів земляної споруди, що практично ускладнює, а іноді й взагалі виключає можливість використання звичайних машин, що застосовуються при лінійних роботах (самоскиди та бульдозери для зворотної засипки, бульдозери та грейдери для пошарового розрівнювання ґрунту, катки трамбуєчі та вібраційні машини для ущільнення ґрунту).

Обмеженими вважаються місця, де ущільнення ґрунту зворотних засипок неможливо здійснити машинами безперервної дії з розміром в плані 2x2 м, а місця, де ущільнення такого ґрунту неможливо здійснити машинами незалежно від їх розміру, а також механізмами та механізованим ручним інструментом, вважаються важкодоступними.

Ущільнення ґрунту ускладнюється наявністю в котлованах і траншеях різного роду труб, підземних комунікацій та збірних елементів, що не дозволяє на певних ділянках засипки розвивати достатні зусилля, необхідні для досягнення потрібної щільності.

Методи механічного ущільнення ґрунтів характеризуються принципом впливу ущільнюючих машин на ущільнюваний ґрунт. Існують п'ять основних методів механічного ущільнення ґрунтів: укочуванням, вібруванням, вібротрамбуванням, трамбуванням і комбінованим впливом.

Метод ущільнення ґрунту вібруванням базується на передачі механічних гармонійних коливань від робочих органів (вальця, колеса, плити) на ґрунт, що ущільнюється. Метод вібрування поділяється на поверхневий та глибинний.

Залежно від основних параметрів вібрації якими є частота та амплітуда коливань, вібраційні машини для поверхневого ущільнення ґрунту можуть працювати також в віброударному режимі. Амплітуда їх коливань значно більша, а частота коливань менша, ніж у вібраційних машин. У цьому випадку вібраційні машини називаються вібротрамбуючими, а метод ущільнення вібротрамбуванням.

Метод ущільнення ґрунту трамбуванням знайшов найбільш широке застосування в промисловому будівництві при влаштуванні ґрунтових подушок під основу фундаментів будівель і споруд, технологічне обладнання та підлоги. Цей метод застосовується також для втрамбування котлованів у ґрунтах, що просідають при влаштуванні стовпчастих фундаментів. Комбінований метод ущільнення ґрунтів заснований на використанні різного поєднання впливу на ґрунт статичних, вібраційних, вібротрамбуючих і трамбуєчих навантажень. Цей метод дозволяє ущільнювати всі види ґрунтів і застосовується при широкому фронті робіт.

Для ущільнення ґрунтів в обмежених умовах будівництва в вітчизняній та зарубіжній практиці застосовуються малогабаритні самохідні віброкотки, самопересувні віброплити та вібротрамбовки, підвісні на крані віброплити і вібротрамбовки, керовані вручну механічні трамбовки, змінне навісне ґрунтоущільнююче обладнання для екскаваторів, трамбуєчі машини на самохідному шасі, глибинні вібратори.





## **ДОСЛІДЖЕННЯ КОНУСНОЇ ФРЕЗИ**

При роботі периферійних динамічних робочих органів, до яких відноситься робочий орган типу конусна фреза, відмінною особливістю є складний просторовий рух траєкторії різання, яким рухається різальний елемент, в поєднанні із умовами та характеристиками динамічного руйнування ґрунту. До цих умов відносяться: значне збільшення відсотку ґрунту, що руйнується від впливу крихких деформацій, до загальної кількості зруйнованого ґрунту; виникнення хвильового характеру руйнування ґрунту, що виникає при великій кількості сколів невеликих елементів масиву; вплив явищ втоми як додаткового фактора зниження межі міцності ґрунтового масиву та ін. Автоколивальний характер процесу різання ґрунту призводить до того, що за збільшення швидкості різання (швидкісне динамічне руйнування) робоче середовище в області, прилеглої до зони різання, перебуває під багатократною дією хвиль напружень (деформацій). Аналітичний опис робочого процесу в цьому випадку повинен враховувати динамічні параметри процесу руйнування, а також явища накопичення втомлювальних деформацій в робочому середовищі. Конструктивні параметри робочих органів формуються з врахуванням як параметрів процесу руйнування робочого середовища, так і умов екскавації розроблених матеріалів.

Формування конструктивних параметрів залежить від параметрів різання і екскавації ґрунту. Для оптимізації робочого процесу конусної фрези необхідно враховувати, що при високошвидкісному руйнуванні в робочому середовищі накопичуються утомні деформації і розташування різально-метальних елементів на робочому органі повинно забезпечувати руйнування ґрунтів за базового числа навантажень. Взаєморозташування, кути встановлення а також форма різально-метальних елементів робочого органу повинні вибиратися таким чином, щоб число сколів відповідало базовому числу навантажень, що буде забезпечувати виникнення явищ втоми при руйнуванні масиву ґрунту і, відповідно, буде зменшувати енергоємність робочого процесу.

При руйнуванні ґрунт піддається розпушуванню і ущільненню. Цей факт враховується коефіцієнтом сипучості, який визначає умови екскавації ґрунту із забою. Відстань між різальними елементами в лінії різання повинна відповідати умовам втомлювального руйнування. Форма різальних елементів повинна забезпечувати мінімальні зусилля різання при незмінній глибині різання та подачі на різальний елемент, а кути їх розташування повинні забезпечувати одночасне транспортування розробленого ґрунту за мажі траншеї.

Отримані залежності дозволяють формувати оптимальні конструктивні параметри робочого органу типу конусна фреза (а також інших периферійних динамічних робочих органів) виходячи з розміру, форми і розташування різальних елементів, приймаючи за критерій оптимізації мінімізацію енергоємності робочого процесу.



**О.А. Тетерятник, асистент,  
М.В. Баранець, студентка**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ МІНІ ТЕХНІКИ ПРИ ВИКОНАННІ БУДІВЕЛЬНИХ РОБІТ**

В будівництві і суміжних галузях народного господарства (прокладання ліній комунікацій, видобування корисних копалин і будівельних матеріалів, меліоративні і військово–інженерні земляні роботи тощо) однією з проблем є висока енергоємність робочого процесу сучасних землерийних машин. Ця проблема виникає з тієї причини, що традиційна схема роботи землерийних машин, якими укомплектовані більшість підприємств України, характеризується наявністю складної трансмісії для передачі енергії на робоче обладнання (енергія від двигуна передається на робочий орган за допомогою передаточного, напірного, ходового, тягового механізмів у різних сполученнях). Це призводить до значних втрат енергії і зниженню ККД механізмів і машин. При цьому необхідність підвищення робочих навантажень і продуктивності зумовлює збільшення маси машин і потужності встановлених на них двигунів, а ці показники не можуть зростати нескінченно.

Існує декілька шляхів розв'язання проблеми зниження енергоємності машин. На територіях пострадянського простору основним шляхом вирішення цієї проблеми є розробка машин, які забезпечують збільшення механічного і немеханічного впливу на середовище робочими органами з відносно невеликою масою, але з окремим спеціальним приводом чи за допомогою інтенсифікаторів. Машини з нетрадиційними високошвидкісними робочими органами одержують усе більше поширення в зв'язку з можливістю створення великих робочих навантажень і швидкостей при значному зменшенні маси машини, а також можливістю збільшення корисної потужності двигунів без зростання розмірів машин і їх загальних потужностей. При цьому виникає необхідність проведення необхідних досліджень взаємодії робочих органів з робочим середовищем, але завдяки розвитку САПР ця проблема не є дуже складною.

Інший шлях розвитку будівельної техніки, який пропוגандують більшість світових лідерів в машинобудівній, являє собою збільшення номенклатури будівельної техніки, що випускається, тобто "подрібнення" розмірних груп будівельних машин та розширенням змінного робочого обладнання, яке використовується на базовій машині. Основною перевагою при цьому є велика універсальність базової машини, для якої пропонується велика кількість змінного обладнання. Це дозволяє використовувати одну машину при проведенні великої кількості будівельних робіт, що підвищує їх ефективність та знижує собівартість (зменшення площі для зберігання машини, зниження вартості експлуатації парку машин, збільшення конкуренції при наданні послуг з будівельних робіт).



**М.М. Балака, асистент,  
М.В. Педоряка, студентка**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ СКРЕПЕРНОГО ОБЛАДНАННЯ**

У зв'язку зі зменшенням загального обсягу земляних робіт при зведенні об'єктів промислового, цивільного, дорожнього будівництва та видобутку корисних копалин відкритим способом, знизився попит на скреперне обладнання. Це призвело, в свою чергу, до скорочення номенклатури і об'єму випуску скреперів по всьому світу.

Зауважимо, що вітчизняна машинобудівна галузь на відміну від закордонної не випускала спеціалізовані одно- або двовісні колісні тягачі, що суттєво позначилося на розвитку самохідних скреперів. Проте на базі одновісних тягачів МоАЗ і БелАЗ були створені самохідні скрепери ДЗ-11П, ДЗ-13Б, ДЗ-115А і ДЗ-155-1, а на базі колісного трактора Т-150К – скрепер ДЗ-87-1. Причіпні скрепери випускалися на базі гусеничних і колісних тракторів різного тягового класу. Номенклатура включала по шість моделей причіпних та самохідних машин. Однак з розпадом Радянського Союзу скоротилися обсяги всіх видів будівництва, що призвело до припинення виробництва скреперного обладнання. Неодноразово робилися спроби створити деякі моделі скреперів, але далі виготовлення макетів справа не пішла. На цей час виробництво скреперів збереглося на Могильовському автозаводі (Білорусь), що випускає єдину модель самохідного одно-моторного скрепера МоАЗ-6014 з пасивним способом завантаження ковша місткістю 8,3 куб. м, вантажопідйомністю 16 т і двигуном ЯМЗ-238АМ потужністю 165 кВт.

За останні роки скоротилося виробництво скреперного обладнання і серед таких провідних закордонних компаній як Komatsu, Terex, WABCO, Fiat-Allis та ін. Водночас американська компанія Caterpillar на сьогодні пропонує найширший типорозмірний ряд самохідних скреперів, представлений тринадцятьма моделями з місткістю ковша від 8,4 до 33,6 куб. м. Цей виробник досягнув досить високого рівня уніфікації, що дозволяє знизити трудомісткість виготовлення машин. Приміром, між групами одномоторних скреперів з тяговим і шнековим типом завантаження уніфіковані моторні агрегати, а також окремі вузли скреперних ковшів і задні немоторні мости. Стосовно двомоторних скреперів, то на тринадцяти моделях застосовуються тільки п'ять марок двигунів. Крім того, потужність двигунів зростає на 10% при переході на третю передачу вперед, а технологія ACERT знижує токсичність викиду в атмосферу відпрацьованих газів.

John Deere пропонує причіпні скрепери з тяговим або елеваторним типом завантаження. Вони працюють у зв'язці з тракторами 9430, 9530 і 9630, потужність яких складає відповідно 312, 350 і 390 кВт, а маса – від 16,1 до 16,9 т. Причіпні скрепери з елеваторним завантаженням представлено моделями 1512Е, 1810Е, 1814Е та 2112Е, місткість ковша яких складає відповідно 8,4; 9,5; 10,0 і 11,4 куб. м, а маса – від 10,0 до 12,3 т. Агрегати з причепами представлені шістьма моделями з місткістю ковша від 8,4 до 10,6 куб. м. Очевидно, ці скрепери призначені для роботи разом з тракторами, що застосовуються у сільському господарстві та потребують значних енергетичних витрат, але водночас можуть використовуватися і на менших за обсягом ґрунту розробках.

Компанією Bell спроектовано самохідний скрепер 4206D з двовісним трактором-тягачем і одновісним безмоторним скреперним модулем. На ньому передбачено шестициліндровий двигун Mercedes-Benz і шестиступеневу автоматичну трансмісію Allison.

У відкритому доступі приводяться дані щодо низького продажу скреперного обладнання в країнах Євросоюзу, в середньому 10–12 машин на рік. З іншого боку, відносно стійким залишається попит на цей вид будівельної техніки в США та Канаді.



**СЕКЦІЯ 3.**

**МАШИНИ І ПРОЦЕСИ БУДІВЕЛЬНОЇ ІНДУСТРІЇ  
ТА ПЕРЕРОБНИХ ВИРОБНИЦТВ**



**І.А. Ємельянова, д.т.н., проф.,  
В.В. Блажко, к.т.н., доц.**

*Харківський національний університет будівництва та архітектури*

**ПОБУДОВА ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ СПІВУДАРУ ОКРЕМИХ  
КОМПОНЕНТІВ СУХИХ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ ІЗ ВНУТРІШНЬОЮ  
ПОВЕРХНЕЮ КОРПУСУ ПРИ ЇХ ПРИГОТУВАННІ В  
ВИСОКОШВИДКІСНОМУ ДВОХРОТОРНОМУ ТУРБУЛЕНТНОМУ  
ЗМІШУВАЧІ**

Двороторний турбулентний змішувач, який працює у каскадному режимі, відноситься до машин нового покоління і з успіхом може бути використаним для приготування сухих будівельних сумішей.

Характерною особливістю таких машин є переміщення часток в корпусі машини по складним пересічних траєкторіях, що дозволяє значно інтенсифікувати процес перемішування компонентів та одержати будівельні суміші високої якості. Крім того, високі швидкості обертання роторів машини створюють умови для активації сумішей, що готуються. В процесі перемішування компонентів частки заповнювача можуть зустрічатися із корпусом або лопатями змішувача на умовах відскоку і завдяки високим швидкостям обертання робочого органу ( $n=200...300 \text{ об}^{-1}$ ) змішувача зазнавати руйнування, що і приводить до активації сумішей.

Для побудови імітаційної моделі приймаються наступні умови:

- частки суміші мають форму кулі;
- розглядається удар часток як твердих тіл які при цьому не змінюють форму кулі;
- рух часток розглядається при відсутності їх обертання;
- при ударі о поверхню частка заповнювача розколюється на дві частини.

При дослідженні процесу розколювання частки заповнювача відповідно ньютонівській теорії удару до уваги приймається критерій руйнування. При цьому, розколювання відбувається у тому разі, коли кінематична енергія руху частки, яка рухається, перевищує поверхневу енергію двох поверхонь, що тільки створилися. Поведінку нових створених часток після розколювання аналізують за допомогою теорії імпульсів.

Визначення післяударних швидкостей цих часток виконано з урахуванням наступних технологічних параметрів:  $k$  – співвідношення часток заповнювача, що розколовся;  $f_1$  – динамічний коефіцієнт тертя;  $\gamma$  – кут нахилу поверхні розриву;  $k_0$  – коефіцієнт втрат.

Графічні залежності для визначення безрозмірних післяударних швидкостей і (відповідно для часток, що створилися після розколювання) дозволяють прогнозувати умови робочого процесу, при якому одночасно із перемішуванням компонентів відбувається активація будівельної суміші, що готується.



## ДИНАМІКА РУЙНУВАННЯ СТРУКТУРИ МАТЕРІАЛУ В ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСАХ

В технологічних процесах виробництв (подрібненні, змішуванні, ущільненні будівельних матеріалів чи розробці ґрунта) при дії на середовище зовнішніх сил воно деформується. Коли деформація перевищує граничні значення, середовище руйнується.

Відомими науковими школами з теорії міцності, такими як: проф. Вайнберга Д.В., Варвака П.М.(НТУ), Баженова В.А.(КНУБА), Голишева Б.М.(НДІБК), Гвоздєва А.А., Зайцева Ю.В.(НІІЖБ) досягнуто значних успіхів у розрахунках будівельних конструкцій при пружному навантаженні. Проте їх результатами неможливо скористатися для розрахунків напружено деформованого стану-матеріалів, які мають велику в'язкість і піддаються знаним деформаціям. В той же час вирішення таких задач дозволяє оптимізувати способи переробки матеріалів і технологічні процеси виробництва. Проблема руйнування досліджувалась автором для випадку втікання бетонної суміші бункерів, віброущільнення бетонних сумішей, дії штампа на ґрунтове середовище.

Задача про дію штампа на ґрунтове середовище моделювання процес взаємодії робочого органа енергійної машини з ґрунтом або гусениці машини з ґрунтом. Розглядався штамп шириною  $2a$  і ґрунт в вигляді півпростору. (плоска задача). Диференційне рівняння, які описують напружений стан під штампом включає напруження якщо горизонтальні і вертикальні дотичні. Отримано числове рішення задачі в . Для прикладу в роботі виконані розрахунки поля напруженого стану в піщаному ґрунті вологістю 10% і зв'язністю  $k=0.5^H$ .

Поле напруженості під штампом являє собою криволінійну сітку в вигляді «Луковиці», створену горизонтальними і вертикальними лініями. Ці лінії являють собою сімейство характеристик, ( ліній ковзання по В.В.Соколовському). як показали наші експериментальні дослідження лінії ковзання є лініями руйнування матеріалу. Ці лінії збігаються з напрямком головних деформацій.

В роботі продемонстровано механізм руйнування ґрунтового середовища під штампом шляхом розгляду чисельних значень напружень і відповідних ним значень деформації, користуючись залежністю між напруженим і деформаційними ( $\sigma$ - $\epsilon$ ) для вибраного нами ґрунтового середовища (генетичний код матеріалу). Завантажимо штамп силою  $P=50 \times 10^{-4}$  МПа.

Встановлений характер взаємодії робочих органів машини з середовищем і знайдено оптимальний характер цієї взаємодії можна визначивши енергію деформацій. Для безкінечного елемента  $dx \cdot dy \cdot dz$  робота деформування дорівнює сумі робіт по осях. За безкінечну малу величину ділянки візьмемо розмір клітини. В зоні руйнування цих клітин буде  $12 \times 6 \times 2 = 144$  шт. розмір клітини при ширині штампа  $2a=1$ м,  $a=0.5$ м. ширина зони  $\sim 2a \times 2=4a=2$ м. Таким чином клітина має розмір  $1:12=0.08 \times 0.08$  м. Граничне значення пружної деформації складає  $\epsilon_5 = 1.0 \cdot 10^{-3}$ .



**В.Й. Сівко, д.т.н., проф.,  
М.П. Кузьмінець, д.т.н., доц.**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ОСНОВИ ТЕОРІЇ РУЙНУВАННЯ ҐРУНТІВ ТА ПОРІД НА ОСНОВІ ОЦІНКИ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАШИНИ З СЕРЕДОВИЩЕМ**

Загальновідомо, що робота будь-яких землерийних машин обумовлюється двома основними процесами – руйнуванням та ущільненням робочого середовища. Класичні підходи полягають у розгляданні цих процесів окремо.

Відомо велику кількість теорій руйнування ґрунтових середовищ, які базуються на одержаних, переважно експериментальним шляхом, функціональних залежностях, що встановлюють вплив окремих факторів на показники процесів різання та копання ґрунтів. Окремо розглядаються процеси ущільнення ґрунту робочими органами машин для земляних робіт на основі відомих теорій ущільнення. Проте відокремлено такі процеси не існують, а знаходяться завжди поруч, виходячи один з одного. При руйнуванні накопичуються деформації до досягнення стану текучості (відокремлення), а при ущільненні – накопичення деформацій до межі текучості. Отже у таких випадках має місце напружено-деформований стан.

Як показано в роботах сучасних вчених (А.А.Уткіна, Е.М.Морозова, І.Каримова, Т.Фудзії та ін.) у більшості випадків процес руйнування матеріалів здійснюється внаслідок розростання однієї або сімейства розгалужених тріщин у певному перерізі конструкції, які називають магістральними. Після навантаження зразка виробу магістральні тріщини протягом тривалого часу невидимі, а потім з великою швидкістю розростаються („пробігають” через зразок) та швидко руйнують його. Для будівельних матеріалів вивчення процесів руйнування в об’ємі елементу конструкції на рівні мікроскопічних тріщин є попередньою умовою в теорії механіки руйнування, що дозволяє крок за кроком описувати хід руйнування, однак до цього часу не має можливості з достатньою точністю передбачити сам процес розділення тіла на частини. У роботах В.В.Соколовського, Г.А.Генієва та М.І.Естріна розв’язано низку задач пружно-пластичних деформацій та пластичних течій. Але в них не достатньо розкрито уявлення про площадки ковзання, вздовж яких відбувається процес руйнування. Такі площадки певним чином орієнтовані у просторі та обумовлені закономірностями розподілу напружень.

Встановлення уявлень про площадки ковзання та розробка методик побудови рівняння стану середовищ для вирішення прикладних задач технології будівельних виробництв з наступним впровадженням результатів у виробництво.

Підхід до розв’язку технологічних задач через уявлення про площадки ковзання із застосуванням експериментально отриманого рівняння стану середовища, яке точно описує реологічні властивості матеріалу є новим, хоча потребує введення певних припущень в механіці деформування будівельних матеріалів. Однак, це дозволить успішно розв’язати низку задач технології будівельних матеріалів де робочим середовищем.



## **ЕФЕКТ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ТОНКОГО ПОДРІБНЕННЯ В БАРАБАННОМУ МЛІНІ ЗІ ЗНИЖЕННЯМ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ**

Традиційні барабанні млини залишаються основним обладнанням багатотоннажного тонкого подрібнення дисперсних матеріалів в промисловості будівельних матеріалів та в інших галузях виробництва.

Підвищити надзвичайно низьку ефективність тонкого подрібнення в барабанних млинах можна лише на основі принципу енергетичної селективності дезінтеграції, що передбачає вибіркове підведення енергії до матеріалу з метою мінімізації енерговитрат руйнування. Значення та розподіл навантажень в об'ємі частинки подрібнюваного матеріалу повинні оптимально поєднуватись зі швидкістю деформування та тривалістю навантаження для мінімізації витрат енергії в процесах руйнування частинки.

Вибірковість процесу передбачає, що тонке подрібнення малих частинок доцільно реалізовувати переважно стиранням та роздавлюванням при створенні малих імпульсів, які сприяють виникненню пластичного деформування.

Тонке подрібнення в барабанних млинах здійснюється переважно у зсувному шарі завантаження. Виходячи із феноменологічності рівняння стану зернистого середовища, активність зсувного шару характеризується псевдотемпературою, як питомою кінетичною енергією, що відповідає випадковому хаотичному руху елементів. Псевдотемпература має комплексний характер, визначає ступінь активності взаємних переміщень елементів та інтенсивність протікання в зернистому внутрішньокамерному середовищі процесу і є основним критерієм ефективності тонкого помелу.

На основі визначення напружено-деформованого стану завантаження було запропоновано раціональні параметри процесу останньої стадії тонкого помелу.

Експериментально було вперше встановлено новий технологічний ефект підвищення продуктивності процесу тонкого подрібнення в барабанному мліні при зниженні швидкості обертання та ступеня заповнення внутрішньокамерного завантаження подрібнюваним матеріалом. Зареєстрований ефект має парадоксальний характер, оскільки зниження швидкості руху зменшує кінетичну енергію дії робочих органів на оброблюване середовище. Натомість, фізичним поясненням такого технологічного результату є встановлений раніше механічний ефект виникнення тихохідного локального швидкісного максимуму динамічної активності зсувного шару, що спричинено явищем аномального зниження псевдов'язкості завантаження обертової камери. Це супроводжується інтенсивним руйнуванням міжелементних контактів, значним зниженням напруження опору при перетворенні сухого тертя та переходом зернистого середовища завантаження у текучий стан. Зсувний гравітаційний потік трансформується у прискорену лавиноподібну течію, що розплескується. Таке явище кваліфікується як надтекучість зернистого матеріалу.

Виявилось, що при відносній швидкості обертання  $\psi_{\omega} < 0,3$  та вмісті частинок подрібнюваного матеріалу в завантаженні  $k_{m3} < 0,05$ , відносна, порівняно із традиційним режимом роботи млина, продуктивність процесу помелу клінкеру до дисперсності цементу збільшується на 22-55 %, а питомі витрати енергії знижуються на 67-78 %.

Таким чином, для підвищення енергетичної та технологічної ефективності процесу останньої стадії тонкого подрібнення в барабанному мліні доцільно знижувати швидкість обертання та вміст частинок подрібнюваного матеріалу у завантаженні.





**А.Ю. Крот, д.т.н., проф.,  
Д.В. Супряга, ассистент**

*Харьковский национальный университет строительства и архитектуры*

## **МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ВИБРОВАЛКОВОГО АКТИВАТОРА**

Эксплуатационной особенностью любой валковой перерабатывающей машины является наличие нежелательных вибраций рабочего органа в процессе работы машины. На кафедре МСП ХНУСА разработан барабанно-валковый активатор (БВА) периодического действия. Эксперименты проводимые на лабораторном образце БВА показали, что при работе активатора в процессе наблюдения было замечено возникновение колебаний рычага. Основным виновником возникновения колебаний рычага при работе БВА с материалом является валок, катящийся по рыхлому слою материала, уплотняя его, но одновременно с этим он повторяет все неровности слоя, частично и периодически вытесняет смесь перед собой. Основной причиной этого, как было замечено, является нестабильность удержания уплотненного валком слоя материала на рабочей поверхности барабана из-за неодинаковости адгезионных свойств этой поверхности по всей длине окружности барабана из-за упругих свойств материала, который, выйдя из-под валка и освободившись от его прижатия, увеличивается в объеме, нарушая при этом свою целостность и частично обрушиваясь под валок еще до встречи с ножом. Изменение усилия на конце рычага почти не влияет на частоту и амплитуду колебаний. Частота собственных колебаний (2,78 Гц) системы нами определялась экспериментально, как и параметры вынужденных колебаний. Для измерения частоты и амплитуды колебаний системы был разработан измерительный комплекс, состоящий из тензобалки прямоугольного сечения с приклеенными к ней двумя бумажными тензорезисторами ПКБ-15-100ГБ, соединенными в "полумост", тензостанции, аналого-цифрового преобразователя (АЦП, построенный на базе микросхемы 8-разрядной АЦП TLC549IP, с выходом на интерфейс компьютера RS232) и ЭВМ. Установлены негативные последствия возникновения вибраций рычага: 1) ухудшаются эффект активации от периодической потери контакта между валком и материалом; 2) возникают большие динамические нагрузки на рабочие органы и подшипниковые узлы БВА, значительно уменьшая срок их службы.

Перспективным путём стабилизации движения системы "валок-рычаг" является наложение дополнительных внешних вынуждающих колебаний на эту систему. При этом такие колебания могут обеспечить повышение эффективности активации. Составлены дифференциальные уравнения движения системы, построена математическая модель движения системы с навесным вибратором, и для конкретных параметров рабочего органа машины и параметров перерабатываемого материала определены требуемые параметры навесного вибратора, который устанавливается на рычаге для уменьшения амплитуды колебаний рычага и повышения эффективности активации за счет вибрационного воздействия на материал под валком. Аналитически определен закон движения системы и построены графические зависимости в виде диаграмм колебаний системы "валок-рычаг" с навесным вибратором. Произведено наложение экспериментальной (без вибратора) диаграммы и аналитической диаграммы принудительных колебаний с навесным вибратором. Доказано, что приложение внешних вынужденных колебаний высокой частоты существенно уменьшает амплитуду колебаний системы, а также способно повысить эффективность переработки материала.



**В.Й. Сівко, д.т.н. проф.,  
В.П. Овчар, к.т.н., пров. співробітник НДІБК.**

## **ПАРАМЕТРИ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМАТИВНОГО СТАНУ ПРИ ПОВЕРХНЕВОМУ ВІБРОФОРМУВАННІ**

Зниження матеріалоємності будівельних конструкцій є однією з найважливіших проблем сучасного будівництва. Таким вимогам відповідають, зокрема, ефективні тонкостінні армоцементні і залізобетонні конструкції. Так при виготовленні збірних перегородок з армоцементних ребристих панелей витрачається в 2,5 рази менше бетону, сталі, а також зменшуються витрати праці на будівельному майданчику. Існують ще більш ефективні панелі-оболонки для склоподібних будівель сільськогосподарського та промислового призначення, потреба в яких досить значна в різних регіонах країни.

Важливою проблемою є підвищення таких показників якості виробів, як щільність бетону і пов'язана з нею довговічність конструкцій. необхідна щільність бетону, як відомо, може бути досягнута лише при обґрунтованому застосуванні режимів ковзного віброштампування – достатньо ефективного способу поверхневого формувань тонкостінних конструкцій. З цією метою в КНУБА, спільно та на обладнанні НДІБК, за участю В.П. Овчара, були проведені експериментальні дослідження зміни напружено – деформаційних властивостей дрібнозернистої бетонної суміші з урахуванням її поведінки в ковзному віброштампі формувальних машин.

У цих дослідженнях бетонна суміш розглядається як пружно – пластичне тіло, а ущільнення суміші відбувається за рахунок енергії розповсюджуються хвиль( прямих і поперечних

Для досліджень тотова бетонна суміш заданого складу і після зважування поміщалася в жорстку форму робочого органа. У процесі заповнення форми в потрібних рівнях устновлювалися датчики тиску та переміщення. Після цього формі надавалися задані коливання.

Проведені дослідження дозволяють визначити основні технологічні параметри ковзного віброштампування тонкісних конструкцій, такі як:

1. Оптимальна швидкість формувань (0.131 м/с), відповідна швидкості осьових переміщень.
2. Величина тягового зусилля (12,1 кН) – по граничним дотичним напруженням.
3. Тиск бетонної суміші на штамп (0,021 МПа).
4. Величина підйомної сили (4,8 кН) – по напруженням на контакті зі штампом.
5. Оптимальний кут установки вібратора на робочому органі ( $-3^0$ ) – по швидкості осідання суміші.
6. Необхідна потужність вібратора для ущільнення (0,6 кВт) – по площі петлі «напруження – деформація» бетонної суміші.
7. Оптимальна, за інших заданих параметрах, жорсткість бетонної суміші (30с).



**В.І. Вінниченко, д.т.н., проф.,  
Н.М. Супряга, мол.наук.сп.**

*Харківський національний університет будівництва та архітектури*

## **ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА ПАЗОГРЕБЕНЕВИХ ПЛИТ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ФОСФОГІПСУ**

Більшість сучасних хімічних виробництв в результаті своєї роботи утворюють побічні відходи виробництв, наявність та накопиченість яких негативно впливає на екологію навколишнього середовища. Так, наприклад, в результаті роботи підприємств по виробництву мінеральних добрив фосфорним способом на 1 т. готового продукту отримують до 4 т. відходу – фосфогіпсу. Багато років фосфогіпс складається у відвали на спеціально відведених для цього ділянках землі. Будівництво та експлуатація відвалів є затратною, не менш затратним є також транспортування фосфогіпсу у відвали. Роками фосфогіпс лежить у відвалах, площа та кількість відвалів збільшуються. Всі домішки, які знаходилися у ньому вимиваються у ґрунт, потрапляють у повітря. Всі ці фактори свідчать про критичність екологічної ситуації, що склалася, особливо у місцевості, що знаходиться неподалік таких відвалів. Як варіант вирішення даної проблеми пропонується переробка фосфогіпсу у будівельні матеріали як неподалік таких відвалів, так і поблизу підприємств, що отримують фосфогіпс.

Із літературних джерел вже відомо, що фосфогіпс є придатним для використання у будівельній індустрії. Він містить в собі від 80 до 98% двоводного гіпсу і може бути віднесений до гіпсової сировини, інше ж - домішки. Крім того фосфогіпс має високу дисперсність  $S_{90} = 3500\text{—}3800$  см<sup>2</sup>/г, що спрощує його використання без додаткової переробки та додаткових енерговитрат.

Із фосфогіпса можна виготовляти цілий ряд будівельних матеріалів: гіпсове вяжуче, сухі суміші, газогіпсобетон, стінові комневі, плити гіпсові облицювальні та акустичні, панелі, блоки, а також використовувати його у монолітному домобудуванні. Нами спроектована технологічна лінія з виробництва пазогребневих плит.

Відомо, що пазогребневі плити виготовляють найчастіше методом лиття із використанням напівводного будівельного гіпсу марок Г-4, Г-5. Матеріали на основі гіпсу є негорючими та огнестійкими, вони не містять токсичних компонентів та речовин, мають здібність регулювати температурно-вологісний режим в приміщенні. Крім того, такі плити мають кислотність, аналогічну кислотності шкіри людини (Ph=5,5), майже не мають запаху і є діелектриком. Всі вироби на основі гіпсу мають високу парогазопроникність.

Нами пропонується використовувати багатотонажний відхід виробництва мінеральних добрив - фосфогіпс як основний компонент для отримання пазогребневих плит. У складі суміші використовується як свіжий так і відвальний фосфогіпс. Свіжий фосфогіпс використовується одразу із технологічної лінії по виробництву мінеральних добрив. Відвальний фосфогіпс випалюється у зваженому стані з отриманням в'язучого. Обладнання для отримання в'язучого, розроблено та виготовлено на кафедрі МБП ХНУБА. Крім фосфогіпса у складі сировинної суміші використовуються добавки. Всі компоненти дозуються, змішуються, активуються у активаторі, який також є розробкою кафедри МБП ХНУБА. Далі суміш дозується і пресуються плити. Далі відбувається сушка плит та транспортування їх на склад готової продукції.

Пропонована технологія відрізняється від існуючих тим, що отримання плит пропонується методом пресування із попередньою переробкою сировинної суміші.

Використання фосфогіпсу дає можливість отримати продукцію, що відповідає всім існуючим вимогам, а також вирішити екологічну проблему за рахунок утилізації багатотонажного відходу виробництв мінеральних добрив – фосфогіпса.



**М.П. Нестеренко, д. т. н., проф.,  
П.О. Молчанов, к. т. н., доц.**

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## **РОЗРОБЛЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ФОРМ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ**

Розвиток промисловості та сільського господарства передбачає інтенсивне будівництво житла і господарських споруд, які були б дешеві за ціною та мали б високу якість. Крім того, стихійні лиха, що відбулися в Україні останніми роками, виявили необхідність розвитку технології високоякісного та швидкого будівництва в складних умовах. Надзвичайні ситуації вимагають оперативного і негайного будівництва в непристосованих для цього умовах. Тому в сучасних умовах будівництва залізобетонні вироби залишаються затребуваними. Промисловістю України та країн СНД віброформувальне обладнання серійно не випускається, і підприємства змушені самостійно його поповнювати в умовах дефіциту металу та комплектуючих виробів. Існуючий дефіцит вібраційних машин і невизначеність напрямів їхнього розвитку створюють на виробництві значні труднощі щодо проектування чи технічного переоснащення формувальних постів підприємств збірного залізобетону.

Великогабаритні залізобетонні вироби, такі як: ригелі, балки, плити покриттів та ін., знайшли широке застосування при будівництві промислових будівель, торговельних комплексів, мостів тощо. При формуванні таких виробів застосовують різноманітне обладнання для ущільнення бетонної суміші, яке не завжди дозволяє отримати вироби заданої якості. При формуванні залізобетонних виробів досить широко використовуються вібраційні площадки та інші віброформувальні установки для об'ємного формування, які розроблені у Полтавському національному технічному університеті імені Юрія Кондратюка. Вони широко використовуються при формуванні виробів із рухомих бетонних сумішей з осадкою конуса до 2...5 см. Таке формувальне обладнання економічне за питомими показниками енергоємності та металоємності, надійне в експлуатації. Проте із-за специфіки збудження коливань одиночним віброзбуджувачем виникають зони з пониженою інтенсивністю коливань, що призводить до недоущільнення окремих ділянок виробу. Тому для якісного і продуктивного формування даного типу виробів доцільно створити на базі уніфікованих вузлів вібраційні форми, які поєднували б переваги віброформувальних установок з просторовими коливаннями робочого органа з їхньою ефективністю, що і є предметом досліджень роботи.

Нами запропонована конструктивна схема вібраційної установки для ущільнення довгомірних плоских залізобетонних виробів зі швидкоз'ємним віброприводом, що дозволяє підвищити оборотність парку форм.



**М.П. Нестеренко, д.т.н., проф.,  
О.В. Орисенко, к.т.н., доц.**

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## **АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КІЛЕЦЬ**

Найбільш поширеним способом формування трубчастих виробів є вібраційний. Цей спосіб при простоті конструкції і надійності обладнання, яке використовується, дозволяє отримувати високі показники якості готової продукції. За різними даними з використанням вібрації виготовляють близько 85 - 90% загальної кількості залізобетонних виробів та конструкцій.

Ефективність протікання процесу вібраційного ущільнення і формування великою мірою залежить від правильного вибору типу та форми коливань робочого органа вібромашини, які, в свою чергу, необхідно підбирати, орієнтуючись на призначення даного виробу, технологію його формування, а також конструкцію самого органа вібраційної машини. Для якісного ущільнення бетонних сумішей необхідна дія коливань, які містять горизонтальні й вертикальні складові, а також створення в шарах суміші градієнта динамічного тиску за рахунок кутових коливань.

запропоновано конструктивну схему вібраційної установки для формування трубчастих залізобетонних виробів, за допомогою алгоритму Нільсена розроблено математичну модель вібраційної установки із просторовими коливаннями робочого органа, виконано відповідне опрацювання й проведено чисельний аналіз отриманих моделей.

За основу динамічного моделювання, яке було проведено з метою дослідження основних закономірностей руху вібраційної установки для виготовлення трубчастих залізобетонних виробів, було прийнято конструктивну схему віброустановки із просторовими коливаннями робочого органа, характерною особливістю якої є те, що вертикальна вісь симетрії збігається з віссю дебалансного вала, а площина прикладання вимушуючої сили знаходиться вище від центра мас рухомої частини з бетонною сумішшю. Таке конструктивне рішення дає змогу отримати просторові коливання робочого органа і змінну за висотою інтенсивність вібраційного впливу на бетонну суміш.

За допомогою алгоритму Нільсена на основі ряду припущень, звичайних для більшості прикладних задач динаміки вібраційного ущільнення, розроблено динамічну модель віброустановки, яка враховує пружні і в'язкі властивості бетонної суміші, що ущільнюється за допомогою установки й в'язей між робочим органом та фундаментом. Виконано відповідне опрацювання отриманої моделі із зведенням її до безрозмірного вигляду, що зручно для подальшого проведення чисельного аналізу.



## ПРО ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ КЕРОВАНОЇ ВІБРОМАШИНИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ ЖОРСТКИХ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Якісне формування дрібноштучних бетонних виробів із жорстких сумішей може бути забезпечено при використанні вібротришків із керованими дебалансними вібробудувачами, які можуть нарощувати амплітуду коливань робочого органу машини від нуля до необхідного значення протягом певного часу, даючи можливість суміші плавно осідати.

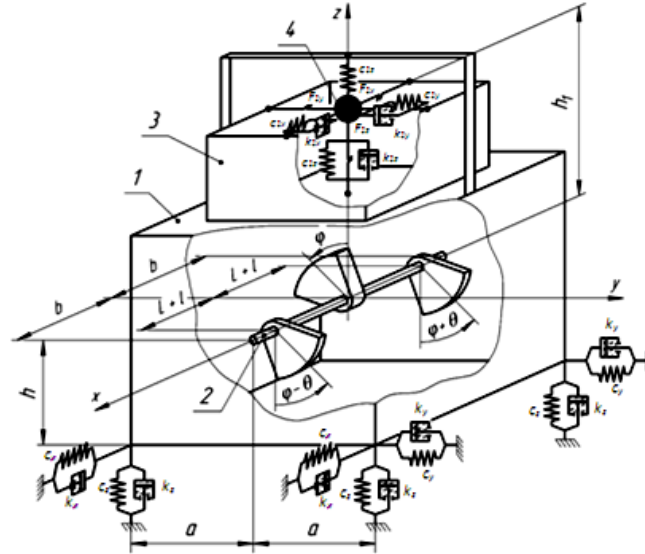


Рис. 1. Розрахункова схема керованої вібраційної машини

На рисунку 1 наведено розрахункову схему керованої вібраційної машини для ущільнення жорстких бетонних сумішей, яка складається з корпусу 1, керованого дебалансного вібробудувача 2, робочого органу 3 та середовища, що обробляється 4. Керований дебалансний вібробудувач складається з дебалансного вала та трьох дебалансів, один з яких закріплений жорстко на валу, а два інші мають можливість повертатись навколо дебалансного вала та переміщуватись вздовж його осі, повертаючись відносно нерухомого дебалансу в протилежні сторони. Наведена розрахункова схема має 11 ступенів вільності, а її положення визначається 11-ма узагальненими координатами, в якості яких прийнято:  $q_1 = x$ ,  $q_2 = y$ ,  $q_3 = z$  – переміщення рухомого корпусу вздовж координатних осей  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$ ;  $q_4 = \alpha$  – поворот рухомого корпусу навколо осі  $Oz$ ;  $q_5 = \beta$  – поворот рухомого корпусу навколо осі  $Oy$ ;  $q_6 = \psi$  – поворот рухомого корпусу навколо осі  $Ox$ ;  $q_7 = \varphi$  – поворот дебалансного вала відносно власної осі (співпадає з віссю  $Ox$ );  $q_8 = x_1$ ,  $q_9 = y_1$ ,  $q_{10} = z_1$  – переміщення центра мас середовища, що обробляється, вздовж координатних осей  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$ ;  $q_{11} = \vartheta$  – кут повороту рухомого дебалансу відносно врівноваженого положення.

Рух вібротришків буде описуватись десятьма диференціальними рівняннями другого порядку та одним алгебраїчним рівнянням у вигляді керуючої функції, що виражає закон зміни кута  $\theta$ .



**А.Е. Калянов, аспирант,  
Ю.А. Лагунова, д-р техн. наук, проф.,  
В.С. Шестаков, канд. техн. наук, проф.,**

*ФГБОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»,  
г.Екатеринбург, Россия*

## **АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ВАЛА КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ**

Прочностные расчеты основываются на анализе напряженно-деформированного состояния деталей и узлов. Расчет напряжений сложных деталей возможен только в специализированных программах, основанных на методе конечных элементов, таких как Ansys, UnixGraphiks, APM WinMachine и др. В приведенном ниже расчете мы пользуемся программным пакетом APM WinMachine.

На основе анализа напряженно-деформированного состояния можно выявить наиболее уязвимые места с недостаточным запасом прочности и предложить технические решения для повышения надежности.

Сечения опасных участков определяются по условиям обеспечения прочности и выносливости путем сравнения действительных напряжений, возникающих в элементах от действующих нагрузок, с допустимыми значениями для используемых материалов.

В настоящее время наиболее эффективным приближенным методом решения прикладных задач механики является метод конечных элементов.

Предельные нагрузки на подвижный конус возникают при попадании в камеру дробления недробимого тела. При этом имеют значение место попадания в камеру дробления недробимого тела и фаза взаимного положения дробящих конусов в момент захвата ими недробимого тела

Перед выполнением расчетов на модель накладываются закрепления (они необходимы, так как расчет статическими методами), и задаются действующие силы. При расчетах учитывается и собственный вес модели, который рассчитывается автоматически.

В модель усилия задаются в виде сосредоточенных сил на узлы. Для задания значений усилий выделяются соответствующие участки, в строке информации выводится число выделенных узлов, на это значение делится значение усилия и вводится в форме программы.

Проведены расчеты для трех вариантов расположения недробимого тела в камере дробления:

- 1 – на стороне ведущего вала,
- 2 – на стороне перпендикулярно оси ведущего вала;
- 3 – на стороне под углом 45° относительно оси ведущего вала.

Результат расчета напряжений по указанным вариантам приведен на рис. 6.

Таким образом, выполнен расчет вала, который изготовлен из стали 38Х2НМ, предел текучести при нормализации  $\sigma_T=835$  МПа, при закалке  $\sigma_T=980$  МПа, предел выносливости  $\sigma_{-1}\sim 400$  МПа /4/.



**А.П. Комиссаров, д-р техн. наук, проф.,  
Ю.А. Лагунова, д-р техн. наук, проф.,  
А.В. Орочко, канд. техн. наук, гл. инженер**

*ОАО «Федоровскнефть»*

## **КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ СО СЛОЖНЫМ КАЧАНИЕМ ЩЕКИ**

Исследование щековых дробилок выполнено на основе методов теории механизмов и машин. Передаточные механизмы щековых дробилок со сложным движением подвижной щеки – это кривошипно-шатунный механизм.

Структурная схема механизма со сложным качанием подвижной щеки отличается от схемы с простым качанием щеки исполнением. Различия в кинематических схемах механизмов и законах движения подвижной щеки определяют кинематические и технологические особенности рабочего процесса дробилок. Так, в дробилках со сложным качанием щеки «холостой ход занимает не половину оборота эксцентрикового вала, а значительно меньшую часть».

На основе кинематического и силового анализа передаточного механизма дробилок со сложным качанием щеки определены режимные параметры дробилок и выполнена сравнительная оценка параметров дробилок.

Суммарная длительность подходов частей подвижной щеки составит 250° (от 250° до 140°). При этом длительность отхода частей подвижной щеки на всех уровнях (от загрузочного отверстия до разгрузочной щели) превышает длительность подхода. В результате увеличивается скорость прохождения дробимого материала по камере дробления, а также высота и объем выпадающей призмы материала.

Установлено, что щековая дробилка со сложным качанием подвижной щеки отличается повышенной кинематической подвижностью ввиду разных скоростей перемещения отдельных частей подвижной щеки.

В результате достигается увеличение скорости перемещения дробимого материала в камере дробления, а также возрастает высота и объем выпадающей призмы материала.

Показано, что рабочий процесс дробилки со сложным качанием щеки характеризуется наличием двух фаз дробления. При этом обеспечивается рост удельных нагрузок на различных частях щеки.

Основным фактором, определяющим эффективность функционирования дробильного оборудования, являются действующие рабочие нагрузки.

В дробилке со сложным качанием подвижной щеки обеспечивается повышение эффективности рабочего процесса без установки маховика за счет увеличения удельных рабочих нагрузок.





## **КОНЦЕПТУАЛЬНІ ОСНОВИ АНАЛІЗУ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ СУХОЇ БУДІВЕЛЬНОЇ СУМІШІ НА ВІБРОСТОЛІ З ВЕРТИКАЛЬНО СПРЯМОВАНИМИ КОЛИВАННЯМИ**

Відомо, що на характер коливання вібростолу вібраційного пресу, призначеного для формування виробів з сухих будівельних сумішей (СБС) суттєвий вплив справляють фізико-механічні характеристики ущільнюваної порошкової суміші. Коректне врахування сил опору вказаної суміші визначає точність встановлення закону руху вібростолу, вибір його оптимальних конструктивних параметрів, енергоощадних режимів вібраційного впливу, ефективність (енергетичну, силову, кінематичну, динамічну, за питомою потужністю) процесу формування. Зрозуміло, що можливості теоретичного аналізу й точність отриманих результатів у значній мірі залежать від прийнятої розрахункової моделі самої СБС, яка знаходиться у прес-формі.

У даній роботі для теоретичного визначення закону руху й амплітуди коливань вібростолу, необхідної для ущільнення СБС, а також для вивчення дії сил опору з боку СБС на вібростіл при його вертикальних коливаннях застосований метод математичної фізики у поєднанні з класичним методом розділення змінних (Фур'є), що дозволило отримати розв'язки, цілком прийнятні для практичного використання. Крім того, вдалося окрім визначення основних параметрів й залежностей, котрі описують вимушені коливання, тобто вимушену частину розв'язку початково-крайової задачі Коші, виявити ще й деталі, характерні риси, особливості, притаманні тій частині загального розв'язку, що відповідає й описує власні коливання СБС, її т.з. «геометричні резонанси», що виникають на певних частотах зовнішнього збудження й для певних значень висоти стовпа СБС, яка формується.

Встановлений характер взаємодії вібростолу з СБС при його коливаннях у вертикальному напрямку, визначені його закони руху, оптимальні конструктивні параметри й режими вібраційного впливу за кількома введеними критеріями якості руху динамічної системи «вібростіл-СБС», основні характеристики, котрі описують дисипативні та пружні властивості СБС як системи з розподіленими параметрами, величина приведеної (приєднаної) маси СБС, яка взаємодіє з робочим органом вібростолу у вертикальному напрямку його руху.

Показано, що питомі значення (на одиницю площі основи виробу, який формується з даної СБС у такий спосіб) приведеної маси СБС, коефіцієнту опору та жорсткості ущільнюваної суміші суттєво залежать від коефіцієнту її динамічної в'язкості та сухого тертя, динамічного модуля пружності СБС, її щільності, фазової швидкості розповсюдження в ущільнюваному прошарку суміші зовнішніх (гармонічних) збурень, коефіцієнту поглинання, товщини прошарку СБС, площі основи дна форми й місця (точки) прикладення вібраційного навантаження, а також частоти зовнішнього збурення.

Розроблені та обґрунтовані у даному дослідженні реологічна модель СБС й модель динамічної системи «вібростіл-СБС» дозволяють адекватно моделювати пружні, дисипативні властивості суміші, тертя між її часточками, пластичне деформування при вібраційній дії, завдяки чому можна точно визначити інерційні, пружні та дисипативні сили, що діють з боку СБС на вібростіл при його вертикальних гармонічних коливаннях, встановити оптимальні закони руху вібростолу, його основні параметри та раціональні (енергоощадні) режими вібраційної дії на СБС.



**ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ФИЗИКИ ДЛЯ АНАЛИЗА  
КОЛЕБАНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ  
ВИБРАЦИОННОЙ ПЛИТЫ РАБОЧЕГО ОРГАНА С УПЛОТНЯЕМОЙ  
СРЕДОЙ**

Известно, что физико-механические характеристики уплотняемой среды во многом определяют поведение динамической системы вибрационного рабочего органа и существенно влияют на определение его основных параметров. Достаточно точное выявление физико-механических свойств уплотняемой среды (бетонной или строительной смеси) позволяет установить рациональный (и оптимальный) закон деформирования поверхности уплотняемой среды, определить устойчивый режим работы вибрационного рабочего органа, правильно выбрать технологические параметры вибрационного воздействия на обрабатываемую среду, использование которых обеспечивает эффективное уплотнение с малой энергоёмкостью.

В работе физико-механические характеристики уплотняемой среды, взаимодействующей с вибрационным рабочим органом, представлены тремя способами: 1) в рамках модели вязкоупругого тела Кельвина - Фойгта; 2) в рамках представления уплотняемой среды в виде системы с распределёнными параметрами, учитывающей упругие и вязкие её свойства; 3) в рамках модели, учитывающей упругие свойства уплотняемой среды (по закону Гука) и сопротивление, оказываемое смесью при её уплотнении (учитывающее сцепление, внутреннее трение в уплотняемой смеси, затраты энергии на разрушение внутренних связей, вытеснение воздуха, переориентацию частиц и другие явления в уплотняемой среде, сопровождающие вибрационное уплотнение).

Расчётная схема динамической системы «вибрационный рабочий орган – уплотняемая среда» описана волновым уравнением, решение которого разыскивается при заданных сложных граничных условиях методами математической физики. При этом для корректности подхода (т.е. для возможности применения метода разделения переменных по пространственным и временной координате – метода Фурье) вначале осуществлено приведение исходной начально-краевой задачи (задачи Коши) к нулевым граничным условиям, а затем найдены общие решения, которые удовлетворяют реальным, заданным начальным и граничным условиям.

В результате такого решения волнового уравнения найдены и определены: 1) закон деформирования уплотняемой среды по всей толщине уплотняемого слоя в зависимости от нарастающей под виброплитой плотности уплотняемой смеси, её физико-механических характеристик, толщины уплотняемого слоя, массы виброплиты, частоты и амплитуды возмущающей силы, жёсткости и коэффициента неупругого сопротивления упругой подвески; 2) изменения удельного сопротивления уплотняемой бетонной среды в зависимости от её консистенции; 3) напряжения, возникающие в уплотняемом слое; 3) оптимальные законы движения рассматриваемой динамической системы дискретно-континуального типа, при которых уплотнение смеси удовлетворяет: а) определённым критериям качества (движения, уплотнения, технологического процесса); б) временным критериям; в) энергосиловым критериям или критериям по мощности; г) критериям энергосбережения.



**DISCRETE-CONTINUAL MODELING AND STUDY OF CONCRETE'S MIX  
COMPACTION PROCESS AT VOLUME VIBRATION FORMING  
TECHNOLOGIES**

The main purpose of this investigation is to improve and correct the discrete-continual modeling for study of concrete's mix compaction process at volume vibration forming technologies.

The design scheme of the dynamical system "vibrating working body – sealed concrete's mix" on vibration exciter with vertically directed vibrations is compiled, in which vibration plate working body has discrete parameters and sealed concrete's mix has continual parameters. These two elements of the mentioned above dynamical system are presented in the form of distributed parameter system. As a result of the solution of the wave oscillations equation it is defined the deformation law of the sealed concrete's mix through the entire thickness of the compacted layer, depending on the increasing density under vibratory plates sealing mixture, its physical and mechanical characteristics, the thickness of the compacted layer, weight compactors, frequency and amplitude of the perturbation – restoring force, rigidity and internal damping coefficient of the elastic suspension.

The changes in resistance of the concrete's sealing medium depending on its consistency are defined. The tensions in the sealing layer are calculated.

Some other purposes of this investigation are: 1) on the basis of the obtained rheological model of concrete's mixture deformities that makes it will be possible to model its elastic and dissipative properties and also the friction between the particles; 2) it is required to determine the character of the vibration exciter with concrete's mix at its vibrations in vertical direction; 3) to determine the law of its motion, design parameters and modes of the vibration effect.

The theoretical research of hybrid dynamic system "vibration exciter – concrete's mix" has been conducted. The system is considered as a system with the distributed parameters. Physical and mechanical model, allowing sufficiently exact to define inertia, resilient and dissipative forces, operating from the side of concrete's mixture on a vibrating puncheon at his vertical vibrations, is developed.

The expressions for definition of inertial, elastic and dissipative forces that effect from the side of concrete's mix on the vibration exciter taking into consideration resistant force.

The obtained theoretical dependences can be used in the design of technological equipment at measuring its basic parameters and in the selection of rational (optimal) modes of vibration effect on concrete's mix and on dry building mixtures as well.



**О.З. Бундза, асистент,  
В.Г. Нікітін, к.т.н., доцент**

*Національний університет водного господарства та природокористування*

## **ВПЛИВ ЖОРСТКОСТІ СТЕБЛА РОСЛИНИ НА РОБОТУ ПРИСТРОЮ КОНТАКТНОГО МАЩЕННЯ**

Одним з перспективних способів боротьби з високорослими бур'янами є контактний спосіб. Суть його полягає у поетапному зрізанні наземної частини рослини на деякій висоті від поверхні ґрунту, видаленні її за межі зони роботи обладнання. Після чого з допомогою пристрою контактного мащення безпосередньо у зріз стебла рослини подають розчин гербіциду суцільної дії, який проникає у кореневу систему рослини і спричиняє її загибель або значне пригнічення процесів життєдіяльності. Зрізану наземну частину рослинності можна буде використати для потреб народного господарства.

Даний спосіб у порівнянні з механічним та хімічним способом дозволяє:

- зменшити число обробок площі з 3..4 до однієї за сезон;
- забезпечити селективне знищення рослинності, тобто знищується тільки високоросла рослинність;
- різко зменшити непродуктивні втрати робочого розчину гербіциду, які для повнооб'ємного обприскування можуть досягати 60%.

Важливим показником, що впливає на ефективність зведення рослинності та довговічність робочої поверхні пристрою контактного мащення є жорсткість стебел рослин, яка міняється залежно від віку рослини. Тому для забезпечення надійної роботи машини важливо правильно вибрати такий період часу для зведення рослинності, під час якого у рослині відбувається активний обмін речовинами між наземною частиною та кореневою системою, а стебло ще не набрало великої жорсткості.

Вибрати правильно період часу можна, знаючи, як залежить жорсткість стебла від віку рослини. Вік рослини можна оцінити, знаючи висоту, чи діаметр стебла. Тому доцільно знайти залежності жорсткості стебла рослини від її діаметру.

Для цього, з врахуванням умов роботи машини, було розроблено методику вибору оптимальної висоти встановлення робочих органів та залежності для визначення сили опору переміщення барабану пристрою контактного мащення від діаметру стебла рослини. Також було отримано залежність жорсткості стебла рослини від її діаметру та висоти встановлення робочих органів.

На основі даних залежностей можна буде рекомендувати оптимальний період часу для зведення рослинності.



## АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ВИРОБІВ ІЗ ЛЕГКИХ БЕТОНІВ

Під час будівництва широко застосовуються вироби із легких бетонів. Формування таких виробів потребує застосування ударно-вібраційного обладнання, що сприяє покращенню структури виробу та його реологічних й фізико-механічних властивостей.

Конструктивна схема досліджуваної ударно-вібраційної установки, схема для визначення реактивного опору середовища та розрахункова схема досліджуваної установки наведені на рисунках 1–3, а на рисунку 4 представлено в графічному вигляді закон кінематичного збудження коливань рухомої рами, що забезпечується відповідним робочим профілем кулачка.

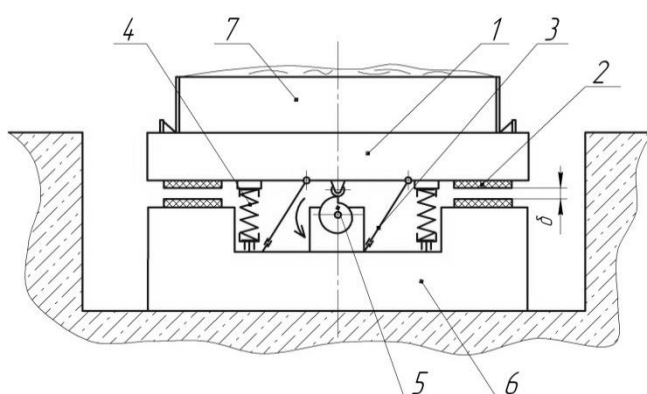


Рис.1. Конструкція лабораторної ударно-вібраційної установки для ущільнення виробів із бетонних сумішей: 1 – рухома рама; 2 – пружні опори; 3 – ресори; 4, 6 – пружні елементи; 5 – кулачковий механізм; 7 – форма; 8 – привантажува

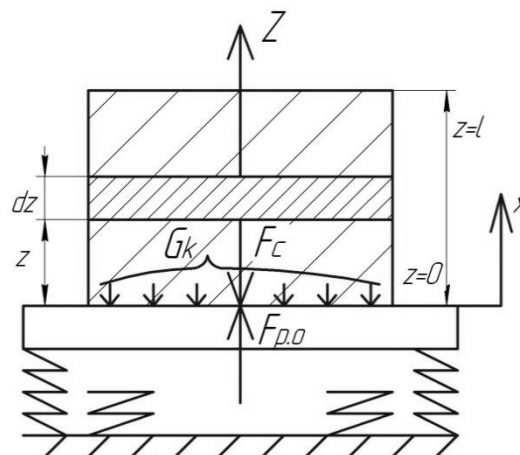


Рис. 2. Схема до визначення реактивного опору середовища

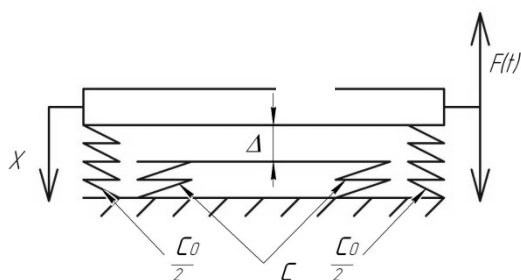


Рис.3. Розрахункова схема досліджуваної установки

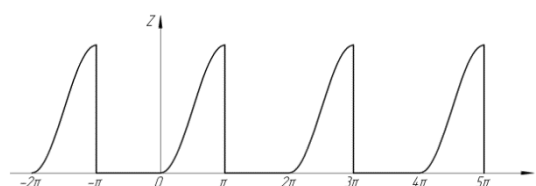


Рис. 4. Закон кінематичного збудження коливань рухомої рами в графічному вигляді

Внаслідок виконаних теоретичних досліджень робочого процесу ударно-вібраційної установки отримані аналітичні залежності для визначення реактивного й активного опорів легкобетонної суміші. Виявлені співвідношення параметрів системи, при яких реалізується суперрезонансний режим дії на оброблюване середовище.



## **ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕНЕРГООЩАДНИХ УМОВ ФОРМУВАННЯ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ ПІДВИЩЕНОЇ МІЦНОСТІ**

Широке використання в промисловості середньовуглецевих низьколегованих сталей зумовлене виникненням нових експлуатаційних завдань, зменшенням металомісткості конструкцій та забезпеченням, при цьому, їх необхідних міцнісних характеристик. Тут застосування зварювальних технологій є безумним та потребує вирішення специфічних завдань із отриманням рівномісних з'єднань. Зокрема слід виділити попереднє, супутнє та післязварювальне термічне оброблення, використання вартісних зварювальних матеріалів, спеціальні технологічні прийоми, які спрямовані на зменшення зварювальних напружень та деформацій тощо. Термічне оброблення зварних з'єднань дає змогу комплексно вирішити ряд задач – це покращення рівня тріщиностійкості елементів, зменшення або усунення структур гартування в зоні термічного впливу, релаксація зварювальних залишкових напружень тощо. Вартісні зварювальні матеріали характеризуються значним вмістом легуючих елементів типу хром та нікель для забезпечення необхідних характеристик наплавленого металу.

Відомо, що застосування термічного оброблення може призводити до зміни вихідного структурно-фазового складу металу, який інколи суттєво відрізняється за своїми властивостями. При цьому усунення структур гартування в зоні термічного впливу не відбувається в адекватному співвідношенні. Тому використання підходів до забезпечення технологічної міцності зварних з'єднань, що усувають необхідність термічного оброблення, дало б суттєве зменшення енергетичних затрат.

В роботі досліджувалися зварні з'єднання із середньовуглецевої низьколегованої сталі, яка додатково легована елементами типу марганець, кремній, хром, нікель, молібден, алюміній, бор тощо. Границя плинності сталі складала 1521 МПа, тимчасовий опір – 1604 МПа, а твердість  $\approx$  400 HV. Метал має бейнітну структуру, яка є дрібнодисперсною та однорідною, однак містить поодинокі неметалеві включення. Для досліджень застосовувалися зразки без попереднього підігрівання, а також із попереднім підігріванням до температур 150 0С та 250 0С. Застосовувалося півавтома-тичне зварювання в середовищі суміші газів (98 % Ar + 2% O<sub>2</sub>) дрютами суцільного перерізу, які забезпечували аустенітну або ферито-перлітну структури металу шва. Заповнення розробки крайок відбувалося швами малого перерізу. Дослідження мікроструктури здійснювалося на оптичному та електронному мікроскопах. Твердість зварних з'єднань визначалася методом Віккерса.

В зоні термічного впливу в усіх досліджуваних зразках спостерігається укрупнення зерен із виділенням окремих скупчень карбідів. Мінімальні розміри зони термічного впливу зафіксовано при зварюванні без попереднього підігрівання ( $\approx$  3,0 мм), а максимальні (4,5 мм) при попередньому підігріванні з'єднання до температури 250 0С. В усіх з'єднаннях спостерігається в металі шва стовпчастий характер структури. Порівняльний аналіз твердості зварних металу зварних з'єднань та швів показав, що використання зварювання багатовалковим методом без попереднього підігрівання забезпечує необхідну міцність. При цьому для кореневого шва рекомендується застосовувати більш пластичний матеріал, наприклад із аустенітною структурою. При цьому видно можна спостерігати виникнення ефекту «заліковування» надривів зерен в зоні сплавлення. Заповнюючий та облицювальний шви виконуються металом із ферито-перлітною структурою. Така технологія зварювання забезпечує отримання рівномісного зварного з'єднання, не потребує використання збільшених енергетичних затрат на виконання термічного оброблення та зменшує застосування вартісних легованих електродних дрютів.



### ВПЛИВ ГРАНИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ БЕТОНУ НА МІЦНІСТЬ ЗАЛІЗОБЕТОННОГО ПЕРЕРІЗУ

Експериментальні дослідження напружено-деформованого стану бетонних та залізобетонних елементів однозначно вказують на наявність низхідної вітки діаграми стану бетону, проте робота бетону у закритичній стадії (при деформаціях, більших за деформації, що відповідають межі міцності) ще не досить вивчена. Зокрема, під питанням знаходяться величина максимально можливих деформацій бетону. Причому, як зазначають деякі автори, значення цих деформацій для випадків центрального стиску, позацентрального стиску та згину, для різних форм перерізів та відсотків армування можуть бути різними.

Теоретично досліджено вплив граничних деформацій у бетоні  $\epsilon_{bm}$  на роботу залізобетонного перерізу при згині, зокрема, на значення максимального згинаючого моменту. У якості повної діаграми стану та визначення напружень в стиснутій зоні використано відому залежність ЕКБ-ФІП для опису діаграми стиску бетону

$$\frac{\sigma}{R_b} = \frac{k\eta - \eta^2}{1 + (k - 2)\eta}$$

При визначенні напружень в арматурі використовується діаграма Прандтля, тобто до настання деформацій, що відповідають границі текучості  $R_y$  напруження дорівнюють  $\sigma_s = E_s * \epsilon_s$ , в разі переходу через межу текучості  $\sigma_s = R_y$ . Для розрахунку прийняті значення  $R_s = 420\text{МПа}$  та  $E_s = 21000\text{МПа}$  при відсотках армування від 1 до 3%.

У таблиці показані результати розрахунків прямокутного перерізу 20x40 см для різних бетонів та відсотків армування при зміні відносної величини граничних деформацій.

Клас бетону	Відсоток армування	$\eta_m = 1.1$	$\eta_m = 1.2$	$\eta_m = 1.4$	$\eta_m = 1.6$
В20	1%	74.7	74.7	74.7	74.7
	2%	135.9	137.1	137.3	137.3
	3%	153.0	168.4	178.1	180.7
В40	2%	147.3	147.3	147.3	147.3
	3%	212.3	212.3	212.3	212.3
	4%	270	273	273	273

Урахування низхідної вітки діаграми стану бетону вводить корективи у результати розрахунку міцності нормального перерізу залізобетонних балок. Причому, для непереармованих елементів, природно, цей вплив досить незначний. Навпаки, для переармованих елементів зміна граничних деформацій суттєво впливає на результати обчислень, причому збільшення деформацій понад рекомендованих значень ( $\eta_m > 1.3$ ) ще приводить до відсутньої зміни граничного моменту.



**В.М. Гарнець, к.т.н. проф.,  
Я.С. Приходько, аспірант**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **РОЗРОБКА АГРЕГАТИВ РОЛИКО-ЕКСТРУЗІЙНОГО ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ**

Незважаючи на високу технічну та технологічну досконалість бетоноформувальних агрегатів, які широко застосовуються на підприємствах різних країн, для них притаманним є суттєвий недолік, а саме – використання для транспортування, ущільнення бетонної суміші і формування виробу вібраційного впливу. Це призводить до підвищеного рівня вібрації і звукового тиску на робочих місцях, негативного впливу на конструктивні елементи машини. Саме тому розробка та освоєння безвібраційних способів виробництва залізобетонних виробів і, в тому числі, порожнистих панелей є актуальним і перспективним напрямом.

Безвібраційний ролико-екструзійний метод формування, запропонований в цій роботі, базується на комплексному одночасному використанні в процесі формування роликового та екструзійного формування. В роботі досліджуються особливості роботи та режимно-параметричні характеристики нової бетоноформувальної ролико-екструзійної техніки, а саме машини для формування порожнистих плит.

Мета роботи полягає в знаходженні основних закономірностей взаємодії робочих органів – формувальних роликів різної геометрії та шнек-екструдерів – між собою та з оброблюваним середовищем, створення на цій основі методики розрахунку параметрів і режимів роботи машин ролико-екструзійного формування, розробці принципової конструкції машин нового класу. Для досягнення означеної мети були вирішені такі задачі:

- проведений конструктивно-технологічний аналіз сучасних бетоноформувальних агрегатів;
- розроблена аналітична модель взаємодії роликів робочих органів та екструдера із середовищем в умовах формування залізобетонних виробів, а саме порожнистих плит;
- проведена експериментальна перевірка результатів теоретичних досліджень процесів ущільнення і відпрацьоване узгодження режимів робочого процесу ущільнення порожнистих панелей ролико-екструзійним методом;
- розроблена методика інженерного розрахунку машин ролико-екструзійного формування.

Вперше розкрито закономірності взаємодії робочих органів ролико-екструзійних машин, визначено величину і розподіл контактних тисків в зонах взаємодії робочих органів між собою та з ущільнюючим середовищем при формуванні, що дозволяє визначити головні енергетичні і силові параметри системи при перекочуванні роликів циліндричного профілю та обертання шнеків в середовищі з жорстко-пластичними властивостями.





**В.О. Шаленко, асистент,  
В.М. Гарнець, к.т.н. проф.**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ПРИНЦИПИ РОЗРОБКИ СУЧАСНИХ БЕТОНОФОРМУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ**

У високорозвинених країнах світу знаходять широке застосування бетоноформувальні агрегати для роботи на довгомірних стендах. В Україні розробка таких машин не проводиться. Однією з причин цього є відсутність рекомендацій щодо їх проектування та методик розрахунку режимів роботи механізмів робочих органів та агрегатів в цілому.

Виходячи з цього, актуальною є задача створення вітчизняного аналогічного обладнання і напрацювання технічних і економічних показників для втілення прогресивної технології виробництва плоских та пустотних панелей, сучасних перекриттів і т.п.

В роботі розглядаються питання пов'язані із підвищенням технологічної, експлуатаційної та енергетичної ефективності БФА за рахунок узгодження режимів роботи окремих механізмів із формоутворюючим процесом в цілому.

Мета роботи полягає у розробці загальних принципів режимно-параметричного узгодження при роботі механізмів БФА і розробці на цій основі методики інженерного розрахунку параметрів для створення машин подібного класу. Для цього були вирішені наступні задачі:

- розроблена уточнена розрахункова модель динамічної системи "робочий орган – середовище" та аналітично описаний процес ущільнення бетонної суміші поверхневими ковзними віброущільнювачами;
- аналітично описаний процес витікання бетонної суміші з бункерних пристроїв з урахуванням впливу вібрації, досліджено вплив реологічних параметрів ( $\tau_0$ ,  $\mu$ ), геометрії бункеру ( $R$ ) і впливу вібрації ( $A, \omega$ ) на швидкість витікання ( $v_B$ ) бетонної суміші із бункерних пристроїв;
- проведені експериментальні дослідження особливості роботи поверхневих ковзних віброущільнювачів, а також проведений порівняльний аналіз теоретичних і експериментальних досліджень;
- розроблена уточнена методики розрахунку робочих органів бетоноформувального агрегату послідовної дії та удосконалення його конструкції.

Вперше досліджено взаємодію роботи механізмів робочих органів БФА, яка дозволяє комплексно визначати динамічні та енергетичні витрати при формуванні плоских та пустотних панелей.

Розробка принципів проектування та виготовлення таких агрегатів на базі сучасного вітчизняного та закордонного досвіду дозволить в майбутньому позбавитись від закупів достатньо дорогого обладнання і вийти на шлях створення Україною прогресивних бетоноформувальних агрегатів для забезпечення власних потреб та їх експорту.



*Технічний коледж Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне*

## **ЕФЕКТ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГООЩАДНОСТІ АВТОКОЛИВНИХ ПРОЦЕСІВ ПОДРІБНЕННЯ В БАРАБАННИХ МЛИНАХ**

Інтенсивність циркуляції молольного завантаження в камері барабанного млина залишається порівняно низькою, оскільки значна його частина є пасивною і не приймає участі у подрібненні. Активізація циркуляції, шляхом створення коливних рухів у камері, дозволяє суттєво посилити інтенсивність взаємодії молольних тіл із частинками подрібнюваного матеріалу та підвищити енергетичну ефективність процесу помелу.

Було вперше встановлено новий ефект самозбудження автоколиваний завантаження барабанних млинів традиційних конструктивних рішень із камерою без додаткових виступаючих елементів, що зазнають інтенсивного абразивного зношування. Виявлено дві форми прояву такого ефекту. Перший прояв автоколиваний можна кваліфікувати, як біфуркацію усталеного руху системи із утворенням періодичного аттрактора. Другий прояв автоколиваний у вигляді пульсацій завантаження можна вважати біфуркацією зсувного зернистого потоку із утворенням дивного аттрактора внаслідок хаотизації руху. Чинником хаотизації є демпфуюча дія частинок подрібнюваного матеріалу на взаємодію молольних елементів завантаження.

Перший прояв ефекту полягає у неможливості вільного обертання барабана із заданою швидкістю без примусової її стабілізації. Це спричинює самовільний відхід величини швидкості від початкового значення переважно у бік збільшення. Встановлено, що чинниками нестійкості для першого прояву ефекту є варіації жорсткості залежностей осьового моменту інерції та моменту опору завантаження від швидкості обертання.

Другий прояв ефекту виникає за умови примусової стабілізації кутової швидкості, наприклад шляхом автоматичного керування приводом барабана. Він полягає у самозбудженні автоколиваний завантаження у поперечному перерізі камери у вигляді пульсацій, що ускладнюють стаціонування швидкості. Під час таких коливаний значна частина завантаження у верхній половині камери відокремлюється від поверхні і здійснює падіння із взаємодією елементів між собою. Це спричинює істотне зменшення твердотільної зони і значну інтенсифікацію циркуляції завантаження. Встановлено, що чинниками нестійкості другого прояву ефекту є дилатансія зернистого завантаження в камері обертового барабана, що реалізується переважно в зсувному потоці.

На основі встановленого механічного ефекту самозбудження автоколиваний зернистого завантаження обертової камери було запропоновано раціональні технологічні параметри автоколивного процесу помелу.

Експериментально було вперше встановлено новий технологічний ефект суттєвого підвищення продуктивності та зниження енергоємності створеного автоколивного процесу подрібнення в барабанному млині.

Виявилось, що при використанні запропонованого автоколивного процесу, порівняно із традиційним, продуктивність процесу помелу клінкеру до дисперсності цементу підвищується на 30-195 %, а питома енергоємність знижується на 23-76 %. Зі зменшенням ступеня заповнення камери завантаженням та зниженням вмісту частинок подрібнюваного матеріалу у завантаженні, ефективність нового процесу зростає.

Таким чином, для підвищення енергетичної та технологічної ефективності процесу подрібнення в барабанному млині, доцільно забезпечувати самозбудження автоколиваний внутрішньокамерного завантаження та знижувати ступінь заповнення камери завантаженням і вміст частинок подрібнюваного матеріалу в завантаженні.



## СУШІННЯ НАСІННЕВОГО ЗЕРНА В ТЕПЛОАСОСНІЙ СУШИЛЬНІЙ УСТАНОВЦІ

Висока вартість насінневого матеріалу та зменшення енергоспоживання в процесі сушіння передбачає запровадження нових енергоощадних теплотехнологій.

Для низькотемпературного сушіння насінневого ріпаку в Інституті технічної теплофізики НАН України під керівництвом Снежкіна Ю.Ф. розроблена теплоасосна сушильна установка (рис. 1), яка дозволила отримати схожість насіння ріпаку на рівні 100%.

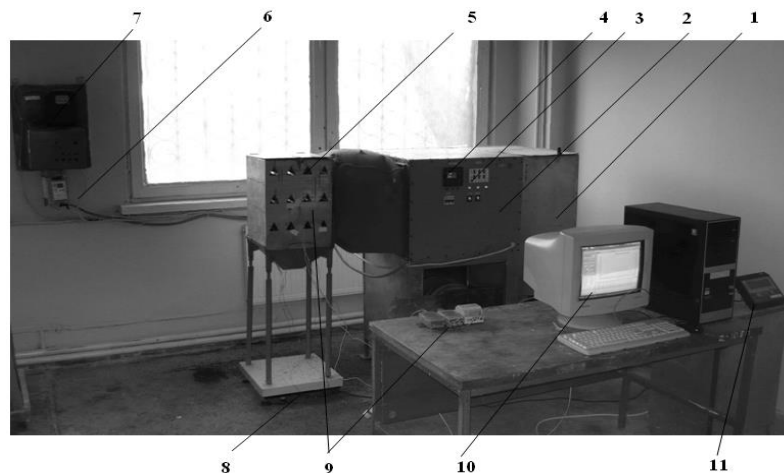


Рис. 1. Експериментальна теплоасосна зерносушарка:

- 1 – теплоасосний агрегат; 2 – щит керування; 3 – реле часу;
- 4 – термореле; 5 – сушильна шахта; 6 – регулятор швидкості;
- 7 – лічильник електроенергії; 8 – напільні терези; 9 – аналоговий цифровим перетворювачем *i-7018*, конвертор-інтерфейс *i-7520* та хромель-копелеві термоелектричні перетворювачі; 10 – персональним комп'ютер; 11 – цифрове табло терезів.

Розроблена теплоасосна зерносушарка використовує гарячу сторону холодильних установок, що дозволяє проводити процес сушіння низькотемпературним теплоносієм з температурою 40 - 50°C, з меншими енергетичними витратами на процес. В порівнянні з електричним генератором теплоасосний зменшує витрати енергії в 3 – 3,5 рази.

За результатами досліджень при сушіння насіння ріпаку витрати теплоти на експериментальній теплоасосній сушильній установці склали 3675 – 3700 кДж/кг год, що на 20 – 40% менше за витрати теплоти в існуючих сучасних зерносушарках.



## РОЗРОБКА СХЕМ ВІБРАЦІЙНОГО СУШІННЯ ЗЕРНА

Переваги вібраційного способу сушіння зернових матеріалів полягає в збільшенні інтенсивності сушіння за рахунок збільшення площі контакту фаз, що досягається при комбінованій дії вібрації та пневмосистеми з утворенням віброкиплячого шару матеріалу.

В науково-дослідній лабораторії тепломасообмінних процесів вібраційного сушіння зерна під керівництвом І.П.Паламарчука були розроблені декілька схем барабанних зерносушарок з різними типами активаторів:

- а) віброімпелерного виконання з вмонтованими віброзбуджувачами комбінованого типу;
- б) з приводом турбулізатора від інерційного елемента змінної маси;
- в) привод одновальний з еластичними вставками.

Застосування пасивних активаторів зерна в вібраційній барабанній зерносушарці дозволяє інтенсифікувати процес сушіння з перемішування зернового матеріалу в вібраційному полі під час сушіння. Ця ідея реалізується в вібраційних зерносушарках віброімплерного виконання з обертаючими робочими органами і вібруючим барабаном.

Відмінність схеми вібраційних барабанних зерносушарок з приводом турбулізатора від інерційного елемента змінної маси відрізняється від попередньої тим, що всередині вібруючого барабану розташований порожнистий лопатевий вал в середині якого знаходиться перегородка з роликками. При обертанні лопатевого вала на кульки діє відцентрова сила, яка притискає кульки до внутрішньої поверхні вала, що створює вібраційне технологічне поле переміщення зернової маси.

Схема вібраційних барабанних зерносушарок з приводом одновальним з еластичними вставками дозволяє створити конструкцію з нерухомим валом, який не піддається вібрації за рахунок накладання додаткових пружних зв'язків. Це дає можливість зменшити вплив вібрації на підшипниковий вузол і подовжити його термін роботи та надійності.

Створена вібраційна барабанна зерносушарка складається з привода з перфорованим барабаном та системи подачі теплоносія (рис. 1).

Процес сушіння відбувається в перфорованому барабані під дією вібрації та руху теплоносія з нижньої частини вібраційної машини в верхню частину. Вологість зерна та кінетика процесу сушіння визначається вологоміром з короткотривалою зупинкою зерносушарки для відбору проб.

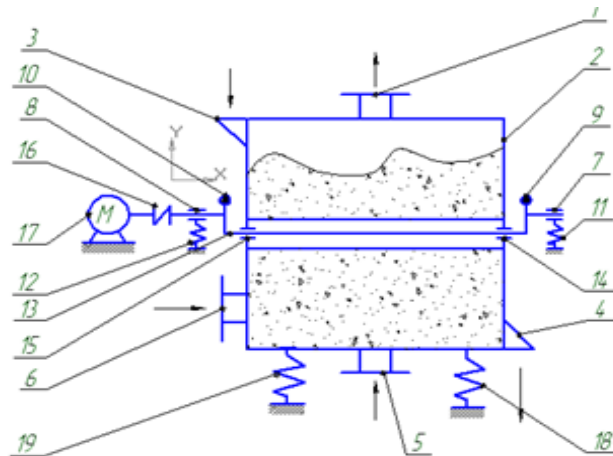


Рис. 1. Схема вібраційної машини із комбінованим механічним віброзбуджувачем для сушіння зерна

1,5,6 – патрубки відведення і підведення теплоносія; 2 – перфорований барабан; 3,4 – патрубки подачі і вивантаження зерна; 11,12,18,19 – пружні елементи; 7,8,14,15 – підшипники; 9, 10 – зрівноважені маси; 13 – вал; 16 – муфта; 17 – електродвигун



**В.О. Гаврилук, асистент  
М.О. Клименко, к.т.н., доц.,  
Т.С. Погребняк, студентка,  
Я.О. Луценко, студентка**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПЕРЕМІШУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ В БАРАБАНІ ГРАВІТАЦІЙНОГО АВТОБЕТОНОЗМІШУВАЧА**

Незважаючи на досить усталену конструкцію автобетонозмішувачів, як машин для транспортування бетонних сумішей, їх розвиток за останні 10 років переживає значні зміни.

Огляд закордонних зразків автобетонозмішувачів дозволив виокремити певні схеми встановлення обладнання. До таких особливостей слід віднести автобетонозмішувачі із фронтальним вивантаженням бетонної суміші, перевагами яких є більше навантаження задні осей, а також максимальне наближення розвантажувального отвору до кабіни оператора, що полегшує процес вивантаження і дозволяє здійснювати його не виходячи з кабіни.

Для випадків транспортування бетонних сумішей в незначних об'ємах, американськими виробниками автобетонозмішувачів запропоновані схеми із встановленням барабану та його приводу на окремому причепі.

При цьому велике значення має конструювання засобів механізації процесів змішування та транспортування компонентів суміші. Досягнути підвищення продуктивності та якості процесів змішування і транспортування можна змішуванням компонентів суміші в процесі транспортування. Для цього можна використовувати змішувачі неперервної дії, до яких відноситься багатофункціональний шнек.

Найменш енергоємними робочими органами змішувачів є поверхні скатних щнеків. При русі компонентів суміші, по поверхнях скатних шнеків, відбувається взаємне переміщення частинок матеріалу і, відповідно, їх змішування. Складність та випадковість, що супроводжують процес змішування, призводить до необхідності цілеспрямованого використання непрямих методів оцінки якості процесу перемішування.



**М.М. Делембовський, асистент,  
М.О. Клименко, к.т.н., доц.,  
В.С. Печерський, студент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **РОЗРАХУНОК І ВИБІР НОВИХ СПЕЦІАЛЬНИХ СФЕРИЧНИХ ПІДШИПНИКІВ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН**

З усіх машин найвищий рівень вібрацій мають віброгрохоти, будівельні катки і пилорами. Поряд з високими швидкостями обертання і навантаженнями, підшипники кочення, встановлені в вібробудник даних машин, повинні витримувати також великі прискорення і відцентрові сили. Зазвичай на додаток до цього мають місце такі несприятливі фактори, як забруднення і волога. Через високі радіальні прискорення особливо сильне навантаження сприймають сепаратори підшипників.

В самих несприятливих випадках осьові віброприскорення зсумовуються з радіальними. Дисбаланс обертових мас обумовлює прогин вала і додаткове прослизання всередині підшипника, що збільшує тертя і, отже, робочу температуру всередині підшипника.

Спеціальні підшипники FAG, розроблені для вібраційних машин, найкращим чином задовольняють цим вимогам. Спеціальні сферичні роликопідшипники в динамічному режимі можуть компенсувати значні кутові перекося.

Нові спеціальні сферичні роликопідшипники FAG для вібраційних машин, що випускаються концерном «Schaeffler Gruppe Industrie», відповідають розмірним серіям 22 і 23 за E DIN 616:1995-01 або ISO 15 та випускаються в специфікації T41A(D). Сферичні роликопідшипники FAG у виконанні E1 з діаметром отвору від 40 до 150 мм включно не мають бортиків на внутрішньому кільці, а також сталевий штампований сепаратор з отворами, що складається з двох половинок. Обидві половинки сепаратора спираються на направляюче кільце, розташоване по зовнішньому кільцю підшипника. Направляюче кільце виконане суцільним. Всі частини сепаратора проходять спеціальне поверхневе гартування. Для підшипників з діаметром отвору понад 150 мм рекомендоване використання підшипників у виконанні 223..-A-MA-T41A, які мають на внутрішньому кільці один центральний бортик та два бічні опорні бортики. Масивний латунний сепаратор, що складається з двох частин, відцентрований по зовнішньому кільцю підшипника.

За специфікацією T41A (D) регламентується звуження поля допуску отвору до верхньої половини нормального поля допуску. Для зовнішнього діаметра може бути використана тільки середня частина нормального поля допуску. У підшипниках з конічним отвором тільки зовнішній діаметр має зменшений допуск. За допомогою даних заходів гарантуються необхідна плаваюча посадка по внутрішньому кільцю, якщо вал має допуск g6 або f6, і посадка з натягом, необхідна для зовнішнього кільця, при допуску отвору корпусу P6. На внутрішнє кільце не діє чітко виражене місцеве навантаження, а зовнішнє кільце зазнає циркуляційний навантаження. Інші допуски відповідають допускам по DIN 620 для нормального класу точності.



**Ю.О. Баранов<sup>1</sup>, к.т.н., доц.,  
І.М. Кравченко<sup>1</sup>, асистент,  
В.Ю. Лобанов<sup>2</sup>, гол. інженер**

*<sup>1</sup>Київський національний університет будівництва і архітектури*

*<sup>2</sup>ТОВ "Бетон Комплекс"*

## **ЕНЕРГООЩАДНЕ ФОРМУВАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ЗАВОДІВ ЗАЛІЗОБЕТОНИХ ВИРОБІВ**

Електромагнітні вібратори, які працюють в гармонічному режимі, застосовуються досить широко в багатьох галузях промисловості завдяки високій надійності та нескладному керуванню режимом роботи. Головним чином вони використовуються у вібротранспортуючих машинах, робочі органи яких дозволяють розміщення декількох вібраторів без забезпечення синхронізації режиму роботи, що досить важко виконати при використанні змінного або напіввипрямленого струму. Використання таких вібраторів в ударно-вібраційних машинах обмежується відносно невеликою амплітудою коливань. Один із шляхів усунення зазначених вище недоліків електромагнітних вібраторів є використання електромагніту, який працює на випрямленому струмі і який може забезпечити ударно-вібраційні коливання з необхідним розмахом та асиметрією прискорень. При цьому вібратор не є автономним у машині, що, в даному випадку, зменшує металоємкість та собівартість виготовлення обладнання.

Для ущільнення будівельних сумішей пропонується багатоблокова ударно-вібраційна площадка з електромагнітним приводом на випрямленому струмі. Кількість віброблоків визначається вантажопідйомністю та габаритами виробу в плані. Віброблок являє собою двомасову автоколивальну систему. Верхня маса включає масу органу на яку встановлено форму з сумішшю що ущільнюється та масу статора з котушкою. Верхня маса віброізолюється від фундаменту опорними амортизаторами. Нижня маса включає масу ударника з якорем електромагніту. Ударник з'єднано з робочим органом пружними елементами. Маси співударяються через буферні елементи, зазор в яких менший зазору магнітопроводу електромагніту. Котушки електромагнітів всіх віброблоків підключено паралельно до блоку живлення. Між робочим органом та ударником встановлено переривник живлення, який є елементом зворотного зв'язку в схемі керування блоком живлення. Віброблок працює наступним чином. Під час проходження струму в котушці під дією електромагнітної сили маси зближуються і стискають пружні елементи підвіски ударника. При заданому положенні мас (початковий момент удару, або дещо раніше), переривник знеструмлює котушку. Далі, під дією сили тяги електромагніту, що породжується залишковим струмом, маси продовжують зближуватись і частково стискають буфери. Потім, під дією потенціальної енергії стиснення буферів і підвіски ударника, а також за рахунок відновлення швидкості після удару, маси віддаляються. А через заданий проміжок часу (початковий момент зближення мас, або дещо пізніше) реле часу, які включено в схему керування, подає живлення на котушку і цикл повторюється.



## **АКУМУЛЯТОРИ ДЛЯ РУЧНОГО ІНСТРУМЕНТА В БУДІВНИЦТВІ**

На сьогоднішній день акумуляторний інструмент займає одну з ключових сходинок інструмента для будівництва. Його розвиток відбувається стрімкими темпами, а норми використання вже давно не відповідають нормам інструменту СРСР. Його розвиток почався в 1899 р Вальдмаром Юнгнер (Waldmar Jungner), а в 1962 був виготовлений перший прототип BLACK&DECKER, який був зроблений спеціально на замовлення компанії НАСА. На 2015 більш ніж 30 компаній світу (AEG, Bosch, MAKITA, Hitachi, Metabo, HS-Technik і т.ін.) виробляють та продають акумулятори різних типів і класів. І близько 1000 компаній світу використовують їх кожного дня. Але мало кому відомо про можливості та будову кожного з видів акумуляторів. Чим один вид акумулятора відрізняється від іншого? На сьогоднішній день існують 4 основних види акумуляторів і 3 експериментальні. Кожен з них унікальний, але для кожного характерні різні умови та темпи роботи. Такими акумуляторами є :

Ni-Cd -вторинне хімічне джерело струму , в якому катодом є гідрат закису нікеля  $Ni(OH)_2$  з графітним порошком ( близько 5-8 %) , електролітом-гідроокису калію КОН щільністю  $1.19=1.21$  з домішок гідроокису літію LiOH, анодом- гідрат закису кадмію  $Cd(OH)_2$  або металічний кадмій Cd (у виді порошку).

Ni-MH -вторинне хімічне джерело струму , у якому позитивним електродом є оксидно-нікелевий електрод, а негативним — електрод зі сплавів нікелю з металами рідкоземельної групи, здатних до адсорбції водню і десорбції його при зміні полярності. На відміну від нікель-кадмієвого акумулятора, в якому негативним електродом є кадмієвий електрод, нікель-метал-гідридні акумулятори мають вищі енергетичні характеристики, однак мають вузький температурний діапазон експлуатації і до того ж мають трохи більший саморозряд і більш чутливі до перегріву, що призводить до необхідності вбудовування в батареї елементів захисту. Вартість однієї А/год нікель-метал-гідридних акумуляторів на 30-50% вища, ніж у нікель-кадмієвих. NiMH акумулятори можуть мати ємність в 2-3 рази більшу від NiCd, а їх густина енергії наближується до густини енергії літій-іонних акумуляторів.

Li-Ion -тип електричного акумулятора, який широко поширений в сучасній електронній техніці і знаходить своє застосування в якості джерела енергії в ручному інструменті. Перший літій-іонний акумулятор корпорація Sony випустила в 1991 році.

LiFePO<sub>4</sub>-нанофосфатне акумулятор, експериментальна розробка компанії A123Systems (США).Ця запатентована технологія є ексклюзивною розробкою Массачусетського технологічного інституту і має на увазі під собою використання принципово нової формули Li-Ion з'єднання "Nano Phosphate", яка забезпечує більш високий рівень потужності, надійності і термін служби порівняно з іншими літійовими технологіями.

Метою роботи є вивчення кожного типу акумулятора що робить кожна з компаній виробників, визначення недоліків та переваг кожного із них. Відновити хронологію історії їх розвитку. Знайти розгорнуто інформацію по їх використанню на будівництві та заводським тестам. Та надати розгорнуту рекомендацію щодо їх використання та вибору для кожного інструмента .їх використання та вибору для кожного інструмента.





## **УЩІЛЬНЕННЯ ФІБРОБЕТОННИХ СУМІШЕЙ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРИВАНТАЖУВАЧА**

Під час проведення попередніх експериментів, пов'язаних з вибором способів і призначення режимів формування виробів з щільного дрібнозернистого бетону, армованого полімерними волокнами, було встановлено, що при ущільненні рухливих і помірно жорстких сумішей на стандартній віброплощадці, при вмісті капронових волокон в суміші більше за 1,5% за масою, фібробетон, який отримується, характеризується зниженою середньою щільністю і, як наслідок, зниженою міцністю при стисненні.

Це пояснюється високим ступенем дисперсності фіброцементного каркасу і підвищеною структурною в'язкістю, для подолання якої необхідний більш потужний механічний вплив. Враховуючи це, подальше вивчення формуємості бетонних сумішей, армованих синтетичними волокнами, проводилося з використанням привантажувача. Для визначення оптимальної величини якого були виготовлені і випробувані серії зразків розміром 7 x 7 x 29 см. За результатами випробувань зразків у віці 7 діб було визначено, що раціональною величиною привантажувача для рухомих і помірно жорстких сумішей є  $P = 3,75$  кПа.

Формування більш жорстких фібробетонних сумішей із застосуванням стандартної віброплощадки виявилось неефективним. Встановлено, що для досягнення цієї мети найбільш придатні способи пресування або силового прокату. Окрім цього, якісне ущільнення жорстких сумішей, армованих полімерної фіброю, забезпечують віброударні формовочні машини. Так, наприклад застосування лабораторної віброударної установки з двостороннім обмежувачем переміщень (амплітуда = 0,51 мм; частота = 2800 кол / хв) і привантажувачем  $P = 3,75$  кПа для ущільнення фібробетонних сумішей, приготованих на матриці жорсткістю 35 с, дозволило отримати композит з наступними характеристиками:  $\rho_{op} = 2230$  кг / м<sup>3</sup>,  $R_{pH} = 8,7$  МПа,  $R_{ct} = 52,4$  МПа.

Слід зазначити, що зазначені положення в значній мірі відносяться і до питань формувань сталеві фібробетонних і поліармірованих фібробетонних сумішей.

Отже можна зробити висновок, що фібробетонні суміші марки за легкоукладальністю Р1 з осадкою конуса ОК від 1 до 4 см і фібробетонні суміші марки Ж1 з жорсткістю Ж від 5 до 10 с, в тому числі з різними пластифікаторами, застосовують з використанням звичайного ущільнюючого обладнання (поверхневих вібраторів, віброплощадок, вібронасадок, віброформи, віброштампів тощо) за звичайних режимів вібрації і її тривалості.

Фібробетонні суміші марки Ж2 з жорсткістю від 11 до 20 с ущільнюються на віброплощадках зі статичними або вібраційним привантажувачами від 2 до 4 кПа, а також віброштампах за звичайних режимів вібрації і додавання привантажувача.



**Ю.О. Баранов, к.т.н., доц.,  
І.В. Косминський, к.т.н., доц.,  
М.С. Мельниченко, студент,  
В.О. Вініченко, студент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ДВИГУНА СТІРЛІНГА ДЛЯ ПРИВОДА ПНЕВМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ПІДГОТУВАННЯ ПОВІТРЯ НА ВІДДАЛЕНИХ ВІД СТАЦІОНАРНИХ ЕЛЕКТРОМЕРЕЖ ОБ'ЄКТАХ**

На віддалених від стаціонарних електромереж об'єктах постає проблема використання систем підготування повітря, яка вирішується шляхом видобутку енергії за допомогою генераторів (бензинових або дизельних).

В роботі поставлено задачу знайти альтернативне джерело живлення, яке зможе замінити існуючі генератори та буде безпечне для довкілля. Саме тому пропонується замінити звичні генератори струму на генератор в якості установки якого буде працювати двигун Стірлінга.

Модифікація традиційного двигуна полягає в тому, що повністю замінити вид палива (бензин, газ, дизельне паливо та ін.) і паливну систему для роботи на хімічному паливі, а також модифікувати конструкцію з додаванням вакуумної герметичності і змущувача охолоджуючої дії. В результаті отримуємо: повністю екологічний і безпечний для навколишнього середовища двигун; повністю економічне і недороге у виробництві паливо; мінімальну витрату масла; простоту конструкції; низьку вартість витратних матеріалів; збільшену потужність і ККД за рахунок вакууму. До того ж вартість даної конструкції майже однакова з ДВЗ.

Двигун має 4 циліндри: 2 гарячого згоряння і 2 холодного. Працювати вони будуть протилежно-попарно. В процесі реакції хімічного палива відбувається виділення теплоти. Однією з умов при виборі хімічного палива і паливної системи є абсолютна не токсичність і відсутність забруднення навколишнього середовища.

Два циліндра гарячий і холодний з'єднані між собою патрубками, в яких циркулює газ (наприклад, гелій).

Патрубок по центру обмотаний кожухом примусового охолодження, що дає різницю температур в клапанах, за рахунок якого і буде працювати двигун. Основним плюсом такого двигуна буде його безшумність, незважаючи на високі обороти. Також двигун буде обладнаний датчиками, щоб уникнути перегріву. У випадку перевищення реакції заданої температури рідина реакції буде частково охолоджена або припинена введенням каталізатора, або прискорена за допомогою інгібітора.

Управління реакцією в камері згоряння відбувається в автоматичному режимі за допомогою комп'ютера. Незалежно від типу палива конструкція буде оснащена двома баками різних модифікацій (бак для палива і бак для відходу під утилізацію).



**П.Т. Довгаль<sup>1</sup>,  
І.В. Косминський<sup>2</sup>, к.т.н., доц.**

*<sup>1</sup>ДЛ-Буд ТОВ «Будівельно-ремонтна компанія»*

*<sup>2</sup>Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ДИСПЕРСНЕ АРМУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ РОВІНГА**

Сьогодні все більш широке поширення має застосування спеціальних дисперсноармуючих волокон замість традиційного армування.

При цьому, на жаль, на нашому будівельному ринку застосування фібри традиційно обмежено. В Європейських країнах, наприклад в тій же Фінляндії, даний матеріал використовується в різноманітних областях: у цивільному, дорожньому будівництві, будівництві гідропоруд, тунелів, аеропортів, то основна сфера застосування фібри (90%) у нас - це укладання підлог. Далі, ніж для використання при влаштуванні горизонтальних площин, фібра не застосовується.

На жаль, але навіть зараз доводиться визнати, що даний вид армування в нашій країні постійно стикається з однією і тією ж проблемою - відсутністю досить виразних рекомендацій, інструкцій з розрахунку і застосування тих чи інших видів фібри і як наслідок, неможливість застосування даного матеріалу в більш широких технологічних схемах армування бетонних конструкцій.

Ефективність застосування сталефібробетона доводить закордонний досвід. Це щирокий асортимент сталевих фібри і велика кількість (більше двох десятків) фірм і корпорацій, що виробляють фібру на постійній основі.

Фібробетон - це бетон, армований дисперсними волокнами (фібрами). Такий бетон являє собою звичайну суміш цементу, піску, великого заповнювача та води, доповнену певною кількістю сталевих або інших волокон (фібр). Іноді додається пластифікуюча добавка, щоб поліпшити оброблюваність суміші.

Базальтове рубане волокно (чопси) виробляють методом рубки базальтового ровінгу на волокна заданої довжини. Рекомендований вміст - 1,5-20%, залежно від виду та призначення композиційного матеріалу.

Чопси призначені для дисперсного армування пластмас, бетонів, асфальтобетонів тощо. З метою поліпшення їх властивостей - міцність на стиск, розтяг, вигин, зріз, водопоглинання, морозостійкість, тріщиностійкість і т.п. Чопси термостійкі аж до 300 ° С.

Рекомендований вміст мікрофібри - 1,5-20% від маси цементу, в залежності від виду, призначення та вартості композиційного матеріалу.

При армуванні мінеральних сумішей і бетонів використовується змішувач примусової дії, причому мікрофібра додається в суху суміш безпосередньо перед додаванням рідких компонентів. Час перемішування - не менше 10 хв.

Властивості:

- висока міцність і довговічність;
- висока термостійкість, абсолютна негорючість;
- стійкість до агресивних середовищ;
- екологічна чистота.

Базальтова фібра, як і будь-яка фібра, забезпечує тривимірне зміцнення (традиційна арматура - лише двомірне).



## **ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ПРОЦЕСУ СОРТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ВІБРАЦІЙНИХ ГРОХОТАХ**

На сучасному етапі розвитку будівництва висуваються достатньо високі вимоги до фракційного складу компонентів будівельних сумішей, для досягнення яких використовуються різного роду сортувальні машини.

У будівельній галузі для сортування матеріалів широко застосовують вібраційні грохоти. Існує велика кількість грохотів, які відрізняються за конструктивними показниками, режимами роботи та ін..

Тому виникає проблема в обґрунтуванні конструктивних особливостей грохотів, точного визначення їхніх параметрів та гарантованого забезпечення ефективності розділення матеріалу на відповідні фракції.

Принципи грохочення, які застосовуються у вібраційних грохотах, однакові для будь-яких умов. Матеріал, який підлягає грохоченню, потрапляє у завантажувальний короб або одразу на сито, втрачає свою вертикальну складову швидкості і зазнає змін у напрямку переміщення.

Одне з основних завдань процесу розділення - ефективність грохочення. Ефективність – це якість сепарації, яка досягається грохотом.

Для заданого набору характеристик грохота і живлення ефективність в основному залежить від швидкості живлення, як це видно на графіку (ефективність представляє ефективність вилучення підрешітного продукту).

Отже, в умовах неефективного грохочення потрібно вивчити стратифікацію залежно від протипотоку, напрями обертання, амплітуди і зниження частоти з метою збільшити час знаходження матеріалу на грохоті; ці заходи можуть призвести до утворення достатньо товстого шару матеріалу на грохоті, через що ефективність стане ще нижчою.

Очевидно, слід задати фіксовані значення ефективності. Грохот кінцевого розділення що застосовується для отримання продуктів строго відповідно до специфікацій, повинен працювати з ефективністю 90% і більше. Тим більш, що на тому самому заводі ефективність 60-70% може бути достатньою для процесів проміжного розділення. У більшості випадків ефективність в межах 90-95% може розглядатись як ідеальна за промислових умов.



## **ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ПРОЦЕСУ ДРОБЛЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ**

Розглядаючи руйнування матеріалу в камері дроблення дробарки потрібно розуміти, які зв'язки ми хочемо зруйнувати, та який необхідний мінімум енергії потрібно для цього затратити. Більшість гірських порід та матеріалів, що складаються із окремих зерен порід містять велику кількість мікротріщин, при рості та збільшенні кількості яких відбувається руйнування породи. Сам механізм утворення та росту мікротріщин полягає в процесі руху дислокацій, що призводить до розходження атомних площин в кристалічній решітці матеріалу. Таким чином мінімальна енергія руйнування є енергія хімічного зв'язку в вершинах мікротріщин на атомному рівні. Дана енергія дорівнює роботі, яку необхідно затратити, щоб віддалити площини атомів, які утворюють береги мікротріщини, на відстань при якій кулонівська взаємодія є незначною.

При дослідженні енергозатрат вібраційної щокової дробарки слід враховувати динамічну складову процесу руйнування. Динаміка процесу руйнування відрізняється від статичного процесу, значенням швидкості, тривалістю періоду навантаження та шляхом на якому виконується робота руйнування. Так за динамічного навантаження в матеріалі утворюється зона напружень, яка характеризується умовами стиснення і розвантаження. На ці умови має великий вплив енергія імпульсу, глибина входження зубів дробильних плит в тіло матеріалу та частота імпульсу. В свою чергу частота імпульсів характеризується числом циклів навантаження. Згідно з законом збереження енергії загальні затрати енергії являють собою суму затрат енергії на пружну деформацію та на утворення нових поверхонь при лавиноподібному розповсюдженні зон розриву. Дане твердження можна записати наступним чином:

$$E_3 = E_{п.д.} + E_{т.}, \quad (1)$$

де  $E_3$  - загальна енергія руйнування матеріалу;  $E_{п.д.}$  - енергія, яка витрачається на пружну деформацію;  $E_{т.}$  - енергія утворення нової поверхні. Залежність (1) не враховує втомленості матеріалів при повторюваних навантаженнях. При врахуванні втомленості матеріалів питома сила руйнування і енергоємність процесу зменшується. Крива втомленості для гірських порід описується наступним рівнянням:

$$\sigma_b^p n_{ц} = S_b, \quad (2)$$

де  $p$  - показник нормального тиску штампуги на породу, який відповідає руйнуванню при базовому числі циклів навантаження;  $n_{ц}$  - число циклів навантаження;  $S_b$  - інтенсивність навантаження.

В цілому при проектуванні щокових дробарок потрібно додатково враховувати затрати енергії на подолання сил тертя матеріалу та сил тертя у вузлах машини, деформацію деталей дробарки, теплові втрати, які виникають внаслідок руйнування матеріалу та ін.

Без чіткого розуміння того, що ми хочемо зруйнувати, якими силами матеріали з'єднані між собою, яка насправді межа розділу матеріалів та якими є дійсні енергозатрати процесу навряд чи варто очікувати створення ефективних дробильних машин.



В.М. Гарнець, к.т.н., проф.,  
Є.О. Міщук, асистент, О.О. Мельник, студент

Київський національний університет будівництва та архітектури

## АВТОМАТИЧНІ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ РОБОЧИМ ПРОЦЕСОМ ДРОБИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Головна перевага нового покоління дробильних установок полягає в тому, що вони втілюють прогресивні рішення в галузі технології дроблення, машинобудування і мехатроніки. Так, наприклад система технологічного керування якістю дроблення порід в основному передбачає: 1) Підбір необхідного обладнання у відповідності із властивостями дробимого матеріалу, з вимогами до якості готового продукту, їх гранулометричного складу та іншими технологічними показниками; 2) Налаштування дробильної установки і її системи керування на параметри, встановленні на першому етапі виконання самої операції руйнування твердого матеріалу із включенням в роботу системи автоматичного керування якістю по одному із прийнятих критеріїв оцінки якості.

При автоматичному контролі технологічних параметрів процесу дроблення вирішуються наступні задачі: продуктивність по вхідній породі; рівень завантаження камери дроблення; потужність, що споживається на дроблення; гранулометричний склад дробленого продукту; ширина вихідного отвору дробарки.

Структурна схема дробарки, як об'єкта керування приведена рис. 1. Дана схема рис. 1 базується на таких основних керуючих параметрах роботи дробарки: вхідні, збурюючі, вихідні.

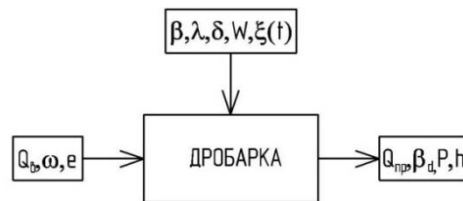


Рис. 1 – Схема дробарки, як об'єкта керування

До вхідних керуючих параметрів відносяться: частота коливань щоки або конуса дробарки  $\omega$ , продуктивність по живленню  $Q_v$ , розмір вихідного отвору дробарки  $e$ . До збурюючих факторів відносяться: вміст контрольного класу крупності в породі, яка подається на дроблення  $\beta$ , %; фізичні властивості породи  $\lambda$ ; наявність глинистих включень  $\delta$ ; вологість породи  $W$  та втрати  $\xi(t)$  внаслідок старіння обладнання, зносу футерувальних плит тощо. До вихідних керуючих параметрів відносяться: продуктивність дробарки по дробленому продукту  $Q_{пр}$ ; вмісту контрольного класу крупності в дробленому продукті  $\beta_d$ ; потужність, що споживається електродвигуном дробарки  $P$ ; рівень породи в робочій зоні дробарки  $h$ , м.

Для контролю за вищезазначеними параметрами створюються системи керування, які можуть надавати великий об'єм інформації та здійснювати послідовні операції пуску та зупинки, а також здійснюють пошук та усунення несправностей. Вбудовані логічні функції забезпечують повний контроль за перебігом процесів та інформують оператора про всі особливості роботи дробарки, включаючи її продуктивність, вказівки на необхідність проведення технічного обслуговування та ін. Весь процес контролюється в автоматичному режимі. Це дозволяє підтримувати максимальну продуктивність дробарки за рахунок безперебійної і рівномірної подачі матеріалу. Датчики, встановлені в різних ключових точках, забезпечують безвідмовну роботу і попереджують відмови при експлуатації.



**В.О. Шаленко, асистент,  
Є.О. Міщук, асистент, Р.О. Глущенко, студент**

*Київський національний університет будівництва та архітектури*

## **ОЦІНКА ТА АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІДЦЕНТРОВО-УДАРНИХ ДРОБАРОК**

Переробка залізної руди є доволі складною задачею для будь-якої дробарки. Тому спеціально для таких умов роботи були розроблені машини, які спроможні дробити породи високої твердості та абразивності. В таких дробарках використовується технологія дроблення породи під назвою «камінь об камінь». Тобто зерна породи стикаючись між собою в камері дроблення здійснюють процес самостійного подрібнення з утворенням додаткової футеровки із шару породи, що в свою чергу дозволяє знизити знос металу та експлуатаційні витрати.

Найбільшими виробниками відцентрово-ударних дробарок є: Metso Minerals/Barmac, Sandvik, Alta та ін. Одною із особливостей дробарок даного класу є спроможність перероблювати вологонасиченні липкі матеріали. В деяких випадках вологий матеріал формує захисний шар на поверхні зносу. Відцентрово-ударні дробарки застосовуються в основному для третьої і четвертої стадії подрібнення і демонструють ряд переваг при роботі в різних технологічних процесах при дробленні будівельної і промислової мінеральної сировини, рудних мінералів, при переробці вторинної сировини і відходів. Керування гранулометричним складом продукту дроблення відбувається шляхом варіювання декількох змінних: швидкості обертання ротора; вибором типу профільного кільця дробильної камери; регулюванням співвідношення потоків матеріалів в каскадній системі живлення; вибором діаметра ротора.

У відцентрово-ударних дробарках VSI Barmac компанії Metso Minerals використовується каскадна система живлення, мета якої ввести другий, дозований потік матеріалу в турбулентну зону дробильної камери. Основним напрямком руху матеріалу є його рух через ротор в якому він пришвидшується до швидкостей 80 м/с і далі потрапляє в камеру дроблення. Проте додатково матеріал може направитись в камеру дроблення через каскад в обхід ротора. За рахунок цього в камері створюється перенасичення частинок породи, і цим самим покращується передача енергії від частинки до частинки. Система каскаду дозволяє максимально корисно використовувати потужність дробарки та регулювати гранулометричний склад і форму зерен продукту для досягнення потрібної якості останнього. Ефект прискорення матеріалу в каскаді аналогічний ефекту уповільнення швидкості обертання ротора.

При проходженні великої кількості матеріалу через каскадну систему дробарки значно змінюється гранулометричний склад і форма продукту дроблення. Таким чином до 10 % каскадного живлення може використовуватись без значних змін гранулометричного складу і якості продукту. Це свідчить про збільшення виходу готового продукту на 10% без додаткових енергоспоживання та витрат на знос деталей машини. Точне керування якістю і гранулометричним складом продукту виконується за допомогою автоматичної системи, шляхом відкривання-закривання заслінки каскаду і налаштування вставки живильника для отримання потрібної швидкості подачі породи в машину.

Таким чином можна з впевненістю сказати, що на сьогодні основним напрямком розвитку галузі виробництва та переробки будівельних матеріалів є створення енергоефективних машин до яких можна віднести відцентрово-ударні дробарки.



## **АНАЛІЗ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СОРТУВАННЯ МАТЕРІАЛУ НА ВІБРАЦІЙНОМУ ГРОХОТІ**

Процес сортування являє собою деякий упорядкований процес руху частинок матеріалу на ситі вібраційного грохота. Кожна частинка із певним розміром характеризується крупністю, яка не міняється в процесі руху і є величиною, що може мати дискретну безліч значень.

Частинки на поверхні віброгрохота здійснюють різні траєкторії свого руху: кругові, прямолінійні, еліптичні з різними кутами нахилу осі еліпса до поверхні сита. Частинка рухається уздовж поверхні під дією проекції сили ваги, змінної сили тертя, зумовленої змінним притисненням частинки до поверхні і змінної поздовжньої сили інерції переносного руху.

На процес просіювання впливає ймовірність проходження зерен крізь отвори сита. Ця ймовірність залежить від розміру зерен які проходять крізь сито, динамічних параметрів коливальних грохотів, конструкції сита, форми отворів сита, коефіцієнт живого перетину (відношення площі отворів у світлі до загальної площі сита). Середня швидкість проходження частинок крізь сито визначається частотою контактів частинок з поверхнею й співвідношення розмірів частинки й отворів. На частоту контактів частинки із ситом впливають амплітуда й частота коливальних поверхні грохота.

Аналіз руху сипкого матеріалу на ситах засвідчує, що матеріал може бути умовно розділений на будь-яку кількість шарів, кожний з яких є частковою матеріальною системою зі своїм центром ваги. Швидкість і переміщення центру ваги окремого шару цілком характеризується середньозваженим значенням швидкості й переміщення окремих частинок шару.

Виконаний аналіз та складені рівняння руху робочого органу віброгрохота дали можливість розробити методику для визначення основних параметрів. Отримані аналітичні залежності потребують експериментальної апробації, що є задачею подальших досліджень.





**М. П. Нестеренко, д.т.н., проф.,  
Є.О. Хлистун, асистент**

*Полтавський Національний Технічний Університет імені Юрія Кондратюка*

## **УСТАНОВКА ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОНУ В ТРУБОБЕТОННИХ КОЛОНАХ**

Наразі широкого застосування набувають труобетонні конструктивні елементи, що поєднують кращі властивості сталі та залізобетону. Металева труба-оболонка виконує в труобетоні одночасно функцію як поздовжнього, так і поперечного армування. Застосування труобетону має також економічні переваги під час процесу будівництва, оскільки потребує мінімальної кількості зварювальних робіт, не передбачає використання опалубки та зменшує витрати матеріалів порівняно із залізобетоном.

Аналізуючи останнє десятиліття, можна з упевненістю сказати, що будівельна галузь значно розширює свої масштаби. А значить потрібні більш економічні та менш трудомісткі конструкції

Як правило, труобетон виготовляють не на будівельних майданчиках а на окремих підприємствах. Ущільнення бетону в труобетонних виробках проводиться за допомогою стаціонарних віброплощадок та глибинних віброзанурювачів. Загальний недолік цих способів – нерівномірність ущільнення бетону і саме головне – проблема стискування цих труб на будівництві з метою забезпечення рівно цільності стиску у порівнянні із суцільним бетоном.

Наша робота присвячена розробці установки, яка вирішує проблему рівноцінності стиску ущільнення трубо бетонних виробів безпосередньо, на будівництві. Дана установка складається з двох спеціальних захватів, верхнього та нижнього. На верхньому розміщено вібратор ИВ-0,5-25.

Кріплення захватів забезпечується за допомогою спеціальних пружин. Розкривання захватів відбувається за допомогою горизонтальних гідроциліндрів. Переміщення верхньої частини відносно нижньої забезпечується за допомогою двох вертикальних гідроциліндрів. Крок переміщення до 300 мм.

Установка встановлюється на колоні в нижній її частині. Нижній та верхній захвати являють собою кліщевидні металеві конструкції з'єднанні з одної сторони рухомими шарнірами а з іншої – замикаючими пружинами, з розмикаючими гідроциліндрами. На верхньому захваті встановлюється віброблок, а на нижньому гідравлічна станція, та дистанційний блок керування. З'єднані між собою захвати гідроциліндрами.

Застосування даної установки підвищить не лише продуктивність праці а й забезпечить рівномірне ущільнення виробу та рівно цільний стиск труобетону. Також розроблена установка дає можливість виробництво ущільнення бетону на будівельних майданчиках та не потребує інтенсивного використання ручної праці.



**СЕКЦІЯ 4.**

**МОДЕЛЮВАННЯ, ІНЖЕНЕРІЯ ЛОГІСТИЧНИХ СИСТЕМ,  
НАДІЙНІСТЬ НА ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ**



**Ю.М. Данильченко, д.т.н., проф.  
А.Б. Неженцев, к.т.н., доц.,**

*Национальный технический университет Украины "КПИ"*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА И ОПТИМИЗАЦИИ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ**

Проблему повышения эффективности энергопотребления грузоподъемных машин невозможно решить без совершенствования методов расчета и оптимизации потерь энергии при переходных процессах кранов.

Разработаны методики расчета и оптимизации потерь энергии в механизмах подъема и передвижения грузоподъемных кранов. Методики, базируются на системном подходе, при котором кран рассматривается как многомассовая электромеханическая система «электропривод - металлоконструкция - груз» с учетом воздействия на нее различных, в том числе и случайных факторов. Методики включают использование нелинейных математических моделей крана, описывающих переходные процессы электропривода, колебание металлоконструкции, раскачивание груза и представляющих собой системы нелинейных интегро-дифференциальных уравнений. Для решения последних разработаны компьютерные программы, использующие численные методы и реализующие различные процессы разгона и торможения механизмов подъема груза и передвижения крана в различных режимах: многоступенчатый пуск по нелинейным характеристикам, пуск при частотном управлении, торможение противовключением, динамическое торможение, торможение колодочным тормозом и др. Интегрирование указанных нелинейных интегро-дифференциальных уравнений численным методом позволяет с высокой точностью рассчитывать значения и строить графики изменения при переходных процессах крановых механизмов: перемещений, скоростей и ускорений приведенных масс, нагрузок на металлоконструкцию крана и груз, всех компонентов потерь энергии.

С помощью теории планирования эксперимента были проведены многофакторные исследования мостовых кранов и получены аппроксимирующие полиномы потерь энергии при передвижении крана и подъеме груза в различных режимах. Установлены степень влияния и взаимовлияния различных факторов на потери энергии при работе механизмов подъема и передвижения кранов. Построены графики линий равных уровней потерь энергии для мостовых кранов, которые очень удобны для применения в инженерной практике и позволяют не только рассчитывать потери энергии, но и решать задачи выбора наиболее экономичных по энергопотреблению параметров крановых механизмов на стадии проектирования.

Разработана методика оптимизации параметров грузоподъемных кранов по обобщенному критерию, включающему: потери энергии, максимальные динамические нагрузки на металлоконструкцию крана, время переходного процесса и амплитуду раскачивания груза. По этой методике проведена оптимизация элементов привода передвижения мостового крана г/п 20 т (передаточного числа редуктора, диаметра ходовых колес, механических характеристик электродвигателей в пусковых и тормозных режимах, в том числе в режиме динамического торможения).

Разработанные методики позволяют повысить точность расчета потерь энергии кранов на 13 ... 25%, динамические нагрузки - на 20...30%, амплитуду раскачивания груза - в 2...2,5 раза, а также определять эффективные пути снижения энергопотребления грузоподъемных машин без уменьшения их производительности.



## ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ ПРОЛЬОТНИХ КРАНІВ

Значна кількість вантажопідійомних кранів працює в умовах дії на них непередбачуваних (стохастичних) збурень, наприклад, вітрових поривів. Для цих вантажопідійомних машин використання оптимального програмного керування є недоцільним. Для того, щоб забезпечити усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі при дії стохастичних збурень, необхідно враховувати фактичну фазу коливань вантажу, що вимагає синтезу оптимального керування у вигляді зворотного зв'язку.

Двомасова динамічна модель руху крана із вантажем на гнучкому підвісі описується системою диференціальних рівнянь.

Умови, які забезпечують усунення коливань вантажу у кінці гальмування крана записуються у такому вигляді:

$$y_0(T) = y_1(T) = y_2(T) = y_3(T) = 0.$$

У якості критерію, який потребує мінімізації, оберемо інтегральний функціонал:

$$I = \left[ T^{-1} \int_0^T (\delta_0 y_0^2 + \delta_1 y_1^2 + \delta_2 (y_0 \Omega_0^2 + y_2)^2 + \delta_3 (y_1 \Omega_0^2 + y_3)^2 + \delta_4 u^2) dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min,$$

де  $\delta_0, \delta_1, \delta_2, \delta_3, \delta_4$  – деякі коефіцієнти;  $\Omega_0$  – частота власних маятникових коливань вантажу

відносно нерухомої точки підвісу ( $\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$ ). Згідно методу динамічного програмування

функціональне рівняння для цього критерію запишеться:

$$\min[\delta_0 y_0^2 + \delta_1 y_1^2 + \delta_2 (y_0 \Omega_0^2 + y_2)^2 + \delta_3 (y_1 \Omega_0^2 + y_3)^2 + \delta_4 u^2 + \frac{\partial S}{\partial y_0} y_1 + \frac{\partial S}{\partial y_1} y_2 + \frac{\partial S}{\partial y_2} y_3 + \frac{\partial S}{\partial y_3} (u - \Omega^2 y_2)] = 0,$$

де  $S$  – функція Беллмана.

Розв'язок даного рівняння знайдено у вигляді квадратичної форми:

$$S = \sum_{i=0}^3 A_i y_i^2 + A_4 y_0 y_1 + A_5 y_0 y_2 + A_6 y_0 y_3 + A_7 y_1 y_2 + A_8 y_1 y_3 + A_9 y_2 y_3,$$

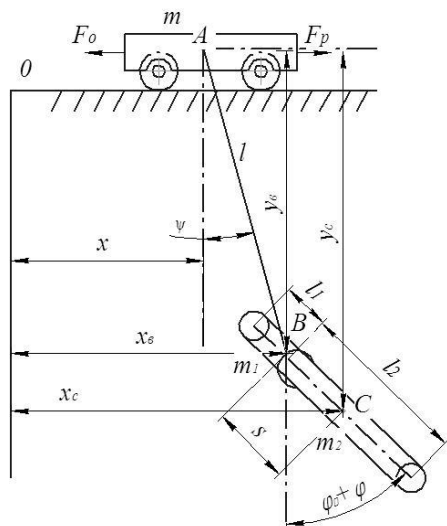
Отже, перевагою синтезованого оптимального керування є те, що воно враховує фактичний стан динамічної системи (швидкість руху крана та фазу коливань вантажу). Це значить, що стохастичні впливи не вносять невизначеності у роботу крана.



## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ КРАНА ДЛЯ ДОВГОМІРНИХ КОЛОД

Робочий рух при переміщенні кранового візка характеризується перехідними режимами роботи, тобто систематичними прискореннями та гальмуваннями. При таких короткочасних змінах швидкості як в деталях механізмів, так і у вузлах металоконструкції виникають динамічні навантаження, які можна виявити за допомогою обраної розрахункової моделі.

При перевантаженні довгомірних колод можливе таке їх положення, при якому мають зміщений центр мас відносно захватного пристрою, тоді при горизонтальному переміщенні візка постає проблема коливань вантажу та динамічних навантажень в приводі, що впливає на такі показники, як продуктивність, надійність, зручність керування, тощо. Оскільки грейферний захват для колод має масу, яка може бути порівняна з масою вантажу, то захват може мати вплив на динаміку руху вантажу та візка. В такому випадку при побудові математичної моделі руху такої системи необхідно використовувати тримасову динамічну розрахункову модель.



При побудові такої моделі доцільно прийняти такі припущення: вважаємо, що всі елементи кранового візка рухаються у вертикальній площині; усі елементи візка є абсолютно твердими тілами, окрім захвату, який має пружний зв'язок з вантажем. За узагальнені координати такої динамічної моделі обрано лінійну координату центра мас візка  $x$  та кутові координати відхилення від вертикалі вантажного канату  $\psi$  та осі деревини  $\varphi$ .

На основі побудованої динамічної моделі і враховуючи вище описані припущення складено математичну модель з трьох диференціальних рівнянь. Для чисельного інтегрування диференціальних рівнянь використаємо програму «Mathematica» для обчислення

на ПК.

Для визначення динамічних і кінематичних залежностей використано технічні характеристики консольно-козлового крана «ККЛ-16».

Аналіз руху даного механізму вказує на те, що вплив маси захватного пристрою суттєво впливає на рух системи в цілому. Аналіз динамічних характеристик показує пікове зростання приводного зусилля на візку, при розгоні, що становить 23952 Н, а при усталеному русі має не стабільне значення. Це супроводжується ударами у кінематичних зачепленнях приводу візка і надає візку різкого прискорення, що може призвести до його поломки. Швидкість візка при пуску різко зростає і через гнучкий підвіс коливання передаються на захват з вантажем. Найбільше відхилення вантажного канату від вертикалі становить 0,11 рад, а відхилення вантажу від власної осі – 0,17 рад, крім того ці коливання з часом не затухають і мають синусоїдальний характер.

Оптимізація режиму роботи дасть можливість обирати такі режими пуску двигуна, які б супроводжувались плавним прикладанням приводних зусиль. Це дозволить експлуатувати кран у менш напруженому режимі. Коливання, що виникають при русі візка навантажують канат та металоконструкцію крана. Тому необхідно гасити коливання при перехідних режимах руху візка, а протягом усталеного руху вони мають бути відсутні.



## **ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ МОДИФІКОВАНИХ РОЛИКІВ У ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЯХ АВТОКРАНІВ**

Відомо, що шкідливим явищем в роликів опорно-поворотних пристроях автокранів під час їх функціонування є проковзування тіл кочення. Внаслідок специфіки їх конструкції особливо, коли геометричні осі роликів є перехресними, у великій мірі проявляє себе геометричне ковзання. Однак, на даний час у відомій літературі існують дещо різні методики визначення загальної швидкості ковзання. Здебільшого враховується тільки проковзування роликів своїми боковими поверхнями, внаслідок чого отримані величини відносного геометричного ковзання є дещо меншими від дійсних. Це пояснюється тим, що приймаються припущення, що ролики, геометричні осі яких знаходяться на одній площині, доторкаються тільки з відповідною поверхнею бігової доріжки, які є паралельними до цієї ж площини. У дійсності кожний ролик з проковзуванням котиться по своїй біговій доріжці, а торцем доторкається до рухомої бігової доріжки сусіднього ролика.

Явище геометричного тертя спонукало пошук можливостей зменшення втрат потужності у робочій зоні опорно-поворотного пристрою шляхом зміни форми торцевих поверхонь роликів. Розроблено нову конструкцію опорно-поворотного пристрою з модифікованою формою роликів.

З метою доведення ефективності застосування нової форми роликів з позиції кінематики визначено аналітичний вираз, що описує швидкості ковзання роликів з урахуванням їхніх доторкань торцями до рухомих бігових доріжок сусідніх роликів, тобто зроблена спроба визначити сумарну швидкість ковзання з урахуванням всіх можливих чинників.

Отримані теоретичні залежності переконливо підтверджують попередню констатацію про те, що у разі торців роликів плоскої суцільної форми в місцях їхніх доторкань до рухомих бігових доріжок сусідній роликів виникають суттєві швидкості тертя, які негативно впливають на довговічність елементів опорно-поворотного пристрою. Тому для виключення цього явища запропоновано модифіковані тіла кочення, які контактують з біговою доріжкою сусіднього ролика тільки в точках, що знаходяться на їхніх геометричних осях, де їхні швидкості руху співпадають за напрямком і модулем, що і виключає відносне ковзання.

Виконаний аналіз кінематичних параметрів підтверджує основні положення про те, що плоскі торці роликів приводять до додаткового геометричного ковзання та втрати енергії на торцеве тертя. Більше того відносний рух має місце також між самими роликами, що чітко видно на відпрацьованих роликах у вигляді блискучого кільця.

На основі результатів патентного пошуку розроблено і запропоновано нову конструкцію роликів опорно-поворотного пристрою з модифікованою формою торцевих поверхонь роликів. Ця конструкція опорно-поворотного пристрою признана новою та видано патент на винахід (патент №79333 України на корисну модель).

Конструктивні особливості запропонованого опорно-поворотного пристрою наведено на відповідних рисунках. Він подібно до відомого складається із: нерухомого кільця з зубчастим вінцем і рухомих півобойм. Ці деталі мають ретельно оброблені поверхні робочих доріжок прямолінійного профілю як у традиційних пристроях. У пустотах між біговими доріжками встановлено циліндричні тіла кочення. Ролики відрізняються від традиційних тим, що мають торцеву зовнішню опуклу сферичну поверхню, а торцеву внутрішню угнуту сферичну поверхню. Під час роботи ролики обертаються навколо власної геометричної осі біжать по відповідних бігових доріжках. Важливою особливістю форми тіл кочення є також і те, що радіус їхніх угнутих і опуклих сферичних поверхонь рівні між собою та мають бути меншими за радіус угнутої зовнішньої поверхні робочих бігових доріжок нерухомого кільця.

Принцип функціонування розробленого опорно-поворотного пристрою також має багато спільного з відомим, але істотно зменшує сумарну швидкість ковзання, що сприяє зниженню значення моменту опору поворотної частини крана.



**Д.А. Вольченко<sup>1</sup>, д.т.н., проф., Д.Ю. Журавлев<sup>1</sup>, к.т.н., доц.,  
В.С. Скрыпник<sup>1</sup>, к.т.н., доц., П.С. Красин<sup>2</sup>, аспирант**

<sup>1</sup>*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа  
(Украина)*

<sup>2</sup>*Кубанский государственный технологический университет (г. Краснодар,  
Россия)*

## **РОБАСТНЫЙ ПОДХОД К РАСЧЕТУ И ПРОЕКТИРОВАНИЮ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

Робастный подход к расчету и проектированию фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин является новым, поскольку включает в себя состояния их поверхностных и подповерхностных слоев, связанных с качеством фрикционных поверхностей, устойчивостью и стабилизацией эксплуатационных параметров. Кроме того, осуществляется регулирование и управление эксплуатационными параметрами при электротермомеханическом трении. В конечном итоге, проводится оптимизация как конструктивных, так и эксплуатационных параметров фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза. Основой для проведения последней является структурно-параметрический синтез фрикционного узла тормоза

В дальнейшем рассматривается качество переходных процессов фрикционных узлов, устойчивость, стабилизация, регулирование и управление их эксплуатационными параметрами и в конце оптимизация конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения тормоза.

Алгоритм синтеза фрикционного узла формируют в соответствии с техническими условиями на пару трения тормоза, в которых должны учитываться для материалов пары составляющие их поверхностных и подповерхностных слоев, рассматриваемые на нано-, микро- и миллиуровнях. При этом необходимо обратить внимание на: работу выхода электронов и их дебаевскую длину пробега, уровни Ферми, тип контакта (омический, нейтральный и блокирующий) и его электро - и теплопроводность, а также условные снижения трибоэффекта. Производят предварительный выбор пары трения, включающий:

- по справочным данным, пользуясь критерием НВ (твердость по Бринеллю) и  $\delta_p$  (линейное удлинение при разрыве), подбирают наиболее износостойкий материал контртела (сопротивление изнашиванию пропорционально этому критерию);

- на основании сопоставления кривых фрикционной теплостойкости в виде зависимостей динамического коэффициента трения  $f$  и интенсивности изнашивания  $I$  от максимальной температуры поверхности трения  $\vartheta_{max}$  (ниже и выше допустимой температуры для материалов фрикционной накладки)  $f=f(W_T, N, \vartheta_{max})$  и  $I=I(W_T, N, \vartheta_{max})$  (где  $W_T$  - работа трения;  $N$  - нормальное прижимное усилие;  $p$  - удельные нагрузки) выявляют пару трения, отвечающую техническим условиям;

- выбирают конструкцию фрикционного узла (одно- или многопарный) и вид нагружения (апериодический циклический или длительный), обеспечивающий импульсный или длительный подвод теплоты к фрикционным поверхностям, коэффициент взаимного перекрытия  $k_{вз}$  и конструктивные размеры пары трения, а также продолжительность их косвенного охлаждения;

- в тех случаях, когда в готовой конструкции фрикционная пара не удовлетворяет техническим условиям или разрабатывается новая конструкция, применяют при отборе ряда опытных материалов как модельные так и промышленные испытания пар трения ленточно-колодочного тормоза.



**А.И. Вольченко<sup>1</sup>, д.т.н., проф., Н.А. Вольченко<sup>2</sup>, к.т.н., доц.,  
А.В. Возный<sup>1</sup>, к.т.н., ст.науч.сотр., О.Б. Стаднык<sup>1</sup>, аспирант**

<sup>1</sup>*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа  
(Украина)*

<sup>2</sup>*Кубанский государственный технологический университет (г. Краснодар,  
Россия)*

## **ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ**

Опыт эксплуатации тормозных устройств в подъемно-транспортном оборудовании, дорожных и строительных машинах, а также автотранспортных средствах показывает, что значительная часть отказов их пар трения обусловлена изменением фрикционных характеристик и изнашиванием материалов накладок.

Задача оптимального проектирования пар трения дисково-колодочных тормозов повторно-кратковременного или длительного режима работы является многокритериальной. Критериями электротермомеханического процесса трения являются: нормальное прижимное усилие ( $N$ ), время торможения ( $\tau_m$ ), работа трения ( $W_{mp}$ ), динамический коэффициент трения ( $f$ ) и его стабильность, поверхностная ( $t_n$ ) и объемная ( $t_o$ ) температуры, массы: металлического ( $m_1$ ) и фрикционного ( $m_2$ ) элементов, матовые ( $A_m$ ) и полированные ( $A_n$ ) поверхности теплообмена, линейный износ ( $I$ ) фрикционных накладок. Последний определяется, исходя из общей мощности торможения, объемной интенсивности износа рабочей поверхности накладки и ее фактического ресурса, а также конструктивных параметров накладки: площади, длины и приведенного радиуса микровыступов беговой дорожки трения диска.

Рассмотрено усовершенствованный метод многокритериального проектирования фрикционных узлов тормоза рациональной конструкции с учетом напряженно-деформированного и термостабилизационного состояния его диска. Ограничением условий проектирования фрикционных узлов выступали: минимизация маховых масс и предотвращение термостабилизационного состояния диска тормоза.

Интервал входных данных включал: нормальные прижимные усилия ( $N$ ) в паре трения "диск - накладка" и необходимый тормозной момент ( $M_m$ ).

1. С помощью метода геометрического программирования определяли: внешний диаметр ( $D_1$ ), толщину ( $\delta$ ) и разность величин внешнего и внутреннего диаметров ( $D_1 - D_2$ ) тормозного диска по полученным зависимостям.

2. Расчет напряженно-деформированного состояния тормозного диска на основе конструктивных параметров.

3. Определение в пределах заданного диапазона массы диска ( $m_1$ ).

4. Расчет теплового состояния диска с ограничениями: по температуре деструкции накладки ( $t_n=250^\circ\text{C}$ ) и диапазону объемных температур диска ( $t_o$ ) при условии, что  $\Delta t_o < \Delta t_n$ .

5. Определение по основным конструктивным параметрам диска ряда эксплуатационных параметров: площадей поверхностей диска: матовых ( $A_m$ ); полированных ( $A_n$ ), коэффициента взаимного перекрытия пар трения ( $K_{\text{вз}}$ ), динамического коэффициента трения ( $f$ ), нормального усилия ( $N$ ), работы трения ( $W_{mp}$ ).

6. Оптимизация основных конструктивных параметров по времени торможения ( $\tau_m \rightarrow \min$ ) и по энергоемкости тормоза ( $E_m \rightarrow \max$ ). Для оптимизации введены интервалы, обеспечивающие совмещение два выше указанных параметров.

В качестве примера оптимизации конструктивные и эксплуатационные параметры переднего дисково-колодочного тормоза автобуса А172.





## **АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ФУНКЦІОНУВАННЯ ІНЕРЦІЙНИХ СИСТЕМ ПРОТИШТОРМОВОГО ЗАХИСТУ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ОСЬОВИХ ВІТРОУСТАНОВОК З МЕХАНІЗМАМИ ПОВОРОТУ І СКЛАДАННЯ ЛОПАТЕЙ**

Швидкість вітру на протязі кількох секунд може змінюватися в більш ніж 5 разів, досягаючи інколи шквальних поривів (понад 30 м/с). Така мінливість швидкості вітру зумовлює необхідність використання в конструкції вітроустановок додаткових систем стабілізації частоти обертання і протиштормового захисту. Більшість сучасних горизонтально-осьових вітроустановок в якості системи регулювання використовують різноманітні механізми повороту лопатей з електричним, гідравлічним або механічним приводом. Якщо говорити про автономні вітроустановки малої потужності (до 10 кВт), то в даному випадку перевагу надають інерційним (відцентровим) механізмам регулювання кута положення лопаті відносно набігаючого повітряного потоку.

Принцип функціонування класичного відцентрового регулятора кута атаки лопатей відомий ще з початку минулого століття. Збільшення швидкості вітру або зменшення споживаної потужності на приводі вітроустановки зумовлює зростання частоти обертання вітроколеса і, відповідно, інерційних (зокрема, відцентрових) навантажень на лопаті й регульовальні тягарці. Лопаті в такому разі шарнірно приєднуються до маточини вітроколеса і мають можливість повертатися навколо власних поздовжніх осей. Регульовальні тягарці здатні змінювати своє положення по відношенню до осі обертання вітроколеса за рахунок безпосереднього приєднання до лопатей (на певній відстані від їх осей повороту) або шляхом встановлення на додаткових повзунах, що рухаються під певним кутом до осі вітроколеса і з'єднані з лопатями системою важелів. Зростання інерційних навантажень на регульовальні тягарці зумовлює збільшення радіуса їх розміщення по відношенню до осі обертання вітроколеса і, відповідно, зміну кутового положення лопатей відносно набігаючого повітряного потоку, що дозволяє знизити відбір потужності.

Поряд із удосконаленими конструкціями інерційних (відцентрових) механізмів повороту лопатей у вітчизняних і зарубіжних інформаційних джерелах нерідко можна зустріти альтернативні варіанти систем стабілізації частоти обертання і протиштормового захисту горизонтально-осьових вітроустановок. Серед них хотілося б зупинитися на механізмі складання лопатей, який у багатьох випадках за ефективністю роботи і точністю спрацювання не поступається системі повороту лопатей. Перші конструктивні рішення «класичних» механізмів складання лопатей були запропоновані в середині минулого століття і за принципом функціонування базувалися на зміні площі повітряного потоку, яку охоплювало вітроколесо, за рахунок збільшення або зменшення аеродинамічного лобового тиску на лопаті. Однак класичні методи складання лопатей не давали змоги забезпечити щораз вищі вимоги до точності регулювання потужності й частоти обертання вітроустановки, а тому значного поширення не набули. Альтернативою в даному випадку стало поєднання в одній конструкції «класичного» механізму складання лопатей та відцентрового регулятора. В такому разі комбінований відцентрово-аеродинамічний механізм складання лопатей отримав здатність точніше реагувати як на зміну швидкості вітру, що зумовлює збільшення або зменшення аеродинамічного лобового тиску на лопаті, так і на зміну споживаної потужності на приводі вітроустановки, які одночасно можуть впливати на частоту обертання вітроколеса і потужність, що відбирається з повітряного потоку.

На даний час проводяться дослідження можливостей сумісного використання відцентрово-аеродинамічних механізмів складання і повороту лопатей.



**В.Б. Яковенко, д.т.н., проф., М.М. Забродський, к.т.н.**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **СИСТЕМНІ МОДЕЛІ ПРОЕКТНИХ РОЗРАХУНКІВ МАШИН**

При створенні машин традиційно використовують два шляхи. Перший передбачає матеріальне втілення у технологіях нових фізичних явищ за допомогою різноманітних механізмів. Другий базується на удосконаленні вже відомих типів машин за допомогою досліджень і розрахунків. У цьому випадку доцільно у повному обсязі використовувати попередній досвід досліджень і методик розрахунків. Системні методи і інформаційні технології дають змогу узагальнити і поєднати різноманітні підходи за допомогою баз даних технічних характеристик існуючих машин, і шаблону у вигляді системної моделі проектного розрахунку.

Системна модель проектного розрахунку складається з трьох частин.

Причини, вхідні дані. Продуктивність машини, емпіричні дані, керовані параметри, довідкові параметри.

Стан. Тип машини. Принципова схема. Множина нелінійних операторів у вигляді формул для перетворення вхідних даних у вихідні.

Наслідки, вихідні дані. Геометричні характеристики, динамічні характеристики, зусилля, потужність привода.

При створенні системних моделей проектних розрахунків доцільно використовувати параметричну оптимізацію за енергетичним критерієм яка дозволяє вибирати такі величини емпіричних змінних, що забезпечать максимальне наближення проектного розрахунку до даних технічних характеристик існуючих, випробуваних прототипів машин.

Розроблено пакет програм для проектних розрахунків основних видів машин для виробництва будівельних матеріалів що мають найбільше поширення щокових дробарок, вібраційних грохотів, гравітаційних змішувачів, роторних змішувачів, віброплощадок, глибинних вібраторів.

За допомогою програмного продукту проектувальник має можливість у діалоговому режимі розраховувати основні параметри різних видів машин спираючись на попередній досвід дослідження, проектування і чинні стандарти. Використання програм дозволяє швидко розраховувати, порівнювати і аналізувати декілька варіантів проектних рішень.

**В.Б. Яковенко, д.т.н., проф.**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **СЕМІОТИКА В УПРАВЛІННІ КРЕАТИВНИМИ СИСТЕМАМИ**

В сучасному бізнесі для розвинених країн разом із управлінням знаннями все більше значення має управління творчими якостями, креативністю і намагання застосовувати творчі досягнення особистості у різних сферах.

Традиційна, до недавнього часу, системна парадигма під тиском інформаційних технологій поступово надає місце онтології, і парадигмі семіотики. Глобалізація та насичення потоків інформації актуалізує комунікативні і мовні концепції. Тому, знакові моделі отримують велике розповсюдження у економіці, управлінні проектами, розвитку технологій і створенні машин.

Здійснено аналіз найбільш сучасного, оригінального і розвинутого світового досвіду організації і змісту креативної діяльності з орієнтацією за умов глобалізації і кризових явищ.

Вперше розглянута таксономія семіотики стосовно, проблем бачення і форсайту, підтримки креативної ініціативи, відкритих інновацій, інструментів креативного мислення і розвитку інноваційної економіки. Створена семіотична модель управління як поєднання



цих напрямків. Семантика вміщує бачення і візуалізацію, прогнозування і форсайт. Синтаксис вміщує творчість і інновації. Прагматика вміщує стратегію і управління проектами. Зокрема семіотична модель може бути застосована для створення енергозберігаючих технологій насичених машинами що відповідають енергозбереженню і екологічним вимогам.

Використані джерела провідних закордонних наукових шкіл за останній період. При виборі джерел головна увага приділялась креативності і новизні підходів.

УДК 629.017(07)

**І.С. Безклубенко, к.ф.-м.н., доцент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН**

Використання уніфікованих методів оцінки надійності технічних об'єктів, що рекомендуються ДСТУ 3004-95, не є досить прийнятними для оцінки надійності гідроприводів (ГП) сучасних будівельних машин, які є багатофункціональними системами із складною, мінливою структурою, взаємозв'язками та взаємодією між елементами гідроприводу. Найбільш домінуючими видами відмов ГП є параметричні відмови, формування яких в часі викликає поступову втрату роботоздатності його підсистем та елементів. Внаслідок цього відбувається зниження ефективності функціонування ГП до певного граничного значення, що також трактується як параметрична відмова. Все це дає підстави вважати функціональні можливості ГП одним із аспектів його надійності.

Таким чином, при оцінці надійності ГП необхідно використовувати такі моделі надійності, які змогли би максимально враховувати всі види відмов, що виникають при експлуатації, ефективність функціонування гідроприводу та стохастичну залежність між ними. Пропонується метод оцінки імовірності безвідмовної роботи (ІБР) гідроприводів будівельних машин, який дозволяє враховувати ефективність їх функціонування.

Модель надійності виражена через імовірність безвідмовної роботи і в загальному вигляді представляється таким чином:

$$P(t) = P_1\{W(t) > W_{гр}; t / \varphi_1(t) > 0, \varphi_2(t) > 0, \dots, \varphi_n(t) > 0; t\} P_2\{\varphi_1(t) > 0, \varphi_2(t) > 0, \dots, \varphi_n(t) > 0; t\} P_3(t);$$

де  $P_1\{\cdot\}$  - умовна імовірність збереження ефективності функціонування ГП при заданому граничному значенні ефективності  $W_{гр}$ , яка визначена при умові безвідмовного функціонування гідроелементів;  $P_2\{\cdot\}$  - імовірність збереження умов функціонування і роботоздатності гідроелементів  $[\varphi_i(t) = \eta_i(t) - \eta_{сп_i}]$ ;  $P_3(t)$  - ІБР, отриманої на основі моделей для раптових відмов.

Для визначення показників надійності гідроприводів машин з урахуванням їх функціональних можливостей та рівня роботоздатності і надійності окремих гідроелементів застосовано метод статистичного імітаційного моделювання.

Використання методу базується на прогнозних параметричних імовірнісно-фізичних та імовірнісно-статистичних моделях відмов, побудованих за результатами досліджень закономірностей зміни технічного стану та показників надійності ГП з використанням діагностичних засобів та статистичної інформації про відмови. Моделі параметричних відмов виражені через одно- та двомірні густини розподілу нестационарних випадкових процесів, якими описуються реалізації об'ємного ККД елементів ГП.

Реалізація теоретичних та практичних розробок в сфері технічної експлуатації створює передумови для прогнозування відмов будівельних машин та можливості їх попередження шляхом планування та призначення науково обґрунтованих термінів проведення сервісного обслуговування.



## НАДІЙНІСТЬ ГІДРОФІКОВАНИХ МАШИН, МЕТОДИ ЇЇ ОЦІНКИ ТА ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС

Реалізації стратегії технічного сервісу будівельних машин "за технічним станом" в сфері експлуатації повинно передувати вирішення цілого комплексу взаємопов'язаних між собою проблем, що стосуються в першу чергу задач управління технічним станом та надійністю машин. В свою чергу, успішне вирішення цих питань в значній мірі визначається ефективністю теоретичних і прикладних розробок в області оцінок і прогнозування показників надійності машин. Поява на сучасному ринку дороговартісних, складних гідрофікованих будівельних машин породжує необхідність пошуку нових нетрадиційних шляхів і методів для вирішення задач оцінки і прогнозування надійності гідроприводів, використовуючи при цьому не тільки методи математичної теорії надійності, що базуються на теорії ймовірностей, але і результати дослідження фізики деградаційних процесів, що проходять у гідроприводі, що визначають динаміку зміни його технічного стану і призводять до параметричних відмов.

Специфічними в плані формування параметричних відмов гідроприводів екскаваторів виступають такі послідовно з'єднані між собою з точки зору конструкції та компонування гідроелементи, як робочі секції гідророзподільників та гідроциліндри, які входять до підсистем: приводу стріли, приводу рукояті та приводу ковша і утворюють так звані функціональні ділянки (ФД). Досягнення граничного стану функціональної ділянки є загальним результатом об'єднаного стохастичного процесу зміни технічного стану обох елементів, граничний стан яких виражається через загальний граничний об'ємний ККД. Для визначення показників безвідмовності ФД, вона представлена як система двох безперервних випадкових величин  $(\eta_{zp}, \eta_{zq})$  із сумісною щільністю розподілу  $f(\eta_{zp}, \eta_{zq})$ . Загальний технічний стан ФД виражений як функція двох випадкових аргументів:

$$\eta_{ФД} = \varphi(\eta_{zp}, \eta_{zq}) \tag{1}$$

Знайдено функцію та щільність розподілу випадкової величини  $\eta_{ФД} = \eta_{zp} \cdot \eta_{zq}$ , як добуток двох випадкових аргументів  $\eta_{zp}$  та  $\eta_{zq}$ :

$$F_{\eta_{ФД}}(y) = P(\eta_{zp} \cdot \eta_{zq} < y) = \iint_{(\eta_{zp}, \eta_{zq} < y)} f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) d\eta_{zp} \cdot d\eta_{zq} = \int_{-\infty}^0 \left\{ \int_{y/\eta_{zp}}^{\infty} f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) d\eta_{zq} \right\} d\eta_{zp} + \int_0^{\infty} \left\{ \int_{-\infty}^{y/\eta_{zp}} f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) d\eta_{zq} \right\} d\eta_{zp} \tag{2}$$

$$f_{\eta_{ФД}}(y) = - \int_{-\infty}^0 \frac{1}{\eta_{zp}} f\left(\eta_{zp}, \frac{y}{\eta_{zp}}\right) d\eta_{zp} + \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{zp}} f\left(\eta_{zp}, \frac{y}{\eta_{zp}}\right) d\eta_{zp} \tag{3}$$

Отримані моделі надійності мають суттєву відмінність від усіх існуючих на даний час та відомих за літературними джерелами моделей надійності, що вказує на їх пріоритетність. Вони значно розширюють та уточнюють коло відомих моделей надійності гідроприводів, але в той же час вони не вичерпують всіх можливих варіантів моделей, які можуть мати місце при аналізі функціонування гідроприводів БДМ. Використання на практиці отриманих результатів дасть можливість отримувати набагато реальніші та точніші результати оцінки та прогнозування показників надійності гідрофікованих машин і, як наслідок, - підвищення ефективності технічних заходів, спрямованих на підтримання машин в роботоздатному стані в умовах експлуатації.



## ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ЗА ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ПОТОКУ ВІДМОВ

Відмови будівельних машин можна представити як потік випадкових подій, що є характерним для відновлювальних технічних об'єктів. При цьому процес відновлення описується ведучою функцією відновлення:

$$\Omega(t) = M[r(t)] = \sum_{m=1}^{\infty} mP_m(t) = \sum_{m=1}^{\infty} mF_m(t) - \sum_{m=1}^{\infty} mF_{m-1}(t) = \sum_{m=1}^{\infty} F_m(t), \quad (1)$$

де  $F_m(t)$  – функція розподілу сумарного наробітку до  $m$ -ої відмови (або  $m$ -стисла згортка функції  $F(t)$ ):

$$F_m(t) = \int_0^t F_{m-1}(t - \tau) dt(\tau) \quad (2)$$

Параметр потоку відмов, якщо величини наробітку між відмовами однаково розподіленні та незалежні (ординарні потоки із обмеженою післядією), пов'язаний із густиною розподілу наробітку на відмову  $f(t)$  інтегральним рівнянням Вольтерра другого роду із різничним ядром:

$$\omega(t) = f(t) + \int_0^t f(t - \tau)\omega(\tau)d\tau \quad (3)$$

Рішення інтегрального рівняння (3) не завжди вдається отримати аналітично. В окремих випадках, якщо для виразів  $\omega(s)$  та  $f(s)$  існують перетворення Лапласа, то в операторській формі параметр потоку відмов та функція густини розподілу наробітку на відмову виражаються через перетворення Лапласа, яке в кінцевому вигляді може бути використане лише для деяких відомих законів розподілу відмов  $f(t)$ . Знайти рішення для інших законів розподілу  $f(t)$  не видається за можливе. Тому при вирішенні практичних задач, в основі яких лежить обробка первинної статистичної інформації про надійність машин, інтегральне рівняння Вольтерра (3) пропонується інтегрувати численними методами. При цьому функції  $\omega(t)$  та  $f(t)$  задаються у вигляді дискретного ряду  $\omega_i$  або  $f_i$  ( $i = \overline{1, m}$ ). В загальному випадку для довільного числа  $m$  отримаємо:

$$\int_0^t \omega(\tau)f(t - \tau)d\tau = \frac{\Delta t}{2} [(\omega_0 f_m + \omega_1 f_{m-1}) + \dots + (\omega_{m-1} f_1 + \omega_m f_0)] \quad (4)$$

Отримана система рекурентних співвідношень дозволяє за дискретним рядом значень густини розподілу наробітків на відмову  $f_i$  знайти ряд значень параметру потоку відмов  $\omega_i$  а також здійснити зворотне рішення інтегрального рівняння (3) та визначити ряд значень густини розподілу  $f_i$  наробітку на відмову при відомих  $\omega_i$ . Інтегруючи функцію  $f(t)$  визначаємо показники безвідмовності - імовірність відмов  $Q(t)$  та імовірність безвідмовної роботи  $P(t)$  машин.

Порівняння результатів дослідження показників надійності на прикладі однокішшових екскаваторів, отриманих аналітичними та чисельними методами, показали високу ефективність чисельного методу та певні переваги, а особливо в тих випадках, коли закон розподілу наробітку на відмову невідомий або його вид не дозволяє використовувати аналітичні методи розрахунку.



**В.І. Лесько<sup>1</sup>, доц.**

**В.І. Палкін<sup>2</sup>, технічний директор сервісного центру**

*<sup>1</sup>Київський національний університет будівництва і архітектури*

*<sup>2</sup>ВАТ «Будмеханізація», м. Київ*

## **ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН В СИСТЕМІ ФІРМОВОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ**

Вибір стратегії розвитку технічного сервісу будівельних машин повинен в основному базуватися на принципах і завданнях системи фірмового обслуговування, основоположним принципом якої є повна відповідальність підприємств-виробників машин за працездатність продукції на протязі всього терміну експлуатації в будь-якому регіоні її використання. Необхідність розвитку фірмового обслуговування також обумовлена широким впровадженням в сучасних будівельних машинах складних і особливо складних систем гідравлічного і електронного устаткування що вимагає сучасніших форм і методів технічного обслуговування та ремонту за участю підприємств-виробників. Звичайно, на вибір стратегії також впливає економічна ситуація в країні, стан галузі будівельного і дорожнього машинобудування, якість продукції, прийняті концепції розвитку будівельної галузі і т. п., але ефективний розвиток фірмового обслуговування можливий лише за правильної організації системи в цілому, раціональному поєднанні принципів централізації і децентралізації управління, єдиній технічній політиці всіх її елементів.

Організаційний розрив, що існує в даний час між виробником і споживачем будівельних машин є гальмом як для подальшого вдосконалення їх використання, так і для підвищення їх якості. З метою вирішення загальних завдань, в системі фірмового обслуговування мають бути об'єднані всі основні підрозділи сфери виробництва і експлуатації техніки. В основі цієї роботи повинно бути - створення регіональних підсистем фірмового обслуговування, до складу яких можуть входити і здійснювати спільну діяльність підприємства-виробники повнокомплектної техніки і елементної (комплектуючої) бази, споживачі техніки, підприємства товаропровідної мережі виробників (дилери), технічні центри, ремонтні заводи, експлуатаційні бази сервісу, науково-дослідні і навчальні заклади і інші підрозділи.

Центральним елементом системи, що безпосередньо зв'язує сфери виробництва і експлуатації техніки, мають бути підприємства (технічні центри), виробнича діяльність яких направлена на реалізацію завдань і функцій, закладених в системі фірмового обслуговування. Вони мають тісно взаємодіяти з експлуатаційними і ремонтними підприємствами з одного боку і заводами-виробниками і постачальниками комплектуючих виробів — з іншої, реалізують прямий і зворотний зв'язок підприємств-виробників і споживачів. Через ці підприємства, що є основними елементами регіональних підсистем фірмового обслуговування, підприємства-виробники проводять технічну політику по підтримці працездатності машин і отримують необхідну інформацію, що дозволяє оцінити зусилля по підвищенню надійності машин, а також приймають конкретні оперативні заходи по усуненню виявлених конструктивних, технологічних і організаційних недоліків. Дані підприємства можуть мати різний правовий і юридичний статус, форми власності, але загальним для них має бути приналежність до товаропровідних мереж виробників техніки та єдиний напрямок виробничої діяльності, направлений на підвищення ефективності експлуатації будівельної техніки.



## **СИНТЕЗ ТЕОРЕТИЧНИХ І ПРАКТИЧНИХ ОСНОВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ І РОБОТОЗДАТНОСТІ АВТОМОБІЛІВ І БУДІВЕЛЬНО- ДОРОЖНІХ МАШИН**

В роботі вирішена науково-практична проблема комплексного забезпечення надійності машин на стадії проектування, виробництва і експлуатації, аналіз і синтез впливу експлуатаційних факторів, регулювання основних систем і механізмів, та зношування деталей в сучасній тракторці. Для визначення показників надійності на стадії проектування, приведена удосконалена методика на стадії технічного завдання, технічного проекту і в якості прикладу розрахунок ймовірності не руйнування підшипників кочення. Удосконалена методика визначення показників безвідмовності і довговічності при дослідженні опитних зразків відповідно існуючим планам дослідження і розрахунок комплексних показників надійності. Обґрунтовані недоліки існуючої системи ППР і розроблена методологія оптимізації періодичності ТО і ремонтів граф-аналітичним методом і за допомогою номограм розробленої автором.

Пропонована і обґрунтована концепція і технологія переходу від системи ППР за напрацюванням до системи ППР за технічним станом. Досліджені показники надійності машин автомобілів ВАЗ і Mitsubishi.. Удосконалена методологія визначення залишкового ресурсу за результатами діагностування. Удосконалена методологія визначення залишкового ресурсу за результатами діагностування з будь якою точністю. На відміну існуючих думок і стандартів раптовими відмовами, на думку автора, можна управляти. З точки зору існуючих положень зменшення швидкості і інтенсивності зношування необхідно зміцнювати поверхні деталей, що труться, а з точки зору триботехніки і автора, навпаки необхідно забезпечити позитивний градієнт поверхневого шару деталей. Відомо, що надійність автомобілів на стадії проектування в нашій країні не розраховуються і затрати на цій стадії складають всього 10%, а в США і Японії 25%, тому дослідження автора і фахівців агропромислового комплексу встановили, що напрацювання на відмову вітчизняних автомобілів у 2...3 рази менша закордонних автомобілів аналогічного класу. Існуючі положення системи ППР не відповідає технічним вимогам забезпечення надійності машин в умовах експлуатації і її необхідно міняти.



**І.І. Заліско, к.т.н.,  
С.О. Коваленко, к.т.н.**

*ПАТ «Дрогобицький завод автомобільних кранів»*

## **ЗАСТОСУВАННЯ МОБІЛЬНОЇ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ В УМОВАХ ВІДНОВЛЕННЯ ТА РЕКОНСТРУКЦІЇ ОБ'ЄКТІВ**

Однією із актуальних задач в будівельному комплексі України є потреба у виконанні відновлювальних робіт та здійсненні реконструкцій об'єктів. Особливість цієї частини будівельних робіт обумовлюється руйнуванням будівель, спорудженням захисних об'єктів і т.п.

В роботі здійснена оцінка такого роду об'єктів, що зроблена шляхом моніторингу за розробленою методикою та алгоритмом. Виявлена актуальна необхідність застосування багато секційних телескопічних стріл автомобільних кранів, розробки спеціальних засобів для підйому вантажу в важкодоступних місцях.

Виконаний аналіз можливих масових характеристик вантажів, їх геометричних параметрів дозволив запропонувати мобільний комплекс машин і механізмів за критерієм мінімальності часу на монтаж і демонтаж мобільного комплексу, обґрунтувати методику визначення питомих значень енергоемності процесу та високих показників по маневруванню і продуктивності комплексу. Математичною моделлю вибору комплексу машин і механізмів слугували параметри та критерії матеріалоемності комплексу, мінімальних витрат за енергоемністю та комплектуванню механізмів. Розроблений математичний апарат дозволив запропонувати програмний модуль обґрунтування та вибору техніки в залежності від виду відновлювальних будівельних робіт.

**І.І. Назаренко, д.т.н., проф.,  
В.І. Король, аспірант**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **АНАЛІЗ КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ БАШТОВИХ КРАНІВ**

Швидкі темпи розвитку будівельної техніки призвели до посиленних вимог якості. Надійність машини закладається при її проектуванні, тому постає завдання у раціональному виборі та розрахунку критеріїв надійності. Одночасно звертається увага на зменшення експлуатаційних витрат, які за весь період роботи машини в декілька разів перевищують вартість нової.

Аналіз сучасних теорій надійності засвідчив про наступне:

- наявні джерела не охоплюють багатьох питань, які стосуються надійності будівельної техніки,
- діапазон критеріїв надійності в багатьох методиках недостатньо широкий,
- відсутність необхідної номенклатури показників для оцінки надійності будівельної техніки.

Оскільки більшість машин, які застосовують протягом року оцінюються показниками, як правило, трьох властивостей : безвідмовність, довговічність та ремонтпридатність, то для баштових кранів окрім вищезначених властивостей важлива і збережуваність. Тому на першому етапі роботи здійснено аналіз існуючих методик вибору





і розрахунку показників надійності та означено показники, які пріоритетні для оцінки надійності будівельної техніки.

На наступному етапі роботи були зібрані дані щодо 160 моделей баштових кранів, які випускаються провідними світовими виробниками, такими як Liebherr, Potain, Terex, Jaso.

На основі паспортних даних кранів було здійснено розбиття на інтервали в залежності від вантажопідйомності кранів і визначено середнє значення конструктивної маси та сумарної потужності двигунів для кожного з інтервалів. На основі отриманих даних побудовані криві регресії конструктивної маси та потужності двигунів кранів в залежності від вантажопідйомності. За допомогою графіків встановлені математичні залежності для визначення характеру регресії конструктивної маси та сумарної потужності двигунів крана від вантажопідйомності.

УДК 693.61:69.059.25

**В.А. Залізник, аспірант КНУБА**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

### **МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ВИСОТНОГО ПІДЙОМНИКА**

В сучасних умовах будівництва високих будівель виникає потреба у застосуванні стрілових підйомників, робочим органом яких є багатосекційні телескопічні стріли. Елементи з'єднання і зазори у стиках секцій можуть слугувати виникненню коливань, що ставить завдання їх врахування при розробці.

Для вирішення даної задачі в роботі запропонована розрахункова схема телескопічної стріли у різних площинах дії бічного навантаження, яка враховує контактні сили і конструктивно-технологічні фактори у стику з'єднання опорних елементів з полками секцій стріли. Передумовою є припущення, що реакції в опорах секції визначаються моделюванням секції як консолі-балки від кожного складового навантаження. Динамічне переміщення верхньої секції визначається сумою переміщень в результаті вимушених і власних коливань секцій телескопічної стріли. Складені рівняння динамічної моделі системи рухомих секцій стріли, рішенням яких отримані аналітичні залежності, які дали можливість встановити закономірності зміни переміщення верхніх точок на прикладі п'яти секцій стріли. Визначено, що із збільшенням вильоту стріли, амплітуда власних коливань секцій збільшується.

Запропонована система включення гідроциліндрів підйому із плавним висуванням секцій на основі критерію, що враховує динаміку руху стріли. Здійснені дослідження та запропонована схема включення гідроциліндрів підйому. Були реалізовані в конструкції багатосекційного підйомника.



## **МОДЕЛЮВАННЯ ТА РОЗРОБКА ПРОГРАМНОГО ПРОДУКТУ ЗМІШУВАЧІВ ПРИМУСОВОЇ ДІЇ**

Лопатеві змішувачі сипучих матеріалів знайшли широке застосування в різних галузях промисловості та сільського господарства. Їх розрахунок при проектуванні та модернізації існуючих конструкцій базуються, головним чином, на експериментальних даних, що є, відносно, мало економічно ефективним.

Експериментальне дослідження змішувачів у багатьох випадках залишається єдиним надійними підґрунтям методів їх розрахунку і проектування, проте має суттєву вартість, що безумовно, часто ставить під сумнів рентабельність всього процесу розробки. Разом з тим навіть незначні конструкційні зміни в досліджуваному змішувачі з метою підвищення його експлуатаційних характеристик потребують повторення всього об'єму експериментальних досліджень та приводять до додаткових витрат засобів і часу. Значну допомогу у подоланні такого протиріччя можуть надати математичні моделі процесів.

Математична модель реальної системи – це формалізований опис, який дає можливість вивчати цю систему із використанням математичних методів. Тож, одним з найважливіших напрямків наукової діяльності в розвитку лопатевих змішувальних машин є вибір адекватної математичної моделі перемішування, аби значно здешевити та пришвидшити процес проектування та конструювання, що безумовно вплине і на якість суміші.

Отже, аби здешевити процес виробництва бетонної суміші слід, також, врахувати витрати при розробці змішувального обладнання, для чого слід вдаватися до засобів і систем автоматизованого проектування та конструювання і систем математичного моделювання фізичних явищ та процесів.

Автоматизація проектування – є загальною тенденцією розвитку сучасної інженерної та наукової діяльності людини, яка буквально пронизує всі її напрямки. Застосування систем автоматизованого проектування та моделювання є найважливішим фактором прискорення науково-технічного прогресу. Та, зважаючи на розрізненість функцій інженерних систем – вимагає пошуку шляхів інтеграції між ними.

Більшість виробників сучасних систем автоматизованого проектування (Компас-3D, Solidworks, AutoCAD, Teflex, ANSYS, S-CAD, Catia тощо) реалізують в своїх продуктах функцію параметричного проектування, шляхом присвоєння конкретним параметрам моделі змінних, які конструктор-дослідник може корегувати вручну, тим самим пришвидшити свою роботу не знижуючи її якості. Найбільш зручними для використання в процесі проектування, розробки, а особливо, наукового дослідження, є такі програмні пакети: MathCAD – система для числових та, частково, символічних розрахунків; MathLAB із середовищем Simulink – система для побудови моделей фізичних пристроїв та аналізу процесів в них.



## **ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ ПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ БУДІВЕЛЬНОГО ПІДПРИЄМСТВА**

На ринку України пропонується велика гама будівельних підйомників, в тому числі автомобільних і баштових кранів. При цьому відмічається розмаїття фірм і виробників як вітчизняного, так і закордонного виробництва.

Досвід використання закордонної техніки, напрацювання на відмову, відсутність належного сервісу потребує розробку методів оцінки як ефективності виконання будівельних робіт, так і надійності, що є суттєвим при забезпеченні термінів будівельного проекту.

В роботі розроблена низка критеріїв оцінки, що передбачають визначення ефективності пропонованих параметрів, енергоємності, питомої продуктивності робочого процесу.

Складена програма моніторингу стану елементів підйомних механізмів з точки зору їх надійності, коефіцієнтів готовності, визначення заданого ресурсу за критерієм напрацювання на відмову.

Обґрунтована методика проведення планових переглядів стану машин і механізмів та визначення необхідного запасу деталей і збірних одиниць за динамічною моделлю та критерієм прибутковості.

Розроблені методики пройшли апробацію в реальних умовах використання підйомних механізмів будівельного підприємства.



**СЕКЦІЯ 5.**

**ВІБРАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ І МАШИНИ**



**А.Г. Маслов, д.т.н., проф.,  
В.П. Лукьяненко, В.А. Сербин**

*Кременчугский национальный университет*

## **РАЗРАБОТКА ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ФОРМОВАНИЯ БЕТОННЫХ БЛОКОВ**

Важнейшей проблемой является создание малоэнергоёмких и высокоэффективных вибрационных машин, предназначенных для формования бетонных изделий из жестких и сверхжестких цементобетонных смесей, использование которых позволяет повысить прочность изделия и не менее, чем на 20...30% сократить расход цемента. В настоящее время для приготовления сплошных и пустотных блоков используют вибрационные прессы с вертикально направленными колебаниями. Эти вибрационные прессы обеспечивают формование бетонных блоков из жестких и умеренно-жестких бетонных смесей. Основным их недостаток - большая металлоёмкость, сложность конструкции и высокая стоимость.

Целью настоящей работы является разработка высокоэффективной вибрационной установки, предназначенной для формования строительных сплошных и пустотных блоков из жестких и сверхжестких бетонных смесей.

Предлагаемая вибрационная машина для формования бетонных блоков содержит форму без дна, на торце которой жестко закреплен вибровозбудитель горизонтальных круговых колебаний. По периметру нижней части формы установлены герметизирующие прокладки и её внутренняя часть разделена на две равные секции.

Работа вибрационной машины для формования бетонных блоков осуществляется следующим образом. Вибрационная машина устанавливается на ровную поверхность, форма заполняется дозированным количеством бетонной смеси и включается вибровозбудитель колебаний, под действием которого форма совершает сложные движения, перемещаясь в горизонтальной плоскости в продольном и поперечном направлениях, а также совершает крутильные колебания вокруг вертикальной оси, проходящей через центр тяжести вибрационной установки. При этом бетонная смесь подвергается со стороны стенок формы, как нормальному, так и тангенциальному вибрационному воздействию, а со стороны опорной поверхности сдвиговым деформациям. Такое вибрационное воздействие вызывает в бетонной смеси разнонаправленное сложное напряженно-деформированное состояние, которое обеспечивающее предельное разрушение внутренних связей в смеси и эффективное формование бетонных блоков из жестких и сверхжестких бетонных смесей. В конце процесса формования на поверхность бетонной смеси может быть установлен пригруз, обеспечивающий выравнивание поверхности и её фактурный вид.

После окончания процесса формования вибрационная машина выключается, форма перемещается вверх и выводится из соприкосновения с бетонным блоком, а затем переставляется на новое место.

Для изучения закона движения всех элементов вибрационной машины, взаимодействующих с бетонной смесью была составлена расчетная схема динамической системы вибрационной машины и определена закономерность движения вибрационной формы, взаимодействующей с бетонным изделием, в виде сложных пространственных колебаний, состоящих из разнонаправленных горизонтальных и крутильных колебаний, вызывающих предельное разрушение структурных связей в бетонной смеси и эффективное уплотнение. Определены рациональные параметры вибрационной машины и режимы вибрационного воздействия на формуемое бетонное изделие. Использование вибрационной машины, предназначенной для формования бетонных блоков из жестких и сверхжестких бетонных смесей, обеспечивает снижение энергоёмкости процесса уплотнения и повышение прочности формуемого изделия, а также снижение расхода цемента на 20 – 25%.



## **РАЗРАБОТКА ВИБРОУДАРНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ**

В современном производстве к вибрационным рабочим органам, используемых для уплотнения бетонных и асфальтобетонных смесей и грунта, предъявляются повышенные требования. Они должны иметь сравнительно простую конструкцию, высокую производительность, надежность, низкую энергоемкость и обеспечивать высокое качество уплотнения пластичных, жестких и сверхжестких бетонных смесей. Для эффективной и надежной работы вибрационных рабочих органов необходимо точно выбрать их рациональные параметры, создающих новые эффекты в виде виброимпульсного воздействия на поверхность уплотняемой бетонной смеси, а также обосновать рациональные значения амплитуд деформирования поверхности уплотняемой среды. Целью настоящих исследований является разработка новой конструкции виброударного рабочего органа для уплотнения бетонных смесей.

Виброударный рабочий орган выполнен в виде подвешенной к опорной раме на упругих амортизаторах виброплиты с вибровозбудителем круговых колебаний, который смещен относительно центра тяжести к передней кромке днища виброплиты. При этом вибровозбудитель колебаний сообщает виброплите вертикальные и угловые (крутильные) колебания в вертикальной плоскости. В результате днище виброплиты периодически отрывается от уплотняемой среды и за каждый цикл колебаний оказывает на уплотняемую бетонную смесь переменное амплитудно-частотное вибрационное воздействие в виде ударных импульсов. Для определения законов движения виброплиты и деформирования поверхности уплотняемой бетонной смеси разработана математическая модель, учитывающая упругие, диссипативные и инерционные силы сопротивления, возникающие при деформировании уплотняемой среды. Составлены уравнения движения и определены законы линейных и крутильных колебаний вибрационной плиты, позволяющие обосновать основные параметры вибрационного рабочего органа и технологические режимы вибрационного уплотнения бетонной смеси в виброударном режиме. В составленных уравнениях движения вибрационного рабочего органа использовались зависимости для определения упругих и инерционных сил сопротивления бетонной среды в виде импульсных функций, которые представлены гармоническими рядами Фурье.

Получены теоретические выражения, позволяющие установить законы деформирования поверхности уплотняемого слоя после удара по всей длине днища виброплиты и движения виброплиты в воздухе до следующего удара. Эти зависимости достаточно точно описывают поведение реальной динамической системы «Вибрационный рабочий орган – уплотняемая среда» при виброударном формовании бетонных изделий из жестких и пластичных цементобетонных смесей. Они позволяют произвести компьютерное моделирование законов движения и форм колебаний уплотняемой поверхности формируемого слоя, проанализировать их с точки зрения эффективного воздействия на обрабатываемую среду, обосновать вид и форму вибрационного воздействия, а также уточнить рациональные параметры вибрационного оборудования.

Предлагаемый вибрационный рабочий орган найдет применение на виброуплотняющих машинах, используемых для формования бетона, на бетоноукладочных машинах, а также в виде самостоятельной вибрационной машины для уплотнения жестких бетонных смесей. Использование предлагаемого вибрационного рабочего органа позволяет практически вдвое снизить установленную мощность привода и уменьшить энергоемкость процесса уплотнения бетонных смесей.



## **ИССЛЕДОВАНИЯ БЕГУНКОВОГО ВИБРАЦИОННОГО ВОЗБУДИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ**

В настоящее время в конструкциях вибрационных машинах, используемых для уплотнения бетонных, широко применяют вибровозбудители круговых колебаний. Существенным недостатком этих вибровозбудителей колебаний является сложность конструкции и большая масса в случае необходимости создания больших амплитуд возмущающих сил при угловой частоте колебаний  $\omega=280\ldots300$  рад/с. Поэтому нами был разработан бегунковый вибровозбудитель колебаний с внутренней обкаткой, который имеет сравнительно простую конструкцию и способен развивать большую амплитуду возмущающей силы при основной частоте возмущения  $\omega=280\ldots300$  рад/с. Этот вибровозбудитель колебаний дополнительно генерируют возмущающую силу на более высоких частотах за счет перекачивания тел качения (шаров) подшипников, которые используются для поддержания инерционного кольца, обкатывающегося по неподвижной оси и развивающего возмущающую силу.

При составлении расчетной схемы было учтено, что угловая скорость ротора электродвигателя не является постоянной, а зависит от изменения действующих в динамической системе сил сопротивления, поскольку в приводе целесообразно использовать электродвигатель с ограниченным запасом мощности. Также было учтено влияние массы тел качения (шаров) подшипников на возмущающую силу бегункового вибратора. Был изучен стационарный режимы движений.

Для этого уравнения движения рассматриваемой динамической системы были приведены к стандартной форме по методу медленно меняющихся параметров, основанного на усреднении медленно меняющихся параметров за каждый цикл колебаний.

Так, при малых значениях коэффициентов и медленно изменяющейся величины движущегося момента считали в первом приближении, что перемещение изменяется по закону, близкому к гармоническому, а ускорение имеет малую величину. Амплитуда, начальная фаза и угловая скорость вала двигателя являются медленно изменяющимися параметрами.

На этом основании были исследованы стационарные режимы движения вращающегося инерционного кольца и упрощена система уравнений с учетом того, что за один период изменения угла поворота вала двигателя от 0 до  $2\pi$  медленно меняющиеся величины изменяются не значительно. Тогда их производные по углу поворота вала двигателя можно считать равными их средним значениям. Полученная система приближенных уравнений была использована для определения амплитуды, начальной фазы и угловой скорости вращения вала двигателя в переходных режимах путем численного интегрирования.

На основании проведенных исследований была определена закономерность колебаний динамической системы вибрационной машины, оборудованной поличастотным бегунковым вибровозбудителем круговых колебаний.

Использование предлагаемого вибровозбудителя колебаний позволяет обеспечить генерирование возмущающей силы с амплитудой 15...18 т при угловой частоте колебаний  $\omega=280\ldots300$  рад/с, упростить конструкцию и вдвое уменьшить металлоемкость.

Этот вибровозбудитель колебаний целесообразно использовать на виброплощадках для уплотнения бетонных смесей грузоподъемностью от 5 до 15 тонн.



## **РАЗРАБОТКА ВИБРОМЕХАНИЧЕСКОГО БЕТНОСМЕСИТЕЛЯ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ**

В современном производстве предъявляются повышенные требования к бетоносмесителям, которые должны иметь сравнительно простую конструкцию, высокую производительность, надежность, низкую энергоемкость и обеспечивать высокое качество приготовления пластичных, жестких и сверхжестких бетонных смесей. Для эффективной и надежной работы предлагаемых бетоносмесителей принудительного действия необходимо точно выбрать рациональные параметры перемешивающих рабочих органов, создающих при перемешивании новые эффекты в виде активной циркуляции и виброактивации бетонных смесей, а также обосновать рациональные скоростные режимы и режимы виброактивации смеси в процессе её перемешивания. Целью настоящих исследований является разработка новой конструкции бетоносмесителя с осциллирующими колебаниями смесительного барабана. В работе описаны конструкция и принцип действия вибромеханического бетоносмесителя принудительного действия, снабженного перемешивающим рабочим органом в виде лопастного вала и вибрационным устройством, генерирующим осциллирующие колебания смесительного барабана. На лопастном валу бетоносмесителя при помощи стоек закреплены центральные и периферийные лопасти, образующие прерывистые винтовые линии для перемещения смеси во взаимно противоположных направлениях: по периферии смесительного барабана и в его центральной части. На смесительном барабане, установленном на упругих амортизаторах, смонтирован вибровозбудитель крутильных колебаний, генерирующий осциллирующие колебания смесительного барабана относительно оси вращения лопастного вала. Составлены уравнения движения и определены законы осциллирующих (крутильных) колебаний смесительного барабана, позволяющие обосновать основные параметры бетоносмесителя и технологические режимы вибрационной обработки смеси в процессе её приготовления, найти мощность привода.

Предложенная конструкция вибромеханического бетоносмесителя с осциллирующими колебаниями смесительного барабана позволяет достаточно простыми способами обеспечить предельное разрушение связей и структуры бетонной смеси за счет создания сдвиговых деформаций в обрабатываемом объеме смеси. В результате осциллирующих колебаний между внутренней поверхностью обечайки смесительного барабана и бетонной смесью создается тонкий смазывающий слой из «цементного молочка», что уменьшает силы внешнего трения бетонной смеси о барабан и снижает износ обечайки смесительного барабана. Это обстоятельство не требует установки на обечайке смесительного барабана защитных броневых листов.

Данную конструкцию целесообразно использовать на бетоносмесителях периодического действия с объемом по загрузке 100 – 375 л.

В процессе экспериментальных исследований было установлено, что для предельного разрушения структурных связей в бетонной смеси и снижения сил сопротивления перемешиванию величина сдвиговых деформаций, передаваемых обечайкой смесительного барабана бетонной смеси должна быть не менее 0,5 мм при угловой частоте колебаний 292 рад/с. При этих параметрах бетоносмеситель обеспечивает качественное приготовление цементобетонных смесей с коэффициентом вариации прочности 2,1 – 4,2%. Также вдвое уменьшается установленная мощность привода и практически вдвое уменьшается продолжительность перемешивания. Прочность бетона из смесей, приготовленных в предлагаемом бетоносмесителе, повышается на 19,6 – 23,4%, что позволяет уменьшить расход цемента на 13 – 16%.





**А.Ф. Луговской, д.т.н, проф.,  
Н.В. Семинская, к.т.н, доц., И.А. Гришко, к.т.н, доц.**

*Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев*

## **ТЕХНОЛОГИЯ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ КАВИТАЦИОННОЙ МОДИФИКАЦИИ БЕТОНА И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЕЕ РЕАЛИЗАЦИИ**

Согласно данной технологии ультразвуковой кавитационной обработке подвергается цементный клей (цементное молоко). Кавитационная обработка производится путем прокачивания клея через ультразвуковой трубчатый кавитатор.

Механизм действия кавитации на цементный клей заключается в следующем:

- кавитационное диспергирование цемента;
- кавитационная дегазация воды, уплотняющая бетон;
- кавитационное активирование воды с образованием атомов и свободных радикалов;
- ускорение и увеличение полноты гидратации за счет увеличения контактной площади цемента, улучшения условий смачиваемости и звукокапиллярного эффекта;
- перемешивание на молекулярном уровне цементного клея с наполнителями, например, парафином.

Ультразвуковая кавитационная технология позволяет:

- повысить прочность бетона на 20...30% (имеются литературные сведения о достигаемом повышении прочности бетона до 3 раз);
- снизить гигроскопичность бетона;
- обеспечить значительную экономию цемента;
- за счет насыщения цементного клея дополнительными компонентами (например, нанопорошком вольфрама) создать бетон с высокой степенью радиационной непроницаемости для объектов специального назначения и контейнеров для длительного хранения радиоактивных отходов.

Гигроскопичность бетона уменьшается за счет добавления в цементный клей в процессе ультразвуковой кавитации парафина. Кавитационная обработка позволяет получить высококачественную перемешанную на молекулярном уровне устойчивую систему «парафин-вода» (парафинистую пасту). Пасту вводят в бетономешалку вместе с другими компонентами. При температуре около 60<sup>0</sup>С частицы парафина переходят в вязко-текучее состояние и заполняют капилляры и поры бетона. При остывании бетона парафин возвращается в первоначальное состояние, придавая бетону водостойкость. Объемная гидрофобизация бетона парафином позволяет уменьшить водопоглощение на 40...50%, повысить коррозионную стойкость и долговечность в условиях воздействия жидких агрессивных сред.

Внедрение технологии модификации бетона сдерживается отсутствием эффективного и надежного ультразвукового кавитационного технологического оборудования, а также отработанных технологических режимов.

Авторами предложен способ реализации указанной технологии, позволяющий обеспечить высокую эффективность модификации и стабильность достигаемых параметров.

В механико-машиностроительном институте НТУУ «КПИ» разработана и исследована конструкция мощного проточного ультразвукового кавитатора для применения в указанной технологии. Разработана схема стенда для отработки технологических режимов.

Конструкция кавитатора и технология ультразвуковой кавитационной модификации бетона защищены патентами Украины.



## СИНТЕЗ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРОУДАРНИХ МАШИН ЗА ТЕХНОЛОГІЧНИМИ ТА ДИНАМІЧНИМИ ОБМЕЖЕННЯМИ

Для побудови резонансних систем у типовому виконанні використовують двомасові структури, а реалізація віброударних режимів базується на застосуванні асиметричних пружних характеристик з використанням пружних обмежувачів руху мас. У попередньому, наближеному підході, розглядається механічна модель коливальної системи з двома ступенями вільності з еталонними характеристиками силового електромагнітного збурення, для визначення суті віброударного режиму та вивчення його визначальних характеристик. Цільовими функціями оптимізаційних задач приймаються:

- середнє значення механічної потужності (енергетичний критерій якості функціонування системи) – мінімум;
- максимум пришвидшення робочої маси  $a_{1max}$  (технологічний критерій якості функціонування системи) – максимум;
- максимум коефіцієнта асиметрії пришвидшення робочої маси  $k_a$  (технологічний критерій якості реалізації віброударного системи) – максимум.

Встановлюються технологічні обмеження на параметри пришвидшення робочої маси, а також за умови забезпечення заданого значення власної частоти коливань (ширини резонансної зони) у відповідних межах:

$$\left. \begin{aligned} 10M/c^2 < |a_{1min}(F, \theta, \Lambda)| < 15M/c^2, \\ 3 < k_a(F, \theta, \Lambda) \equiv \frac{a_{1max}(F, \theta, \Lambda)}{|a_{1min}(F, \theta, \Lambda)|} < 6, \\ \Omega_{0min} < \Omega_0(F, \theta, \Lambda) < \Omega_{0max}. \end{aligned} \right\}$$

Варійованими параметрами вибираються  $\theta$  і  $\Lambda$ , що визначають поправку на зміну пружних параметрів  $c_1$  і  $c_2$  асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики від традиційної резонансної системи та номінальне значення зусилля збурення  $F$ , за яким встановлюються енергетичні затрати зовнішнього джерела для досягнення відповідних властивостей віброударної системи в комплексі з її динамічними можливостями. Наявність субгармоніки в системі створює передумови щодо можливості її реалізації безпосередньо на частоті збурення. Для цього потрібно частоту основного резонансу збільшити вдвічі відносно частоти збурення. На другому етапі отримані частотні коефіцієнти використовуються у моделі з врахуванням встановлених параметрів привода та умов живлення. Робота машини, синтезованої за основною гармонікою має багаточастотний спектр пришвидшення, з акцентом на основну низькочастотну (50 Гц) складову. Функціонування системи за субгармонійним принципом синтезу характеризується за аналогією акцентом за основною гармонікою, яка вже знаходиться у вищій частотній області (100 Гц). Слід зазначити, що можливі варіанти виконання віброударних режимів створюють передумови до подальшого проведення дослідження з точки зору уточнення вимог до значень встановлених критеріїв. Так, режим роботи за основним резонансом має беззаперечні енергетичні переваги, втім значно поступається за стійкістю, Встановлення субгармонійного налаштування системи дозволяє створювати дворезимну машину з можливістю реалізації як суб- (50 Гц), так і основного (100 Гц) резонансу перемиканням схеми живлення електромагнітів із випрямленої на реактивну. Таким чином можна використовувати особливості гармонійного складу відповідного віброударного режиму та фактор стійкості за значенням ширини резонансної зони.



**В.С. Шенбор, пров. спец.,  
В.Г. Брусенцов, ст. викл., В.М. Корендій, к.т.н.**  
*Національний університет «Львівська політехніка»*

## **УДОСКОНАЛЕННЯ СТРУКТУРНИХ СХЕМ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОХІДНИХ СЕПАРАТОРІВ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ**

Сепарація матеріалів і продуктів за розмірами є важливою технологічною проблемою. Незважаючи на останні здобутки в цій галузі, існуючі конструкції сепараторів залишаються недостатньо ефективними. Пакувальна галузь, харчові виробництва, керамічна і фарфорова промисловість, будівництво тощо потребують більш продуктивних і енергоощадних конструкцій для розділення продуктів і матеріалів за розмірами частинок.

Відомі й поширені на даний час конструкції характеризуються малою продуктивністю і недостатньою ефективністю сепарації, складністю реалізації й обслуговування та мають низку інших недоліків. Це обумовлює необхідність удосконалення існуючих сепараторів з метою покращання їх техніко-експлуатаційних характеристик. Як відомо, основою для створення нових конструкцій будь-яких технологічних машин є структурні схеми. В даному випадку їх модернізація дозволить створити гаму удосконалених конструкцій вібраційних сепараторів.

В якості базових моделей для удосконалення приймаємо дво- і тримасові структурні схеми сепараторів з електромагнітним приводом коливань, створені на основі конструктивних схем вібраційних транспортерів. Недоліками даних машин є чутливість до маси завантаження, невисока продуктивність, складність налагодження, неоптимальні режими роботи тощо. З метою покращання цих параметрів і отримання більш раціональних конструкцій на кафедрі «Механіка та автоматизація машинобудування» Національного університету «Львівська політехніка» проведені теоретичні й експериментальні дослідження, в результаті яких створено низку нових структурних схем і на їх основі реалізовано дослідні зразки вібраційних сепараторів. Переваги розроблених машин полягають у наступному: менша матеріалоємність конструкції і, відповідно, споживана потужність, більша продуктивність сепарації, менший вплив маси завантаження на режим роботи машини, можливість зміни параметрів сепарації за довжиною транспортуючої деки тощо.

У відомих конструкціях вібраційних сепараторів в якості основного сепаруючого елемента виступала активна коливальна маса, тоді як реактивні і допоміжні маси не виконували технологічних функцій. У модернізованих схемах поряд із активною масою корисна робота виконується реактивною і допоміжною масами. Недоліком існуючих конструкцій також є спосіб завантаження, а саме нерухомий бункер з вихідною горловиною, що негативно впливає на роботу сепаруючого елемента. Застосування проміжного вібробункера, пов'язаного з проміжною або реактивною масами дозволяє суттєво зменшити вплив маси завантаження на основні параметри роботи сепаратора.

Комбіновані пружні системи сепараторів на основі плоских сталевих і склотекстолітових пружин дають змогу отримати ефективніші й енергоощадніші режими вібросепарації за рахунок сумісного використання направлених і незалежних коливань. Завдяки цьому можна створювати конструкції з відтранспортуванням розділених компонентів суміші матеріалів у протилежних напрямках. Це також досягається шляхом використання багатокомпонентних електромагнітних вібраторів з різною частотою збурення, розміщених під різними кутами.

На основі удосконалених структурних схем розроблено сепаратори з довжиною сепаруючої деки – 500...1500 мм і шириною – 300...600 мм. Подальше їх удосконалення полягає в створенні багатоярусних сепараторів з багатокомпонентним розділенням з використанням двокоординатного відтранспортування у протилежних напрямках. Також планується створення великогабаритних конструкцій сепараторів довжиною понад 2000 мм з можливістю роботи у низькочастотних менш шумних режимах (15-25 Гц).



О.С. Ланець, д.т.н, доц., І.В. Кузьо, д.т.н., проф.,  
О.В. Ланець, к.т.н., Я.В. Шпак, к.т.н., доц., А.І. Тихоміров, студент

Національний університет "Львівська політехніка"

## ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ ВІБРОПЛИТИ З ІНЕРЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

Розроблена віброплита з дебалансним приводом складається з коливального модуля (рис. 1), який встановлений на швелерну раму через віброізоляційні виті пружні елементи. Сам модуль складається з: робочого органа 1, виконаного у вигляді зварної конструкції; двох лівих і двох правих дебалансних вузлів 2, 3, що жорстко закріплені до робочого органа, а їх електродвигуни обертаються в протилежні напрямки. Для того, щоб система коливалась практично тільки у вертикальному напрямку (виконувались умови синхронізації), достатньо, щоб осі обертання дебалансних вузлів були рознесені між собою. Це і реалізовано в конструкції. Інше питання – чи два дебалансних вузли, що знаходяться на одній осі, зможуть обертатись як одне ціле. Передбачається, що так і буде, проте страхуючись, вирішено з'єднувати кожну пару спеціально розробленою штангою 4.

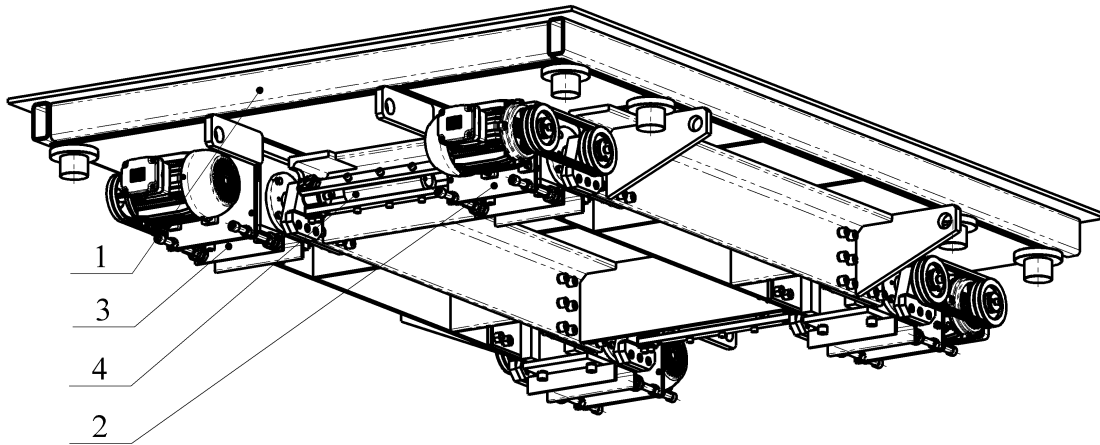


Рис. 1

(Технічна характеристика віброплити: максимальна робоча амплітуда коливань 0,44 мм (перевантаження на поверхні віброплити - 4g); маса завантаження  $\approx 2200$  кг; споживана потужність – 12 кВт; напруга живлення електродвигунів 380 В від мережі 50 Гц; габарити, мм: довжина – 2500, ширина – 1750, висота – 570; маса 2200 кг)

Обґрунтовано в комплексі конструктивні параметри дебалансних вузлів та робочого органа, розраховано необхідну потужність електродвигунів з врахуванням маси завантаження так, щоб на робочій частоті конструкція коливалась з заданою амплітудою у вертикальному напрямку. Перевірено робочий орган на власні частоти.

На основі рівнянь Лагранжа II-го роду складена плоска математична модель віброплити з врахуванням диференціальних рівнянь руху асинхронних двигунів. Проаналізовано коливальний рух мас в перехідних та усталених режимах роботи. Робочий орган здійснює строго вертикальний рух за ідеальних умов та з незначними відхиленнями по горизонталі при різних електромеханічних характеристиках привода. Це опосередковано підтверджує роботоздатність запропонованої конструкції.

Якщо необхідно обробляти великогабаритні вироби, можна, вибудовувати на площині кілька віброплит. Збурення кожної віброплити незалежне, що дозволяє вимикати деякі з них за необхідності.



М.П. Нестеренко, д. т. н., проф.  
П.О. Молчанов, к. т. н., доц.

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## ВІБРОЗБУДЖУВАЧ З РЕГУЛЮВАННЯМ АМПЛІТУДИ КОЛИВАНЬ

Оптимізація віброзбуджувача забезпечується зміною амплітуди його коливань. Дебаланс віброзбуджувача виконується з двох частин, що дає змогу регулювати амплітуду коливань (рис. 1).

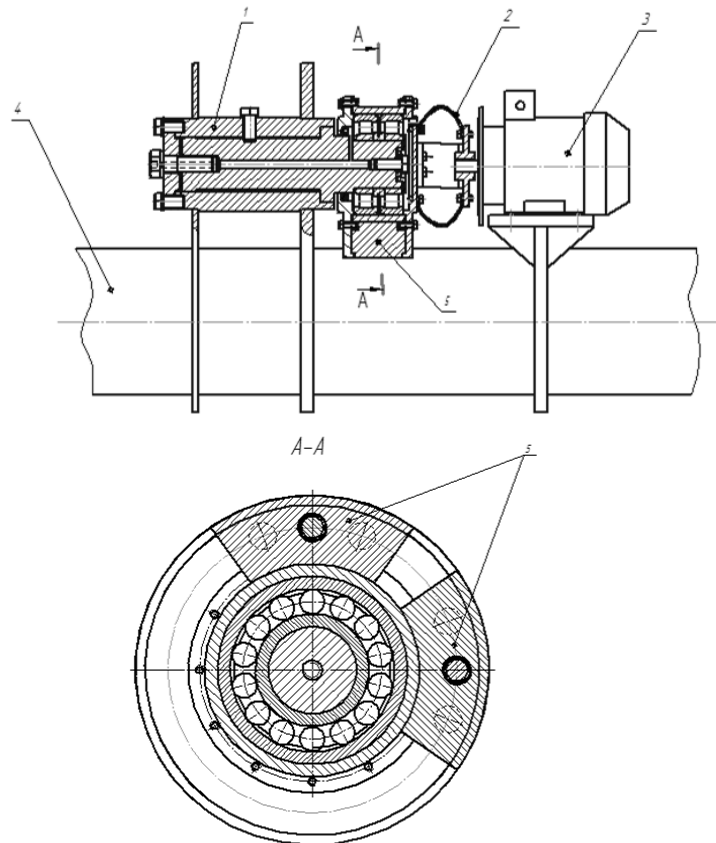


Рис. 1. Віброзбуджувач з регулюванням амплітуди коливань

Віброзбуджувач 1 через напівжорстке з'єднання (еластична муфта) 2, кріпиться до електродвигуна 3, дана конструкція кріпиться до опори віброзбуджувача 4, яка передає коливання на робочий орган. Дебаланс складається з двох частин 5, які мають змогу обертатися навколо осі вала, що дає можливість регулювати статичний момент дебаланса. Амплітуду коливань підбирається залежно від питомої густини бетону.



М.П. Нестеренко, д.т.н., проф.,  
П.М. Чеботарьов, зав. навч. лаб.

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## КЕРОВАНА ВІБРАЦІЙНА МАШИНА ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Більшість віброущільнювачів мають привод, повна потужність якого використовується тільки під час пуску віброзбудника, а інший час - тільки на 0,33 - 0,5 його потужності (тобто для підтримання сталої частоти обертання дебалансів), що не економічно і приводить до перевитрати енергії та палива.

Для досягнення гарних результатів ущільнення необхідно, щоб характеристика машини відповідала конкретним умовам роботи на будівельному майданчику. Важливо врахувати можливість пересування віброущільнюючої машини вперед-назад по різних поверхнях (бетонній суміші, ґрунтах, інше), а також її механічну надійність.

На основі робіт [1 – 4], можна зробити висновок про те, що центральною ланкою вібраційної машини (рисунок 1) є керований віброзбуджувач. На основі цього очевидно, що найбільш доцільним буде застосування дебалансного керованого віброзбуджувача (рисунок 2), який дозволяє здійснювати його пуск та зупинку в урівноваженому стані, а також повільно змінювати величину вимушуючої сили на ходу, без зупинки віброзбуджувача.

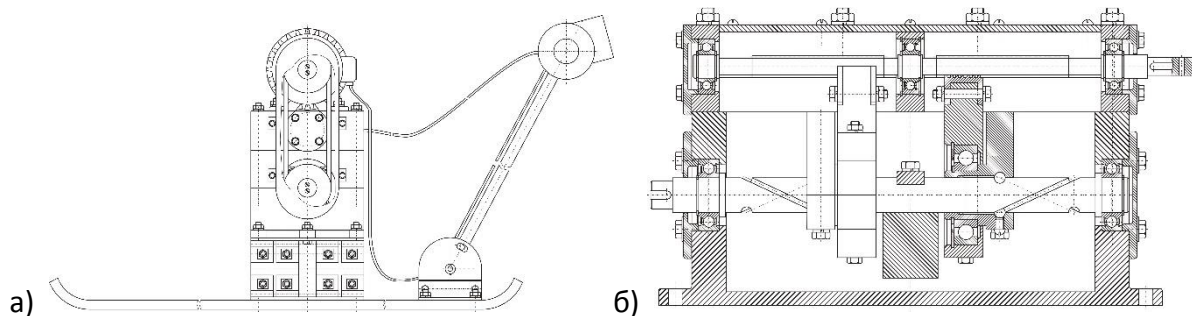


Рис. 1. Вібраційна машина для поверхневого ущільнення бетонних сумішей:  
а – конструктивна схема, б – керований віброзбуджувач з трьома дебалансами

Розроблена вібраційна машина на основі керованого віброзбуджувача з дистанційним керуванням положення дебалансів задовольняє умовам поставленої задачі та дозволяє використовувати її для ущільнення та прикінцевого вирівнювання бетонної суміші.



**В.М. Колин, к.т.н., доц.,  
Ю.Я. Часовщик, ст. преп.**

*Одесская государственная академия строительства и архитектуры.*

## **О ГИБРИДНОМ МЕТОДЕ ПРИМЕНЕНИЯ СРЕДСТВ СНИЖЕНИЯ ВРЕДНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИИ И ШУМА В СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ**

Многие строительные машины, при выполнении определенных технологических операций, генерируют вредные вибрации и шум, которые распространяются по самой машине и в окружающей среде. При этом, вред от таких вибраций наносится не только самой машине, снижая ее надежность и долговечность, но также неблагоприятно действует на организм оператора, когда он находится на самой машине. Шум от высокочастотных вибраций также влияет на всех, находящихся в зоне его распространения. На многих машинах, как вибрация так и шум во много раз превышают допустимые нормы. Например при обработке природного камня и при его распиловке шум сравним с шумом реактивного самолета при взлете, порядка 105 ДБА. Вибрации, генерируемые алмазными дисковыми пилами при обработке твердых каменных материалов, циркулярными пилами при резании дерева и других материалов, пилами Геллера при резке металлов приводят к трещинообразованию на инструменте, отделению алмазосодержащих сегментов от основного корпуса пилы и многое другое.

Разработанные нами, в отраслевой научно-исследовательской лаборатории камнерезного инструмента, порядка 50 авторских свидетельств и патентов, позволяют снизить уровень вредного воздействия до допустимых санитарных норм.

Накопленный нами опыт сочетания нескольких технических решений, что по сути, является гибридным методом применения их свойств, на пути достижения поставленных целей, приводит к уменьшению габаритов отдельных технических решений, снижению трудоемкости изготовления и стоимости модернизации существующих инструментов и конструкций машин и, в результате, к энергосберегающим машинам и технологиям.

Например комплекс средств вибро- и шумоподавления при резании гранита и других каменных материалов в сочетании с: укрытием, стабилизирующим устройством, применением слоистых вставок в корпусе диска пилы, снизили уровень высокочастотных вибраций со 105 ДБА до уровня допустимого санитарными нормами.

Как показал наш опыт, затраты на модернизацию инструмента и машин с применением технических решений, приведенных выше, не превышают 5...9% стоимости изделий. При этом конкурентоспособность вибро- и шумобезопасных образцов возрастает в разы.



## **КОНСТРУКТИВНІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ ВІБРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ФУНДАМЕНТНИХ БЛОКІВ**

Вібраційні машини широко застосовуються в будівництві, особливо для ущільнення бетонних сумішей при виробництві різних залізобетонних виробів. Значні успіхи досягнуто у дослідженні та створенні машин для формування плоских, багатопустотних, тротуарних плит та інших подібних виробів. Однак є вироби, формування яких на згаданих машинах практично не дає бажаного результату. До таких виробів відносяться фундаментні блоки, які мають невеликі розміри в плані, але значну (до 0,6 м) висоту. Вирішення проблеми можливе за рахунок застосування жорстких сумішей, ущільнення яких потребує використання інтенсивної вібрації і удару. Таким чином, виникла задача дослідження та створення спеціальної вібромашини для формування фундаментних блоків. Ідея створення машини ґрунтується на використанні ефекту резонансного віброударного режиму з врахуванням внутрішніх пружно-інерційних властивостей системи "машина-середовище". Вібраційна машина для ущільнення будівельних сумішей при формуванні фундаментних блоків відноситься до систем, що поєднують у собі дискретні (машина) та розподілені (середовище) параметри.

При розробці конструкції даної машини були розкриті закономірності руху віброударних установок з урахуванням впливу динамічних параметрів суміші із висотою виробу 0,6 м та отриманні аналітичних залежностей для забезпечення стабілізації динамічних параметрів вібромашини, яка працює в резонансному режимі з цілеспрямованим врахуванням внутрішніх коливальних властивостей вібросистеми.

В доповіді сформульовано основні положення для створення віброударних машин для формування фундаментних блоків. Отримано числові значення динамічних параметрів робочого органу і середовища, які можна використовувати при проектуванні подібних віброударних систем. Запропоновано методику розрахунку основних параметрів робочого органу віброударної машини. Ідея методики полягає у використанні при розрахунках ефекту підсилення коливань форми з блоками завдяки наявності обмежників коливань, а достовірність руху забезпечується достатньо характерним врахуванням впливу бетонної суміші на рух вібромашини. Щодо прийнятої схеми машини для формування фундаментних блоків, висота котрих сягає 0,6 м, то режим приймається віброударним, а конструктивна схема є блоковою.





**М.М. Ручинський<sup>1</sup>, к.т.н., доц.,  
В.М. Демчук<sup>2</sup>, директор**

*<sup>1</sup>Київський національний університет будівництва і архітектури*

*<sup>2</sup>Агрофірма «Брусилів»*

## **ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ РЕМОНТУ ТЕХНІКИ ПОТОКОВО-АГРЕГАТНИМ МЕТОДОМ**

В сучасних умовах ремонту будівельної і сільськогосподарської техніки однією із задач є скорочення терміну ремонту, що є особливо актуальним під час збору врожаю, коли кожен день на вагу золота.

В агрофірмі «Брусилів» використовується потоково-агрегатний метод ремонту техніки, що включає в себе переваги потокового та агрегатного методів.

Ремонтно-обслуговуюча база агрофірми – це сукупність обслуговуючих підприємств і підрозділів, які забезпечують технічне обслуговування, ремонт і зберігання сільськогосподарської техніки. Особливості ремонтно-обслуговуючої бази агропромислового комплексу: охоплення технічним обслуговуванням і ремонтом різномарочного і розташованого на значній території парку машин, механізмів і устаткування; нерівномірне завантаження їх протягом року.

Розглядаючи склад матеріально-технічної бази, слід зазначити, що в обійсті 18 колісних і 14 гусеничних тракторів. Середній вік тракторів становить близько 10 років, 4 комбайни до 5 років, а 8 комбайнів близько 20 років.

Загалом, попри вік, матеріально-технічна база перебуває у хорошому стані. Вся техніка справна. Такий стан досягається суворої дисципліною, сумлінним ставленням механізаторів до техніки та застосуванням потоково-агрегатного методу ремонту. Сільськогосподарські машини ставляться за зберігання відразу після завершення польових робіт. Раз у рік проводиться технічний огляд.

Потоковий ремонт забезпечує гарантований робочий стан машин або засобів механізації до чергового планового ремонту відновленням і заміною складальних одиниць і деталей в обсязі, встановленому під час визначення технічного стану машин. Агрегатний метод ремонту - це знеособлений метод, при якому несправні агрегати міняються новими чи завчасно відремонтованими. В агрофірмі «Брусилів» є ремонтно-механічний завод у м. Біла Церква з сучасною ремонтною базою та склад з новими та вже відремонтованими запчастинами до техніки, що використовується на підприємстві, що дає можливість використовувати потоково-агрегатний метод ремонту.

В агрофірмі «Брусилів» під час поломки техніки в період між технічним обслуговуванням замінюються складальні одиниці, а не окремі деталі, що дає значний вииграш у часі. В доповіді пропонуються підходи до ремонту техніки, які зарекомендували себе з найкращої сторони.



## ДОСЛІДЖЕННЯ ХВИЛЬОВИХ ЯВИЩ У БЕТОННИХ ВИРОБАХ ЗНАЧНОЇ ВИСОТИ

В доповіді проведено дослідження хвильових явищ у бетонних виробках значної висоти та наведені рекомендації по вибору динамічного режиму роботи віброформуальної машини (відношення амплітуди прискорень вимушених коливань  $a\omega^2$  до прискорення сили тяжіння частинок  $g$ ). При цьому першочергове значення набуває збереження цілості пружно-в'язких каналів розчину. В протилежному випадку виникнуть турбулентні переміщення частинок заповнювача замість їх зближення, що порушить нормальну схему ущільнення бетонної суміші, а також викликає її розшарування, супроводжуване викидом частинок на поверхню виробу і значним підсосом повітря всередину виробу, що формується, що абсолютно недопустимо.

В роботі наведено методика для розрахунку основних параметрів робочого процесу ущільнення бетонних сумішей (у виробках значної висоти) з врахуванням хвильових коефіцієнтів  $a_1, b_1$ . Виходячи із жорсткості суміші, визначаються щільність і швидкість розповсюдження хвиль;

- визначається коефіцієнт непружного опору:

$$\gamma = K_1 A \pm K_2,$$

де  $A$  – амплітуда коливань в мм, значення коефіцієнтів  $K_1$  і  $K_2$  наведені в таблиці;

За таблицями визначаються хвильові коефіцієнти  $a_1, b_1$ .

Амплітуда коливань розраховується за формулою:

$$X_0 = \frac{A_0}{\sqrt{\left(1 - \frac{m}{M} a_1\right)^2 + \left(\frac{m}{M} b_1\right)^2}}$$

де  $A_0$  - амплітуда коливань незавантаженого вібромайданчика ( $A_0 = 0,5$  мм);

$m$  – маса бетонної суміші, що розраховується за формулою  $m = \rho Sh$  ( $\rho$  - щільність суміші;  $\rho = (2,2 \dots 2,4) \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>;

$M$  – маса частин робочого органу і форми, що здійснюють спільне коливання, визначається із умови, що  $m/M = 0,5$ ;

$a_1, b_1$  - хвильові коефіцієнти, що визначаються за таблицями.

Потужність на коливання вібросистеми «вібромайданчик-суміш» визначається за формулою  $P_{кол} = \frac{1}{4} \frac{A_0^2 \omega^3 m}{\sqrt{\left(1 - \frac{m}{M}\right)^2 + \left(\frac{m}{M} b_1\right)^2}}$ .

Після проведених розрахунків будуються відповідні графіки  $x = f(h), P = f(h)$  для конкретного значення  $\gamma$  і графіки  $x = f(\gamma), P = f(\gamma)$  для конкретної висоти.



**Ю.О. Баранов, к.т.н., доц.,  
І. М. Кравченко, асистент,  
М.С. Мельниченко, студент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **МОДЕРНІЗАЦІЯ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ**

Установка належить до галузі виробництва збірного бетону та залізобетону і дозволяє підвищити якість ущільнення та ефективність використання електричної енергії за рахунок використання електромагнітного підвішування ударника вібробуджувача.

В роботі поставлено задачу підвищення якості ущільнення виробів за рахунок заміни пружного елемента вібробуджувача у вигляді ресори або циліндричної пружини, електромагнітною підвіскою, що дасть змогу змінювати частоту коливань ударної маси в оптимальному з точки зору енергоспоживання і ущільнення режимі.

Для підвіски пропонується встановити постійні магніти з котушками підмагнічування, що будуть працювати за рахунок змінного електромагнітного поля. Це дозволить ефективніше досягати режиму при якому установка буде працювати в навколо резонансному режимі при різних частотах ущільнення, що необхідно для кращого ущільнення бетонної суміші, та дозволить зменшити час робочого циклу. Електромагнітна підвіска складається з 4 магнітів постійної дії та 2 електромагнітів. Кожен з електромагнітів з'єднаний з котушкою, та закріплений нерухомо. Магніти закріплені на рухомому елементі. Для надійності роботи та для запобігання перекосів магнітів та надійної експлуатації використовуються в якості направляючих на яких закріплені магніти не магнітні матеріали.

Досліди на моделі показали що установка значно ефективніша за попередні варіанти. Під час випробування моделі вдалося приблизно оцінити ефективність в порівнянні з подібними установками в яких в якості пружного елемента використовувалися ресори або пружини.

УДК. 624.138.22

**А.Т. Свідерський, к.т.н., проф.**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ВДОСКОНАЛЕННЯ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ ДЛЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОБІТ З ГІДРАВЛІЧНИМ ВИКОНУЮЧИМ МЕХАНІЗМОМ**

Розвиток науки та промислове використання революційних технологій в області створення нових матеріалів, застосування сучасних технологічних процесів та комп'ютерної техніки зробив економічно вигідним та перспективним використання ударно-вібраційних машин і механізмів з гідравлічним виконуючим механізмом та їх подальше вдосконалення. Відносна складність подібних машин та підвищена собівартість сьогодні відступають на другий план у порівнянні з можливостями конструктивних переваг та автоматизації робочого процесу для розширення функціональних можливостей подібних машин. Завдяки створенню нових гідравлічних установок з'явилась можливість реально враховувати вплив середовища на машину і навпаки, і у будь-який конкретний момент часу автоматично вносити корективи у коливальний рух робочого органу з метою підвищення ефективності процесу ущільнення.

Покращення конструкцій цих машин рухається у напрямку реалізації безвідривних вібраційних, полі фазних, віброударних та комбінованих методів ущільнення однією



окремо взятою універсальною установкою, з можливістю зміни в широких межах частоти коливань та статичного моменту коливальних мас. На відміну існуючим нові багатомасні конструкції з гідроприводом у вигляді навісного або причіпного обладнання мають принципову можливість до створення само адаптованих систем при зменшенні маси ущільнюючого механізму при максимальному використанні потужності базової машини.

Розширенню функціональних можливостей подібних установок сьогодні сприяє розробка полі частотних резонансних машин з використанням потужності гідравлічного удару, полі частотних із регульованим вмістом високочастотних гармонік, та вдосконалення гідравлічного виконуючого механізму для роботи в перехідних режимах.

УДК 693.542.52-868

**В.А. Басараб, к.т.н., зав. лабораторією**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІЧАСТОТНОГО РЕЖИМУ КОЛИВАНЬ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО – ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ**

Робота присвячена дослідженню впливу полі частотного режиму коливань робочого органу електромагнітної ударно-вібраційної установки на оброблюване середовище (бетонну суміш). Проблема дослідження систем “машина-середовище” стосовно машин для ущільнення бетонних сумішей є актуальною, зокрема дослідження складних нелінійних вібросистем. Питання застосування полі частотних режимів коливань робочого органу вібромашини залишається відкритим.

Проведено експериментальні дослідження взаємодії робочого органу вібромашини з бетонною сумішшю з ціллю виявлення основних закономірностей поведінки системи, а також отримання основних динамічних параметрів машини та середовища.

Складено рівняння руху системи “машина - середовище”, проведено їх розв’язок та аналіз. Середовище розглядається як дискретна модель та модель з розподіленими параметрами.

В результаті теоретичних досліджень знайдено раціональний закон зміни жорсткості підвіски ударника в межах одного періоду коливань. Запропоновано нову конструкцію підвіски ударника, що дає змогу реалізовувати полі частотний режим руху. Створено лабораторну модель двомасової електромагнітної ударно-вібраційної установки з магнітно-підвішаною конструкцією ударника.

Створено пакет прикладних програм для розрахунку параметрів віброустановки та середовища на ЕОМ. Здійснено впровадження у виробництво на заводі ЗБК №1 м. Києва.

Створено алгоритм чисельного розрахунку моделей систем. На основі уточненої моделі проводиться вибір раціональних параметрів роботи машини за критерієм отримання виробу високої якості при мінімальних витратах енергії і часу роботи машини.

За результатами досліджень створено методику інженерного розрахунку даного типу машин а також надано рекомендації щодо покращення їх конструкцій.



## **АНАЛІЗ ТА ОЦІНКА МЕТОДІВ КАВІТАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ РОЗЧИНІВ І СУМІШЕЙ БУДІНДУСТРІЇ**

Кавітаційно-кумулятивний вплив дозволяє інтенсифікувати багато технологічних процесів, що протікають в рідких середовищах. Насамперед - масообмінні процеси, за рахунок утворення при схлопуванні кавітаційних бульбашок кумулятивних мікроструйок і розпаду останніх на мікровихрі дуже великої інтенсивності, що дозволяє отримати високу (аж до молекулярного рівня) однорідність рідин, що змішуються.

Обробка рідини в ультразвуковому полі пов'язана з ефектами флоатації, коагуляції, диспергування, перемішування, отримання прямих і зворотних емульсій, а також хімічного активування і знезараження. Головною причиною виникнення в рідині зазначених ефектів є ультразвукова кавітація.

Вона досить успішно використовується для інтенсифікації процесів кристалізації, очищення поверхонь, теплообміну, дифузії, екстракції та ін. Однак, як показали дослідження витрати енергії на отримання полів кавітаційних бульбашок в ультразвукових випромінювачах на порядок вище, ніж в гідродинамічних кавітаційних апаратах.

Для кавітаційної обробки рідких середовищ більш перспективним є гідродинамічні апарати, в яких кавітація виникає при взаємодії потоків між собою або з різними кавітаторами.

Для ультразвукової і гідродинамічної кавітаційної обробки рідин і сумішей в промислових умовах необхідно створити апарати, що задовольнятимуть наступним умовам:

- можливість обробки безперервного потоку рідини;
- кавітаційна обробка незалежно від швидкості течії рідини;
- забезпечення герметичності при транспортуванні рідини під тиском;
- забезпечення максимальної рівномірності обробки всього обсягу рідини, що транспортується;
- забезпечення високого рівня щільності ультразвукової енергії за рахунок її концентрації;
- можливість електронного керування інтенсивності кавітації;
- ефективний захист внутрішніх поверхонь від кавітаційної ерозії;
- мінімальність опору потоку рідини, що транспортується;
- можливість транспортування і обробки рідин з високим ступенем агресивності.

Забезпечення високої ефективності застосування зазначених кавітаційних апаратів у технологічних процесах будівельної індустрії вимагає створення досконалих методик розрахунку і проектування подібних машин, а також розробки математичних моделей, що дозволяють візуалізувати структуру і межі поширення кавітаційного поля, збуджуваного в цьому типі апаратів.



**Б.Г.Болілий, аспірант**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **МОДЕЛІ ТА ЇХ ВИКОРИСТАННЯ В РОЗРАХУНКАХ МАШИН ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ**

Машина будівельної індустрії, як правило, відносяться до динамічних систем, розрахунок основних параметрів яких потребує визначення тої чи іншої математичної моделі. В загальному випадку моделі враховують інерційні, пружні та дисипативні властивості, як машин, так і оброблювального середовища. В рівняння руху загальної системи представляються ці властивості в дискретному або континуальному вигляді.

Вибір дискретної моделі або моделі з розподіленими параметрами є основною задачею при формуванні алгоритму та методик розрахунку машин динамічної дії. Другою задачею розрахунку являється прийняття закону зміни пружньо-інерційних та дисипативних властивостей машин. Крім цього задача ускладнюється тим, що робочі органи машин будівельної індустрії при виконанні тих чи інших технологічних операцій взаємодіють з оброблювальним середовищем, що мають іншу природу зміни властивостей, ніж машина. Особливість оброблювальних середовищ полягає в тому, що закони зміни їх властивостей є достатньо різними, оскільки в процесі їхньої обробки значно змінюються фізико-механічні характеристики і практично на всьому етапі технологічного процесу оброблювальне середовище, як модель, може різко змінюватись.

В роботі здійснені дослідження та зроблено аналіз для двох моделей змін дисипативних характеристик у вигляді частотозалежного і частотонезалежного розсіювання енергії на прикладі одномасової розрахункової схеми. Приведені зони зміни амплітуди коливань від частоти для вказаних двох моделей, та з'ясовано ступінь впливу пружно-інерційних і дисипативних властивостей на амплітуду коливань. Подальші дослідження дозволять розробити методіку розрахунку машин із оцінкою реального впливу оброблювальних середовищ.

УДК 621.86

**А.В. Запривода, аспірант**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **МОДЕЛЮВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ ВІБРОУСТАНОВКИ**

В роботі розглядається процес укладання бетонної суміші на горизонтальній поверхні за технологією каркасного-монолітного будівництва. Процес укладання передбачає застосування вібраційної установки для ущільнення із наступним етапом вибору обладнання для загладжування горизонтальної поверхні на прикладі підземних під будівлю поверхонь для улаштування гаражів. Поставленою задачею передбачалось вибір та обґрунтування фізичної та математичної моделі оброблювальної бетонної суміші, визначення рівнянь спільного руху віброустановки з середовищем, отримання аналітичних залежностей, що визначають закономірності зміни таких параметрів як амплітуда коливань та потужність приводу. Особливість віброустановки полягає в тому, що на поверхні робочого органу встановлено 2-3 вібратори. Тому в роботі була також розглянута задача синхронізації роботи вібраторів та забезпечення безвідривного режиму роботи. Така модель була опробувана і за результатами теоретичних та експериментальних досліджень була розроблена методіка розрахунку віброустановки.



Практична реалізація підтвердила достовірність вибраної моделі на основі розгляду оброблювального середовища системою з розподіленими параметрами, а робочий орган машини системою з дискретними параметрами та визначеною умовою самосинхронізації вібраторів.

УДК 66.9.033

**О.С. Дьяченко, аспірант**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИГОТУВАННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ І РОЗЧИНІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕФЕКТІВ ВІБРАЦІЇ**

В теперішній час розвиток промисловості України визначається процесами, пов'язаними зі створенням конкурентоздатного виробництва в різних галузях промисловості. Одним з актуальних аспектів розвитку будівельної індустрії є монолітно-каркасне будівництво, в якому велика роль приділяється приготуванню бетонних сумішей і розчинів.

Проведений аналіз засвідчив що одним із ефективних способів приготування бетонних сумішей є віброперемішування, яке здійснюється шляхом впливу на суміш механічних коливань. В результаті дії вібрації відбувається тимчасове руйнування структури матеріалу, яке супроводжується значним зниженням його ефективної в'язкості. Таким чином, вібрація розширяє можливості для більш ефективного перемішування частинок, внаслідок чого варто очікувати отримання більш однорідної суміші.

Найбільш універсальними, ефективними і економічними для приготування сумішей з різними структурно-реологічними властивостями, з точки зору питомих показників є віброзмішувачі у поєднанні з гравітаційною дією на матеріал що перемішується. Основними показниками для оцінки ефективності конструкції такого класу машин є: питома енергоємність, питома металоємність, відношенням між енерго- і металоємністю, а також ефективність вібраційної дії і інтенсивність змішування.

Аналіз експлуатації експериментальних зразків віброзмішувачів показав, що довговічність і надійність їх залежить від надійності з'єднувальних елементів, муфт, підшипникових вузлів і конструкцій пружних зв'язків.

Виконаний в роботі аналіз підтверджує перспективність поєднання вібраційної і гравітаційної дій послідовність яких потребує проведення спеціальних досліджень, визначення основних характеристик і показників, які впливають на ефективність перемішування, а також розробити методику їх розрахунку та запропонувати вдосконалені конструкції віброзмішувачів.



**СЕКЦІЯ 6.**

**РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОБРОБКИ БУДІВЕЛЬНИХ  
МАТЕРІАЛІВ І КОНСТРУКЦІЙ**





**В.Б. Струтинський, д.т.н., проф.,  
О.В. Колот, О.Я. Юрчишин, к.т.н., доц.**

*Національний технічний університет України «КПІ»*

## **ЕФЕКТИВНЕ ОБЛАДНАННЯ НА ОСНОВІ ВЕРСТАТА-ГЕКСАПОДА ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ В ОСОБЛИВИХ УМОВАХ**

Металорізальні верстати з паралельними кінематичними зв'язками (верстати-гексаподи) мають низьку матеріалоемність і незначне енергоспоживання. Вони рекомендуються для обробки деталей в особливих умовах за межами цеху машинобудівного виробництва. Верстати з паралельними кінематичними зв'язками мають виконавчий орган, який переміщується в просторі за допомогою стрижневої структури, що включає шість штанг змінної довжини. Незначна маса структури дозволяє її транспортування і встановлення в необхідному місці. Немає потреби у встановленні несучої системи верстата на фундаменті, точного виставлення системи та спеціального закріплення. Можлива зміна розмірів стрижнів несучої системи. При цьому в широких межах регулюється робочий простір верстата.

Недоліком верстатів-гексаподів є низька статична і динамічна жорсткість, схильність до виникнення вібрацій та інших негативних динамічних процесів. Погіршення показників динамічної якості спостерігається при збільшенні робочого простору та початкової довжини штанг верстата.

Для підвищення точності верстатів запропоновано здійснити фіксацію робочого органу безпосередньо на об'єкті, який обробляється. Для цього використано спеціальний схват. Шпindelна головка має можливість обмеженого переміщення відносно виконавчого органу. Цим забезпечується інструментальна обробка деталей по трьом координатам.

Запропоновані спеціальні алгоритми системи ЧПК по підвищенню точності обробки на верстатах-гексаподах. Вони полягають у введенні векторних зворотних зв'язків у систему ЧПК верстата по взаємному положенню інструменту та оброблюваної деталі. Для виміру взаємного положення інструменту та деталі служить спеціальна система вимірів. Введення зв'язків у 5 ... 10 разів підвищує точність обробки. Це забезпечує можливість обробки деталей в особливих умовах.

Основним методом обробки планується високоточна механічна обробка (6..9 класів точності). Для механічної обробки об'єкта пропонуються шпindelні головки із одним або декількома шпindelями, призначеними для установки інструментів: дискових пил, фрез, свердел, мітчиків та інших. Можливе використання щіток та голкофрез для очищення поверхонь.

В якості можливих пристроїв механічної обробки пропонуються роботомеханічні пристрої типу автоматизованих ключів, викруток, поворотних лещат. Можливе застосування гідрофікованих пресових пристроїв для видавлювання, гнуття та різання, прошивки отворів, тощо.

Пропонуються до застосування різноманітні пристрої для реалізації інженерно-фізичних методів обробки. Зокрема, різакі газові, різакі плазмові, різакі лазерні, зварювальні апарати для точкового зварювання, газового та електрозварювання.

Всі пристрої є комплектними і можуть змінюватись автоматично. Обробка супроводжується відеоспостереженням зони різання. Встановлення якісних показників оброблених поверхонь здійснюється дистанційно. Для цього застосовується лазерний сканер, що забезпечує побудову твердотільної моделі обробленої деталі. Можливий контроль поверхонь калібрами або спеціальними пристосуваннями.



## **ІННОВАЦІЙНІ МЕХАТРОННІ ПРОСТОРОВІ СИСТЕМИ ПРИВОДІВ ДЛЯ МАНІПУЛЮВАННЯ ОБ'ЄКТАМИ МАШИНОБУДУВАННЯ**

Просторові системи приводів є основою прогресивного технологічного обладнання. Реалізовані маніпулятори, прогресивні конструкції промислових роботів, вимірювальні системи та інші пристрої.

Розроблені основні положення теорії проектування просторових систем приводів. В основу розробки покладено принцип створення принципово нових (інноваційних) систем, які дають суттєвий ріст якісних властивостей обладнання і позитивний технологічний та економічний ефект. Інноваційні мехатронні просторові системи приводів побудовані на основі запропонованої концепції, що реалізує нові підходи до проектування просторових механізмів. Перший підхід відповідає використанню комплектних приводів у вигляді пневмоциліндрів з'єднаних шарнірами агрегатованих з лінійними або просторовими приводами мікропереміщень. Другий підхід використовує деформовані приводи сильфонного типу або шлангові пневмодвигуни (пневмом'язи) з'єднані шарнірами або безшарнірні. Третій підхід використовує мехатронні безшарнірні приводи на основі сплавів з пам'яттю форми.

Реалізація інноваційних мехатронних просторових систем здійснена з використанням спеціально розробленої принципово-нової елементної бази. Вона включає сферичні шарніри рідинного тертя гідростатичні та аеростатичні. Запропоновано ряд пристроїв, що використовують в якості робочого тіла, феромагнітну рідину. Пристрої включають широкодіапазонні магнітні сферичні шарніри, демпфери рідинного тертя, інерційні гідродинамічні двигуни для переміщення просторових систем приводів. Проведені дослідження робочих процесів в елементах просторових систем приводів. Визначені особливості гідродинаміки робочого середовища в регульованих сферичних шарнірах рідинного тертя. Встановлена наявність розвинених струменевих течій в щілинах шарнірів рідинного тертя. Показано, що в області течії мають місце застійні області з критичними точками. Запропоновані засоби для ціле направлено впливу та процес течії, зокрема, керування положенням застійних областей із зміною розподілу тиску в щілині, а відповідно і регулюванням опорних реакцій шарнірів.

Розроблена теорія проектування просторових систем приводів включає синтез схемних рішень систем з теоретичним аналізом, твердотільним моделюванням та фізичним макетуванням. Запропоновані методи розрахунку параметрів є основою для створення конструктивних рішень систем приводів та їх елементів. Теорія проектування включає методи оцінки якісних показників систем приводів. Зокрема, запропонована оцінка точності систем на основі теорії нечітких множин.

Забезпечення необхідних статичних і динамічних характеристик просторових систем приводів здійснюється з використанням розроблених рекомендацій, математичного моделювання та застосування запропонованих алгоритмів інтелектуального блока керування мехатронної системи.

Проведено проектування, виготовлення і апробацію широкої гами дослідних зразків інноваційних просторових систем приводів підтвердило обґрунтованість основних положень розробленої теорії проектування та ефективність розроблених конструктивних рішень.



## **ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ В ЗОНІ РІЗАННЯ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ АЛМАЗНОГО КРУГА**

Не зупиняючись на ролі прогнозування динаміки температурних полів і зношування для створення і раціональної експлуатації алмазних інструментів, відмітимо важливі, з нашої точки зору, аспекти. Композиційні алмазовмісні матеріали (КАМ) виготовляють методами порошкової металургії шляхом пресування брикетів з суміші алмазів і порошкових матеріалів (у нашому випадку порошки заліза, міді, нікелю, олова і дибориду хрому) з наступним їх спіканням тим чи іншим методом. Ці матеріали мають відповідати усім вимогам щодо службових і експлуатаційних властивостей. При цьому теплофізичне і механічні властивості металевої зв'язки суттєво відрізняються від аналогічних властивостей алмазів і корпусу круга. Ці фактори впливають на температурний стан і зносостійкість КАМ в процесі роботи інструменту.

Особливістю постановки задачі теплопровідності є те, що враховується нагрівання круга за рахунок тертя і охолодження, а гранична умова третього роду на поверхні круга подається в рухомій системі координат. Її розв'язок одержано у вигляді суми розв'язків двох початково-крайових задач, причому розв'язок однієї з них виражається через введені спеціальні функції, пов'язані з функціями Бесселя від комплексної змінної. Показано, що температурне поле круга істотно залежить від радіальної координати і теплопровідності алмазів. При використанні в композитах алмазів, у яких значення коефіцієнта теплопровідності зростає від 146 до 500 Вт/(м·°C) відбувається суттєве знижується контактної температури. Подальше збільшення цього коефіцієнта вже не справляє такого впливу, хоча й зумовлює зниження температури. Виявлено, що зона з істотною зміною температури обмежується зв'язкою і шаром алмазів. При дослідженні залежності контактної температури від часу виявлено її зростання на початку процесу різання, причому температура при розрізанні граніту кругом з розроблених КАМ в 1,5 рази нижча температури при різанні серійним кругом. Встановлено, що зі збільшенням відносного значення коефіцієнта теплообміну з 1 до 5 кВт/(м<sup>2</sup>·°C) знижується контактна температура. Водночас температура круга знижується зі збільшенням концентрації алмазів у композиції з 25 до 50 % і зернистості з 315/250 до 500/400. Температура на робочій поверхні круга поза контактом з породою нижча від температури всередині алмазовмісного шару, де акумулюється теплота внаслідок меншого значення коефіцієнта теплопровідності. Ця обставина особливо впливає на температурні напруження у КАМ, що може призвести до зміни їх властивостей. Отримані результати показали, що знос кругів залежить як від складу КАМ, так і технологічних режимів гарячого допресування композиту. Так, за однакової концентрації і зернистості алмазів зносостійкість круга з розроблених КАМ в 2 рази перевищує зносостійкість серійного круга. Виявлено, що за оптимізації складу КАМ та технологічних режимів їх одержання зносостійкість алмазних кругів під час різання граніту в умовах великих навантажень можливо підвищити більше 3 разів. Доведено, що при розробленні КАМ використання алмазних зерен, коефіцієнт теплопровідності яких підвищується від 146 до 500 Вт/(м·°C) приводить до значного підвищення зносостійкості алмазного відрізного сегментного круга. Показано також, що зносостійкість інструмента залежить від концентрації та зернистості алмазів, швидкості поздовжньої подачі, діаметра круга, швидкості різання та відносного коефіцієнта теплообміну. Визначено характеристики алмазовмісного шару та режими різання граніту, які забезпечили мінімальний знос композиту навіть при різанні граніту в екстремальних ситуаціях без охолодження.



## НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН МЕТАЛЕВОЇ ЗВ'ЯЗКИ В ОКОЛІ АЛМАЗНОГО ЗЕРНА ПРИ РІЗАННІ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

Композиційні алмазовмісні матеріали (КАМ) на основі багатокомпонентних металевих зв'язок мають нелінійні властивості. Фізико-механічні властивості таких композитів суттєво залежать від об'ємного вмісту компонентів, їх фізичних і мікрогеометричних характеристик, технологічних режимів одержання та умов експлуатації. Окрім того, в умовах роботи інструментів з цих КАМ пружні деформації (радіальні і дотичні), а також деформації зсуву можуть спричинити руйнування перехідної зони алмаз–металева зв'язка за механізмом інтенсивного розтріскування, що зумовлює передчасне випадіння алмазів зі зв'язки композита та його зношення. На сьогодні не існує рішень, які враховують наведені фактори. Для створення таких КАМ із заданим комплексом фізико-механічних властивостей та їх використання в алмазних відрізних кругах, канатних пилах, шліфувальних та інших інструментах науковцям вкрай необхідна інформація про напружено-деформований стан зв'язки в оточенні алмаза з урахуванням деформацій в усіх напрямках, а також деформацій зсуву.

Задача визначення переміщень алмазного зерна і напружено-стану зв'язки в його оточенні зводиться до рішення системи рівнянь в частинних похідних, що задовольняють рівняння рівноваги, умови спряження на границі алмаз–зв'язка та граничні умови відсутності навантаження поза зерном. Розв'язок цієї задачі знайдений як сума трьох задач. Перша це задача про кручення алмазу під дією заданого моменту. Для її рішення знайдено розв'язок системи рівнянь в частинних похідних, які задовольняють інтегральним рівнянням статички та кінематичним умовам спряження на границі алмаз–зв'язка. Друга – це задача напружено-деформованого стану зв'язки при вдавлюванні в неї алмазного зерна силою  $F_x$ . Третя – це задача напружено-деформованого стану зв'язки при зрушенні алмазного зерна силою  $F_y$  при відсутності моментів як від зовнішніх, так і внутрішніх сил. Ці розв'язки знайдені в явному вигляді.

На основі одержаних розв'язків задачі про напружено-деформований стан КАМ встановлено, що радіальні напруження  $\sigma_r$  на границі поділу алмаз–металічна зв'язка під час різання граніту завтовшки  $H_p = 30$  мм алмазним відрізним кругом 1A1RSS/C2 320×3,0×12,0×32–AC160T 400/315–50–M6–14 (ГОСТ 22747–90) залежать від полярної координати  $\theta$ . В умовах високих навантажень в ділянках зв'язки при  $\theta = -\pi/2$  і  $\theta = \pi/2$  радіальні напруження досягають максимальних значень, що може спричинити передчасне руйнування перехідної зони алмаз–зв'язка та випадіння алмазних зерен під час роботи КАМ. Визначено, що при зменшенні  $\theta$   $\sigma_r$  спадають, залишаючись завжди стискуєчими, а напруження тангенціальні  $\sigma_\theta$  і дотичні  $\sigma_{\theta\theta}$  можуть змінювати знак. При збільшенні радіальної координати  $r$  від  $2,23 \cdot 10^{-4}$  до  $3,72 \cdot 10^{-4}$  мм значення  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$  і  $\sigma_{\theta\theta}$  зменшуються. За подальшого збільшення  $r$  компоненти тензора напружень зменшуються незначно. При підвищенні модуля зсуву зв'язки  $G$  напруження  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_r$  і  $\sigma_{\theta\theta}$  при всіх значеннях координати  $\theta$  зростають, що може спричинити передчасне руйнування перехідної зони за механізмом інтенсивного розтріскування та випадіння алмазів зі зв'язки. Аналіз отриманих даних вказує на те, що для поліпшення утримання алмазних зерен зв'язкою необхідно в перехідній зоні КАМ забезпечити оптимальні значення пружних характеристик. В цьому разі спостерігається зменшення кутових переміщень алмазного зерна в зв'язці в умовах роботи КАМ, що є важливим для підвищення їх зносостійкості.



**В.А. Мечник, д.т.н., ст. наук. співр.,  
М.О. Бондаренко, д.т.н.**

*Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України*

## **КОМПОЗИЦІЙНІ АЛМАЗОВМІСНІ МАТЕРІАЛИ ТА ІНСТРУМЕНТИ НА ЇХ ОСНОВІ ДЛЯ ПОТРЕБ БУДІВЕЛЬНОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

На сьогодні особливо актуальними є дослідження підвищення зносостійкості існуючих та створення нових композиційних алмазовмісних матеріалів (КАМ) з необхідним комплексом фізико-механічних властивостей. Закономірності структуроутворення в системі алмаз–(51Fe–32Cu–9Ni–8Sn) (тут і надалі склад композиції подано в % (мас.)) в процесі спікання в прес-формах у печі в середовищі водню впродовж 1 год. з наступним гарячим допресуванням досліджені раніше. Тоді як вплив технологічних параметрів гарячого пресування на структуру та властивості КАМ практично не досліджено. Тому можливість отримання таких КАМ гарячим пресуванням з поліпшеними властивостями вивчалася в роботі, метою якої було дослідити вплив температури спікання на процеси структуроутворення та фізико-механічні властивості КАМ алмаз–(51Fe–32Cu–9Ni–8Sn), отриманих гарячим пресуванням в інтервалі тиску 0,5–40 МПа. Спікання проводили методом гарячого пресування в інтервалі температур 20–600; 20–800; 20–900 і 20–1000 °С. Гаряче пресування проводили прямим пропусканням струму через графітові прес-форми в вакуумі.

Методом просвічувальної електронної мікроскопії (ПЕМ) виявлено, що при підвищенні температури гарячого пресування до 900 °С структура зразка металевої зв'язки в оточенні алмазного зерна складається з фаз Cu<sub>40,5</sub>Sn<sub>11</sub>, γ-Fe і Cu. Продовжуючи аналізувати процеси структуроутворення під час формування композиції при температурі 900 °С слід відзначити відсутність утворення крихких інтерметалідів Cu<sub>9</sub>NiSn<sub>3</sub> і Cu<sub>9</sub>NiSn порівняно з композицією, сформованою при температурі 800 °С. Суттєвою відмінністю структури металевої зв'язки зразка КАМ, одержаного при температурі 900 °С, від структури металевої зв'язки зразка КАМ, виготовленого при температурі 800 °С, є відсутність дефектів на міжфазних границях. У цьому випадку дефекти або заліковуються в умовах дії температури, розпадаючись на дислокаційні петлі, або зростають при напруженнях розтягу, випускаючи міжвузлові петлі. Слід відзначити, що характерною особливістю одержаних даних є відсутність графітових включень в структурі металевої зв'язки, які негативно впливають на формування механічних властивостей КАМ, включаючи і зносостійкість. Основною відмінністю структури зразка КАМ, одержаного за температури 1000 °С, від структури зразків КАМ, виготовлених при більш низьких температурах (800 і 900 °С), є повна відсутність дефектів, несучільностей і пор як на границі поділу алмаз–металева зв'язка, так і на міжфазних границях в металевій зв'язці композиту.

Механічні властивості зразків КАМ залежать як від способу спікання, так і технологічних параметрів їх одержання. Так, при збільшенні тиску гарячого пресування від 20 до 40 МПа та підвищенні температури спікання від 800 до 1000 °С спостерігається незначне підвищення мікротвердості металевої зв'язки у фазах Cu, α-Fe і γ-Fe. При цьому границя міцності під час стиснення одержаних зразків майже не змінюється, а границя міцності під час стиску зростає від 720 до 810 МПа, що є основною причиною підвищення їх зносостійкості. Міцність на згин і зносостійкість зразків КАМ, отриманих гарячим пресуванням, в 1,2 і 2,7 рази вищі відповідно, ніж при спіканні в прес-формах в печі з наступним гарячим допресуванням.

Таким чином, застосування гарячого пресування дозволяє отримати КАМ для каменеобробної промисловості зі значно кращими фізико-механічними властивостями, ніж аналогічні КАМ, виготовлені спіканням в прес-формах в печі з наступним гарячим допресуванням.



**К.О. Бєліков, асистент, О.С. Ганпанцурова, к.т.н., доц.,  
О.П. Губарев, д.т.н., проф., А.В. Кузнєцов, студент**

*Національний технічний університет України «КПІ»*

## **АНАЛІЗ ВПЛИВУ КОМПОНОВКИ ВУЗЛІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООВОГО ГІДРОПРИВОДУ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ПРИЙМАЧА ГЕЛІОСТАНЦІЇ**

Точність і швидкість позиціонування сонячних панелей та теплових колекторів відносно сонця обумовлюються компоновкою та характеристиками приводів позиціонування, структурою системи керування та алгоритмом роботи. Для багатомодульного теплового гідроприводу позиціонування алгоритм роботи закладено в конструкцію привода, при цьому керування положенням вихідної ланки (приймача) відбувається за різницею рівнів інсоляції на кожен з модулів. Вихідні характеристики теплового гідроприводу формуються відповідно співвідношень між вхідними енергетичними потоками, конструктивними параметрами елементів та умовами експлуатації. Швидкодія привода обумовлена рівнем вхідної енергії, кінематикою передачі руху від окремого модуля до приймача та взаємодією модулів між собою.

Були розглянуті схеми компоновки для дво- та багатомодульного виконання привода з різними передатними механізмами. Однією із функцій передатного механізму є фіксація приймача у стаціонарному положенні за відсутності інсоляції та повернення приймача у вихідне положення після завершення денного циклу. Були розглянуті схеми з важільним виконанням передачі, для дво- та тримодульного привода, передачею крутного моменту через похилий диск і кулісний механізм. В якості механізму повернення у вихідне положення використовується система механічних пружин. Це обумовлює зростання навантаження на вихідну ланку модуля теплового гідроприводу щонайменше в два рази, відносно корисного навантаження з боку приймача – 5...20% ваги приймача.

Для варіантів кінематичних схем були проведені серії модельних експериментів. Було встановлено, що для двомодульного теплового гідроприводу з важільною передачею та передачею через похилий диск, приріст навантаження на вихідну ланку модуля пропорційний приросту переміщення. При цьому переміщення вихідної ланки модуля та кут повороту приймача зменшуються в 2 рази при рівних співвідношеннях довжин плечей та жорсткості пружин. Швидкодія привода обумовлена термодинамічними характеристиками модулів та рівнем інсоляції. Точність позиціонування приймача за такою схемою становить до 45°.

При виконанні кінематичної передачі у вигляді похилого диску приріст навантаження на вихідну ланку активного модуля складається із суми деформацій пружин, які встановлені на вихідних ланках модулів. При цьому збільшення кількості модулів призводить до росту навантаження на активний модуль і зниження чутливості передачі до переміщень вихідної ланки модуля. Точність позиціонування приймача з використання похилого диску складає: 10-30° - без пружин; 20-40° - із системою пружин.

Виконання привода за схемою з кулісним механізмом дозволяє сумістити переваги важільної передачі та взаємодії через похилий диск. Приріст навантаження на штовхач обумовлюється співвідношенням довжин плечей куліси та радіусом плаваючого диску і може бути зменшений на 50% порівняно з важільною схемою. На відміну від схеми з похилим диском збільшення кількості модулів не впливає на приріст навантаження. Це дозволяє забезпечити точність позиціонування приймача до 5-15° без збільшення кількості модулів.



## **ОСОБЛИВОСТІ ОЦІНКИ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ГІДРОПРИВОДУ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ ДІЄЮ ПРИСТРОЇВ**

Аналіз практичних систем промислового гідроприводу показав, що більшість з них мають доволі складні робочі цикли з великою кількістю виконавчих пристроїв (20-100) та паралельною структурою. Під паралельною структурою мається на увазі розгалуження робочого циклу на паралельні гілки виконання послідовності експлуатаційних операцій, які спрацьовують одночасно. Наявність паралельних гілок призводить до значного ускладнення визначення рівня енергоспоживання системи за рахунок того, що кожна гілка складається з приводів, які мають різну потужність та приводів однакової потужності, але які працюють на різних витратах та тисках. Додаткове ускладнення виникає за рахунок різної кількості та тривалості тактів в кожній гілці робочого циклу.

В загальному випадку ефективність представляє собою відношення корисного ефекту (результату) до витрат на його одержання. Ефективність гідравлічної системи, так само як і ефективність будь-якої іншої системи чи окремого апарату може визначатись в залежності від обраних критеріїв оцінювання ефективності. Для технічних систем, до яких відносяться і гідравлічні системи, прийнято розглядати питання ефективності з точки зору рівня енергетичного споживання, тобто зводиться до визначення енергетичної ефективності.

При розрахунку енергетичної ефективності постає питання отримання максимально точних значень корисної роботи та рівня енергоспоживання гідравлічної системи. Корисна робота системи може бути визначена через експлуатаційні характеристики виконавчих пристроїв з урахуванням особливостей пов'язаних з паралельною структурою системи. Затрачена енергія може бути розрахована по експлуатаційним характеристикам насосної станції з аналогічним врахуванням спільної роботи і взаємного впливу для систем з кількістю гідравлічних насосів 2 і більше. Тобто розрахунок енергетичної ефективності може бути зведений до моделювання окремо виконавчої частини гідравлічної системи і моделювання роботи насосної станції з подальшим їх порівнянням. Проте енергетична ефективність системи на даному етапі розвитку техніки не є визначальною з точки зору економіки роботи підприємств, які використовують гідравлічні системи в виробничому процесі, тобто не враховується велика кількість таких факторів і показників системи, як наприклад, економічні, технологічні, технічні тощо, які в значній мірі впливають на ефективність гідравлічної системи в цілому.

Таким чином, пропонується і є актуальним визначення енергетичної ефективності гідравлічної системи, яка б враховувала не тільки рівень енергоспоживання, а й економічну ефективність, тобто не лише витрату енергоносіїв, а й вартість обладнання, вартість експлуатації, обслуговування, ремонтів та інших експлуатаційних факторів роботи гідравлічної системи. Це необхідно, так як врахування лише рівня енергоспоживання системи без врахування вартості обладнання і витрат на експлуатацію може призвести до створення системи, сумарна вартість обладнання та її експлуатації не окуплять себе навіть за максимально можливий термін експлуатації. Тобто для порівняння між собою варіантів різних систем повинен бути запропонований критерій енергоефективності, за допомогою якого було би можливо прогнозувати ефективність систем на конкретний проміжок часу.



## **ВИЗНАЧЕННЯ СТАБІЛІЗОВАНОГО ЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ РІДИНИ ЗА ЗАДАНОЮ ЦИКЛОГРАМОЮ РОБОТИ СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДУ**

Одним із найсуттєвіших недоліків систем гідроприводу є вплив температури робочої рідини на зміну її реологічних властивостей, що призводить до нестабільності робочих параметрів та характеристик гідроприводу в цілому. Існують різні способи стабілізації температури робочої рідини, починаючи від спеціальних присадок, що покращують в'язкісно-температурну характеристику робочої рідини, і закінчуючи апаратними рішеннями, найпростішим з яких є установка теплообмінного апарату. Але на практиці для забезпечення ефективної роботи теплообмінника рекомендується його вибір здійснювати на основі експериментальних даних, які можуть бути отримані в ході експлуатації конкретної гідросистеми в заданому діапазоні експлуатаційних температур. На етапі ж проектування нової гідросистеми правильний вибір та розрахунок теплообмінних пристроїв є достатньо громіздкою задачею, особливо при експлуатації системи в широкому діапазоні температур та з декількома режимами роботи (наприклад, приводи мобільної техніки).

Авторами пропонується створення та застосування методики розрахунку параметрів гідроприводу з метою прогнозування часу стабілізації температури робочої рідини з врахуванням циклограми роботи системи та умов її експлуатації. Така методика буде корисна при визначенні робочих параметрів та проектуванні систем гідроприводів мобільних машин, експлуатація яких може відбуватись в широкому діапазоні зміни температури навколишнього середовища за відомими режимами експлуатації.

Методика розрахунку включає в себе наступні етапи.

Поелементний розподіл потужностей в системі з урахуванням циклограми роботи гідроприводу.

Виявлення потужності, що втрачається та переходить в тепло та складання рівняння теплового балансу в системі з урахуванням теплообміну з навколишнім середовищем.

Розрахунок швидкості зміни температури робочої рідини.

Розрахунок часу стабілізації температури робочої рідини.

Запропоновану розрахункову методику було апробовано для прогнозування часу стабілізації температури робочої рідини однорежимного гідроприводу стрічкового конвеєра та багаторежимної гідросистеми преса. За результатами проведених модельних та експериментальних досліджень було отримано залежності зміни температури робочої рідини в часі з урахуванням режиму експлуатації гідроприводу. Різниця між експериментальними та розрахунковими даними не перевищила 10% при визначенні температури.

Запропонована розрахункова модель дозволяє, в першому наближенні, прогнозувати час стабілізації температури робочої рідини з урахуванням циклограми роботи гідроприводу, температурних умов експлуатації, а також елементного складу гідравлічних ліній системи.





## **МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ ГІДРОПРИВОДУ З ПАРАЛЕЛЬНОЮ СТРУКТУРОЮ ПРОЦЕСУ ФУНКЦІОНУВАННЯ**

Системи промислового гідроприводу можуть мати як різну кількість виконавчих пристроїв, так і різні рівні складності робочого циклу. Всього, не тільки для гідроприводу, а й для механотронних систем виділяють 6 рівнів складності, починаючи з найпростіших з послідовним виконанням по одній операції в окремому такті до систем з паралельними і розгалуженими структурами. Власне моделювання останніх є однією з найскладніших задач, так як паралельні гілки логічно не пов'язані між собою, а мають лише зв'язок по точці входу в паралельну гілку та точку виходу з неї. Водночас рівень енергозабезпечення є загальним для всієї системи незалежно від рівня логічної складності, що створює певні труднощі при визначенні рівня енергоспоживання та енергоефективності такої системи в цілому.

Застосування традиційного підходу при визначенні рівня роботи та рівня енергоспоживання для систем з паралельною структурою може бути не виправданим через те, що він вимагає до початку моделювання проведення проектування системи. Тобто спочатку повинна бути розроблена гідравлічна схема з відповідним гідравлічним розрахунком та вибором гідравлічної апаратури, реалізована система керування гідравлічною системою та обрані можливі варіанти компоновки системи енергозабезпечення. Такий підхід вимагає великих витрат часу лише на проектування, не враховуючи часу для проведення подальшого моделювання. А якщо врахувати необхідність порівняння між собою декількох варіантів схемних рішень системи для однієї і тієї ж машини, ці витрати часу зростають в рази. Таким чином виникає необхідність проведення спрощеного моделювання гідравлічних систем з паралельною структурою без попереднього проведення проектування системи.

Для цього на початковому етапі пропонується розробити методику представлення робочого циклу гідравлічної системи з паралельною структурою у строковому вигляді. Це потрібно для можливості подальшого представлення в моделі системи з урахуванням специфіки роботи і типів виконавчих пристроїв.

Для представлення робочого циклу системи з паралельною структурою в строковому вигляді пропонується проводити розбивку на окремі цикли, один з яких буде основним (первинним), з якого починається і яким закінчується робочий цикл, а інші будуть додатковими (вторинними) і які будуть мати додаткові умови входу в паралельну гілку на початку та виходу з неї в кінці.

1. 1,2-4,n1,19-5-n4,1{20%},6-7,8,9,n5-17-n7,n8,1-n6,n9,n13,15-n15,n17,n1
2. (4,n1,19)-n19-10,13-n10-(n7,n8,1)
3. (1{30%}[2],n4,6)-18-n18-(n1[2],n15,n17)
4. 3-n3-(5)

В загальному випадку ефективність представляє собою відношення корисного ефекту (результату) до витрат на його одержання. Ефективність гідравлічної системи, так само як і ефективність будь-якої іншої системи чи окремого апарату може визначатись в залежності від обраних критеріїв оцінювання ефективності. Для технічних систем, до яких відносяться і гідравлічні системи, прийнято розглядати питання ефективності з точки зору рівня енергетичного споживання, тобто зводиться до визначення енергетичної ефективності.



**І.В. Ночніченко, к.т.н., ст.наук.сп.,  
О. В. Узунов, д.т.н., проф., О.С. Галецький, В.О. Сідлецький, студент**  
*НТУУ "Київський політехнічний інститут"*

## **ГІДРОДИНАМІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ТЕЧІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ КРИЗЬ ДРОСЕЛЬНІ ЩІЛИНИ ГІДРАВЛІЧНОГО ДЕМПФЕРА**

При проектуванні гідравлічних демпферів важливим є розуміння характеру гідродинамічних процесів у дросельних каналах та робочих камерах. Характеристика гідравлічного демпфера значною мірою визначається в'язкістю робочої рідини, гідродинамічними процесами, які супроводжуються локальним підвищенням температури, а також, при певних режимах роботи, порушенням суцільності потоку та розділенням рідини на дві фази. В сучасних високоефективних демпферах для покращення характеристик застосовують клапанно-дросельні вузли з адаптивними властивостями. Такі демпфери можуть застосовуватись у термостабільних штучних суглобах при протезуванні кінцівок.

Недостатність даних про гідродинамічні процеси в дросельних елементах пов'язана з складністю гідродинамічних процесів, складністю їх теоретичного опису, постановки та проведення експериментів, а також роботою дроселів у широкому діапазоні налаштувань, які впливають на характер процесів. Наприклад, при налаштуваннях дроселів, їх площа змінюється на два порядки - від  $0,785\text{мм}^2$  до  $0,00785\text{мм}^2$ .

Одним з напрямків дослідження робочих процесів у гідравлічних демпферах є постановка чисельних експериментів на основі використання сучасних програм моделювання.

В роботі використано пакет SolidWorks. Вирішувалась задача визначення структури та особливостей потоку робочої рідини в каліброваних отворах та поблизу стінок у дросельному вузлі демпфера з адаптивними властивостями для різних витрат, температур та режимів налаштування.

На основі чисельного моделювання проточної частини демпферу у адаптивному клапанно-дросельному вузлі визначались картини течії, швидкості робочої рідини та розподілу тиску. Моделювання проводилось для різних робочих режимів роботи демпферу. У якості робочої рідини було вибрано мастило категорії H-L. Початкова температура  $20\text{ }^\circ\text{C}$ .

В результаті моделювання отримані лінії току робочої рідини, значення швидкості та тиску в перерізах дроселю. Аналіз отриманих даних показав, що на виході з клапанно-дросельного вузла утворюється вихор, який звужує прохідну частину вихідного каналу, після чого має місце розширення потоку. Визначено також, що при зміні поперечного перерізу дроселю в потоці спостерігається локальне пониження тиску, що породжує турбулентність потоку. Цей факт свідчить про можливу некоректність результатів при розрахунках параметрів цієї області за відомими аналітичними залежностями без їх уточнення. В наступних перерізах дроселю зменшення площі провокує взаємодію вихорів між собою, що суттєво змінює робочі характеристики демпфера.

В подальших дослідженнях для перевірки коректності результатів моделювання і оцінювання ступеню їх адекватності планується проведення експериментів за допомогою фізичної моделі клапанно-дросельного вузла.



## **ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД З ПРОГРАМНО КЕРОВАНИМ ДОЗУВАННЯМ РОБОЧОЇ РІДИНИ**

Тенденція суттєвого здороження енергоресурсів підвищує вимоги до енергоефективності гідравлічних виконавчих пристроїв промислового обладнання та мобільних машин. Ще одна сучасна тенденція – скорочення життєвого циклу продукції, призводить до необхідності підвищення гнучкості керування такими приводами. В той же час, більшість гідравлічних приводів, які використовуються, мають низьку енергоефективність та потребують значний час для їх налаштування на потрібний технологічний процес. В результаті витрачається значна кількість енергоресурсів та багато часу для налаштування приводів для виробництва оновленої продукції.

Причинами низької енергоефективності гідравлічних позиційних приводів є використання енерговитратного дросельного принципу управління і відсутність раціональних технічних рішень на основі більш ефективного об'ємного способу управління. Останнє обумовлено значними технічними складнощами узгодження приводу з керуючим пристроєм при регулюванні подачі об'ємних машин.

В розробленому пневмогідравлічному приводі підвищення енергоефективності досягається шляхом використання об'ємного принципу управління в поєднанні з керуванням від контролера або комп'ютера. Об'ємний принцип управління реалізується шляхом подачі в активну порожнину гідравлічного циліндра порцій робочої рідини, сформованих пневмогідравлічним дозатором. Управління дозатором забезпечується від контролера через електричний підсилювач за допомогою двопозиційного пневморозподільника з електричним керуванням. Напрямок руху штока задається трьох позиційним гідравлічним розподільником. Функціональна складність приводу і складність узгодження динамічних процесів в ньому обумовила необхідність математичного моделювання робочих процесів. При розробці моделі використано циклічно-модульний підхід, що дозволило скоротити терміни її побудови і спростити налаштування. Проведені модельні дослідження підтвердили працездатність приводу, а також дозволили отримати закономірності взаємозв'язку параметрів пневмогідравлічного дозатора та приводу з частотою подачі порцій робочої рідини, швидкодією, швидкістю руху штока, зусиллям на штоку і точністю позиціонування.

Результати експериментальних досліджень дозволили підтвердити адекватність математичної моделі та підтвердити виконання приводом функції позиціонування без зворотного зв'язку по положенню штока, але встановлено, що прийнятна точність забезпечується лише в діапазоні переміщень до 2мм і відсутності навантаження. В той же час, для більшого діапазону переміщень та при навантаженні приводу його точність суттєво зменшується. Наприклад, при збільшенні навантаження на 43%, точність зменшується на 9%. Також при збільшенні об'єму активної порожнини гідравлічного циліндра на 56% точність виходу в задану позицію зменшується на 10%. Однак принцип роботи розробленого приводу і програмне керування дозволили зменшити похибку позиціонування до величини меншої дискретності позиціонування для всього робочого ходу і в широкому діапазоні навантажень. Це досягнуто шляхом використання розробленої математичної моделі для прогнозування похибки в заданих умовах і режимах роботи приводу і її врахування при формуванні сигналу керування для відпрацювання програми позиціонування штока.

Порівняння енергетичних характеристик розробленого приводу з розрахунковими енергетичними характеристиками типових приводів на основі об'ємного і дросельного принципів управління підтвердило підвищення енергетичної ефективності в порівнянні з приводами на основі дросельного принципу управління.



А.М. Муращенко, асистент,  
О.М. Яхно, д.т.н., проф.,  
О.П. Губарев, д.т.н., проф.,

НТУУ "Київський політехнічний інститут"

## НАБЛИЖЕНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИ НЕУСТАЛЕНИХ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМАХ В КАНАЛАХ МОБІЛЬНОГО ПРИВОДУ

Гідравлічні приводи в авіаційній, автомобільній, судноплавній техніці працюють в неусталеному температурному режимі, який може швидкоплинно змінюватися (за десятки хвилин), в діапазоні від  $-60^{\circ}\text{C}$  до  $+120^{\circ}\text{C}$ , прогнозування їх спрацювання є важливим завданням при їх проектуванні.

Значення параметрів в'язкості робочої рідини, наприклад, при пусковому моменті роботи гідроприводу ковша вантажопідійомної техніки, авіаційних приводів керування елементами крила літака, шасі і т.п., в каналах гідроприводів на вході та на виході відрізняються в сотні разів, що необхідно враховувати при гідравлічних розрахунках. Запропоновано наближений метод, який відрізняється від відомих методів ступеневим розбиттям гідравлічного каналу на ділянки, з подальшим визначенням та присвоєнням значення температури рідини від входу до виходу каналу, що дає змогу розрахувати значення температури рідини на виході з каналу та визначити час стабілізації швидкості, при перехідних неізотермічних процесах роботи гідроприводу.

Моделювання процесу стабілізації швидкості рідини  $U_{ст}$  для умов охолодження (нагріву), вздовж каналу та в часі в залежності від температури робочої рідини, визначається процесом витіснення охолодженої (нагрітої) рідини (рис.1). Враховано наступні умови при температурі робочої рідини на вході в канал  $T_0$ :  $c_{p0}$ ,  $\rho_0$ ,  $\lambda_0$ ,  $\nu_0$ ; при температурі робочої рідини в каналі на  $i$ -мії ділянці за ступеневим розподілом вздовж каналу  $T_i$ :  $c_{pi}$ ,  $\rho_i$ ,  $\lambda_i$ ,  $\nu_i$ ;  $\Delta p$  – перепад тиску; довжина ділянки каналу –  $l_i$ , діаметр каналу –  $d$ ,  $c_p$  – теплоємність робочої рідини,  $\rho$  – густина робочої рідини,  $\nu$  – в'язкість,  $\lambda$  – коефіцієнт тепловіддачі, час виходу  $t_i$  приводу на стабільні значення швидкості руху рідини в перехідних процесах з урахуванням зміни значення температури  $U_i=f(T_i)$ .

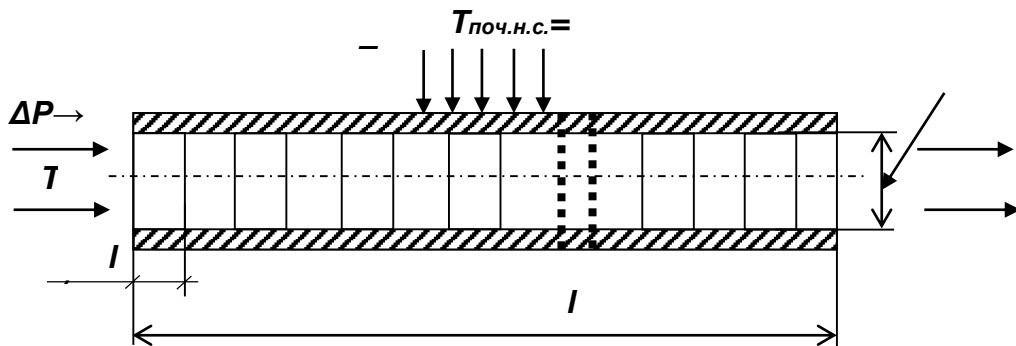


Рис. 1. Розрахункова модель гідравлічного каналу

Завдяки запропонованій наближеній методиці розрахунку встановлено, що врахування змін в'язкості та густини робочої рідини в неусталених режимах з робочим діапазоном температур  $(-60 \dots +120)^{\circ}\text{C}$  обумовлює коливання енергетичної ефективності гідроприводу в межах 2-14%, що встановлює межі підвищення експлуатаційної ефективності.



## **ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА ХАРАКТЕРИСТИК УЛЬТРАЗВУКОВОГО КАВІТАЦІЙНОГО ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СЕРЕДОВИЩ**

Процес кавітації обумовлений різкою змінною характеристик поля швидкостей і тисків порожнин технологічного середовища (вода, суспензія, емульсія та ін. рідинні середовища), а утворення кавітаційних бульбашок відбувається при локальному падінні тиску нижче деякого критичного значення, яке відповідає порогу кавітації. Отже, ключовим параметром зародження та розвитку кавітації є тиск, який істотно залежить від фізичного стану рідини.

В даній роботі висувається ідея розгляду контактної зони взаємодії системи «кавітаційний апарат – технологічне середовище» на основі визначення рівноваги силового тиску апарату і напружень, виникаючих в оточенні бульбашки, з розглядом моделі рідини, як системи з розподіленими параметрами.

Такий підхід дає можливість розкрити фізичну сутність взаємодії і визначити основні параметри кавітаційного процесу обробки технологічних середовищ.

Складені рівняння руху і їх вирішення за граничних умов взаємодії апарату і технологічного середовища, отримані аналітичні залежності для визначення тиску як в контактній зоні, так і в інших частинах технологічного середовища у напрямку розповсюдження хвиль.

Аналізом отриманих залежностей з'ясовано, що визначальними параметрами тиску є хвильовий опір, частота і амплітуда коливань, коефіцієнт дисипативного опору, співвідношення довжини хвилі до розміру технологічного середовища в напрямку віброакустичної дії. З'ясовано, що середня за період щільність (складова опору) певною мірою залежить від середнього за період індексу кавітації, як і стискуваність технологічного середовища.

Важливим параметром досліджуваного процесу є швидкість розповсюдження хвиль в середовищі, яка оцінює співвідношення пружних (модуль пружності середовища) та інерційних (щільність середовища) в загальному русі середовища.

Визначення швидкості розповсюдження хвиль в явному вигляді є складною задачею, однак опосередковано оцінити ефективність протікання процесу можна і за процедурою зміни таких параметрів, як час кінцевої стадії захоплення бульбашки, який в наближеному підході може бути оцінений формулою Релея в полі гідростатичного тиску, однак залежність Релея не враховує вплив газу, який завжди має місце в реальній бульбашці.

До важливих параметрів відноситься співвідношення тиску кавітації до періоду, який в розвинутій кавітаційній області змінюється в межах  $\frac{1}{4}$  –  $\frac{1}{2}$ .

В результаті здійснених досліджень визначена низка параметрів і характеристик технологічного середовища і акустичного поля при кавітації.



## **ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ПОЛІМЕРНО-АБРАЗИВНИХ ЩІТОК**

На теперішній час вся інформація про область застосування полімерно-абразивних щіток (ПАЩ) зводиться до наступних рекомендацій, а саме:

- фінішна обробка поверхонь, незалежно від того чи є вони плоскими, циліндричними, конічними або фігурними;
- обробка поверхонь, які мають різноманітні отвори, пази або виступи;
- видалення слідів інструменту, задирок, гострих країв, обробка високоміцних та в'язких металів;
- видалення тонких плівок окисів (очищення печатних плат без збільшення радіусів отворів та закупорювання отворів часточками шліфматеріалів);
- видалення задирок із зубців шестерень.

При чистовій декоративній обробці ПАЩ забезпечують більш контролюєму якість поверхні, що обробляється та відсутність дефектів. Висока еластичність ПАЩ виключає можливість переломів полімерно-абразивних волокон, що дозволяє застосовувати такий інструмент як в поєднанні з ручними машинами невеликої потужності так і в автоматизованих лініях. При використанні полімерно-абразивного інструменту в автоматизованих лініях знижуються вимоги до точності підведення інструменту до поверхні, яка обробляється, що дозволяє його застосовувати в робототехніці та верстатах з ЧПУ.

Полімерна основа волокон на відміну від іншого гнучкого еластичного та жорсткого абразивного інструменту не абсорбує охолоджуючих чи мастильних засобів, що дозволяє використовувати полімерно-абразивні щітки не тільки для роботи в сухих умовах, а й у вологих.

Однак виробники не вказують рекомендовану швидкість обертання ПАЩ для металевих та неметалевих поверхонь, а також величину натягу.

Отже визначення областей застосування ПАЩ в залежності від виду поверхні, яку обробляють є актуальним.

## **ОСОБЛИВОСТІ РІЗАННЯ НЕМЕТАЛЕВИХ МАТЕРІАЛІВ АБРАЗИВНИМИ АРМОВАНИМИ КРУГАМИ**

При виконанні тепломонтажних робіт різанню підлягають вогнетривкі вироби для отримання деталей потрібного профілю, в тому числі, половинок цегли та інших форм вогнетривких виробів. Наприклад, при будівництві водонагрівача доменної печі об'ємом 2700 м<sup>3</sup> у кожному з 610 рядів вогнетривкої цегли по 4...6 замкових цеглин підлягають конструктивному різанню по місцю, тобто більше 3000 штук. Потрібно відмітити, що до 95% кладки складає вогнетривка цегла і лише 5% - вогнетривкі блоки. Вироби із природного каміння, котрі поставляються на будівельний майданчик, повинні мати максимальну ступінь заводської готовності. Але без попередньої монтажної обробки на об'єкті обійтися неможливо, так як облицювальні плити поставляються у чітко визначених розмірах, але для їх встановлення у 30% випадків необхідно виконати відрізні операції. Крім того, на



будівельних об'єктах також доводиться виконувати роботи, пов'язані з усуненням дефектів продукції, таких як невідповідність геометричної форми, сколам, обломам, розтріскування плит.

Роботу абразивного круга розглядаємо як процес тертя та зносу двох абразивних тіл (кругу та породи). Знос круга виходить в результаті різання – царапання абразивних зерен, теплових та хімічних процесів, що проходять в зоні різання, а також від вдавлювання зерен в породу.

Робочій швидкості різання повинна відповідати певна подача. Якщо вона мала, то в зоні контакту відбувається накопичення тепла, що призводить до підвищеного зносу круга, появи задирок і кольорів мінливості на поверхні зрізу. З підвищенням продуктивності різання, тобто швидкості подачі, зносостійкість круга спочатку дещо зростає внаслідок викришування зерен із зв'язки, що викликано зростанням зусиль діючих на абразивне зерно, а потім зменшується. Зносостійкість круга також зменшується, якщо довжина різальної частини круга віднесена до усієї довжини його периферії, досить велика, оскільки період часу, впродовж якого відбувається охолодження інструменту, недостатній для видалення тепла, з акумульованого зв'язкою.

Визначення раціонального співвідношення між зносостійкістю круга і режимами його роботи - достатньо складне техніко-економічне завдання, яке вирішується експериментально залежно від умов експлуатації абразивних армованих кругів.

УДК 621.923

**В.В. Заметайло, к.т.н.**

*Государственный научно-технологический центр: «Новейшие материалы и технологии порошковой металлургии» при Институте проблем материаловедения НАН Украины, Киев.*

## **СОВРЕМЕННЫЕ СОСТОЯНИЕ ОБРАБОТКИ КАМНЯ В УКРАИНЕ**

Камнеобработка Украины в начале постсоветского периода базировалась на предприятиях Укрнерудпрома, расположенных в Житомире, Днепропетровске, Закарпатье, Киевской, Запорожской и Кировоградской областях, а также предприятиях местной промышленности крупных городов(завод «Гранит», г. Киев). Устаревшее оборудование этих акционированных заводов новые хозяева пытались заменить импортных за счет получения кредитов. Однако неэффективное хозяйствование не позволило выйти на современный уровень.

В этот период начали создаваться новые современные заводы среднего формата в виде СП с иностранными участниками и их капиталом. Они были организованы в Тернополе («Волхонтет-Банчи»), Днепропетровске («Беютага» и «Сиаль»), Кривом Роге («Комета»), Кременчуге («Владимир» и «Граниты Украины»), Черкассах («Рось»), Кировоградской обл. («Эльдгран»).

В основном регионе добычи камня Житомирской обл., пошли по пути создания массы мелких частичных предприятий. Их организовали больше 1000 и оснастили, в основном, самодельным кустарным, но зато дешевым, оборудованием.

Трудности в камнеобрабатываемой среде начались с 2008-2010г.г. когда, начала сказываться недобросовестная конкуренция и перепроизводство, а также развиваться импорт из Италии, Китая, Турции. Импортируемые крупногабаритные слябы имели оригинальную цветовую гаму и рисунок, а в Украине камня таких цветов нету.

В чем же усматриваются надежды на возрождение отрасли, которая, на первый взгляд, не требует капитальных вложений для своей реанимации и развития?

Имеющийся опыт организации добычи блоков Покостовского гранодиорита в Житомирской области показывает, что только привлечение заинтересованных инвесторов, создание СП, приобретение передовых зарубежных технологий и оборудования, освоение



новых неповрежденных месторождений для их последующей цивилизованной обработки позволит получить положительный результат и начать возрождение отрасли. Которая ранее считалась одной из наиболее перспективных в Украине и лидировавшей по количеству реальных рабочих мест.

УДК 621.293

**В.В. Шатохин, к.т.н., ст. науч. сотр.**

*Институт сверхтвердых материалов НАН Украины им. В.Н. Бакуля*

## **СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ АЛМАЗНЫХ ЗЕРЕН В МЕТАЛЛИЧЕСКИХ СВЯЗКАХ ДЛЯ ЭФФЕКТИВНОГО РЕЗАНИЯ ВЫСОКОАБРАЗИВНЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Как известно, основным регулирующим элементом при формировании алмазосодержащих композитов выступает матрица-связка. Путем изменения ее износостойкости и удерживающей способности можно обеспечить эксплуатацию инструмента в режиме самозатачивания. При этом решающее значение принадлежит прочности закрепления зерен в связке, так как известно, что прочность закрепления зерен в 1,5 раза больше влияет на стойкость, чем скорость износа матрицы.

Поэтому реальный путь регулирования прочности закрепления заключается в материаловедческих аспектах направленного регулирования удельной ударной вязкости металлической связки при сохранении существующего уровня других свойств а также создания активного промежуточного слоя между зерном и связкой (покрытия), обеспечивающего более прочную связь материала связки с алмазом.

Перспективы использования покрытий алмазных зерен заключаются в создании комплексного, износостойкого переходного слоя толщиной 0,5 мм и больше, имеющего развитую поверхность для лучшего закрепления в связке. При этом комплексность покрытий определяется как количеством слоев разного состава, так и многофункциональностью моношара.

В ИСМ НАН Украины им. В.Н. Бакуля разработана технология получения подобных композиционных покрытий единичного алмазного зерна на основе порошковых терморезистивных композиций Cu-Al-Ti, наполненных износостойкими материалами.

Результаты испытаний инструмента на металлической связке, оснащенного капсулированными алмазными зёрнами свидетельствуют о том, что применение капсулированных алмазных зерен для оснащения рабочего слоя камнерезущего инструмента сопровождается при прочих равных условиях увеличением его стойкости в 1,4 раза.

Таким образом, применение капсулированных алмазных зерен в сочетании технологическими и структурными методами повышения удерживающей способности металлических связок позволяют направленно регулировать прочность закрепления и значительно повысить эксплуатационные параметры алмазного камнерезного инструмента





## **ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ПЕРИФЕРІЙНИХ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПРИ РОЗРОБЦІ МІЦНИХ РОБОЧИХ СЕРЕДОВИЩ**

Як відомо підвищення ефективності робочих органів досягається, в основному, двома шляхами: перший – за рахунок збільшення динаміки процесу, тобто за допомогою підвищення швидкості взаємодії різального елемента з масивом ґрунту; другим шляхом є інтенсифікація високошвидкісних робочих органів за рахунок застосування в роботі ґрунторуйнівного обладнання різних способів навантаження робочого середовища, а саме: удару, вібрації та поєднання цих способів з високими швидкостями взаємодії ґрунторуйнюючого елемента з масивом ґрунту. Найбільш ефективним способом інтенсифікації процесу руйнування ґрунту є поєднання вібрації і удару. Невирішеною проблемою в динамічному руйнуванні ґрунтів є врахування кінематичних особливостей та технології проведення робіт високошвидкісними периферійними та торцевими робочими органами.

Особливістю робочих процесів торцевих і периферійних робочих органів для руйнування будівельних матеріалів і конструкцій є складна траєкторія різання. Вона формується з відносної швидкості (колової швидкості, що виникає внаслідок обертання різальних елементів відносно осі приводного вала) і переносної швидкості (швидкості подачі), при якій робочий орган поступально пересувається у напрямку швидкості подачі. При цьому абсолютна швидкість різання є змінною, як за модулем, так і за напрямком, внаслідок того, що кут між векторами відносної і переносної швидкостей є змінним параметром в робочому процесі інструмента.

При цьому геометричні параметри робочого процесу (такі як глибина різання та площа контакту різальних елементів з робочим середовищем) визначаються по-різному в залежності від технології роботи робочого органа. Так можна розрізнити два види робочих органів: периферійний і торцевий. До периферійних робочих органів відносяться робочі органи у яких твірна робочої поверхні робочого середовища паралельна осі обертання робочого органа. Торцеві робочі органи в свою чергу поділяються на торцевий орган першого і другого типів. Загальною характеристикою торцевих робочих органів є те, що твірна робочої поверхні робочого середовища перпендикулярна до осі обертання робочого органа. При цьому у торцевого робочого органа першого типу швидкість подачі перпендикулярна до осі обертання робочого органа, а у торцевого робочого органа другого типу вона паралельна цій осі. Треба відзначити, що формування геометричних і кінематичних параметрів розробки робочого середовища у периферійних робочих органів і торцевих робочих органів першого типу ідентичне.

Провівши аналіз залежностей слід зазначити, що технологічні особливості роботи високошвидкісних робочих органів мають значний вплив на визначення сил різання ґрунтів завдяки особливостям розрахунків глибини різання для периферійних та торцевих робочих органів.



**В.П. Рашківський<sup>1</sup>, к.т.н., доц.,  
В.М. Гавалешко<sup>2</sup>, асистент**

*<sup>1</sup>Київський національний університет будівництва і архітектури*

*<sup>2</sup>Чернівецький національний університет імені Юрія Федьковича*

## **АНАЛІЗ СУЧАСНОГО РІВНЯ МЕХАНІЗАЦІЇ РУЧНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ НА БУДІВНИЦТВІ**

Будівництво в Україні – це галузь, яка постійно змінюється та адаптується під сучасні вимоги споживача. Ринкова конкурентоздатність в основному полягає в зменшенні вартісних показників будівельного об'єкта без втрати якості робіт. Основним чинником, що впливає на якість робіт та скорочення строків будівництва є рівень механізації ручних технологічних процесів.

Мета роботи – проаналізувати основні технології зведення будівель та споруд для визначення потенційних напрямків доцільного підвищення їх механізації.

Аналіз сучасних технологій зведення будівель дозволяє зробити висновок, що зокрема темпи зведення залежать від основної машини, що виконує найбільш складні завдання на будівельному майданчику. Як правило, такі машини виконують обмежений перелік монтажних функцій та використовуються для окремого технологічного процесу зведення.

Проф. Тонкачєєвим Г.М. запропонований дещо інший підхід до формування механізованих пристроїв та пристосувань. А саме, пропонується використовувати багатофункціональні технологічні модулі, які здатні, при певному переналаштуванні, виконувати широкий спектр завдань.

Проф. Черненко В.К. розроблено цілий ряд високоекономічних методів зведення будівель, серед яких особливу цікавість представляє метод підрощування конструкцій. Такий метод дозволяє виконувати будівельні роботи в стиснених умовах.

Акторським колективом створено конструкцію вертикально крокуючого модуля у вигляді мобільного заводу, що крок за кроком виконує зведення будівлі, підрощуючи опорний каркас будівлі під собою та розроблено методіку зведення будівлі з використанням такого модуля.

Таким чином, при проведенні аналізу сучасного рівня механізації ручних технологічних процесів на будівництві, було визначено перспективний напрямок розробки багатофункціональних механізованих модулів для їх використання на будмайданчиках.



**А.Ф. Луговской, д.т.н., проф.,  
А.И. Зилинский, ассистент**

*Национальный технический университет Украины «КПИ»*

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФИЛЬТРАЦИИ В УЛЬТРАЗВУКОВОМ ПОЛЕ ПОВЫШЕННОЙ ИНТЕНСИВНОСТИ**

Фильтрация технических жидкостей обеспечивает надежность и качество работы гидросистем и эффективность многих технологических процессов. Традиционно проблемы фильтрации жидкостей решаются с помощью центробежных фильтров, фильтров с сетчатыми или пористыми перегородками, фильтрами, создающими высокие относительные скорости перемещения фильтрующей перегородки и загрязненной жидкости, например, за счет быстрого вращения в жидкости цилиндрической фильтровальной перегородки.

Процесс очистки жидкостей возможно значительно интенсифицировать реализовав на фильтрующей перегородке или в зоне фильтроэлемента колебательный процесс. Улучшение качества и скорости очистки достигается за счет значительного снижения фильтрационного сопротивления, за счет разрушения кавитацией осадка и создания эффекта, так называемой, «пьяной» частицы, препятствующего проникновению колеблющейся частицы загрязнения в поры фильтровальной перегородки.

Для получения закона движения частицы загрязнителя в ультразвуковом поле нужно провести анализ роста парогазового пузырька. Для описания динамики движения парогазового пузырька, была использована сферическая модель, предложенная Релеем, и дополненная рядом известных учёных. Для моделирования процесса фильтрации в ультразвуковом поле была использована модель предложенная Херрингом-Флинном.

Анализ результатов моделирования показал, что в момент схлопывания парогазового пузырька частичке загрязнителя сообщается скорость, величина которой приближается к значению скорости звука. При сферическом схлопывании или пульсации кавитационного пузырька частицам загрязнителя сообщается скорость, направление которой в основном не совпадает с направлением потока жидкости через фильтровальную перегородку, что резко снижает вероятность прохождения частицы через поры перегородки.

В механико-машиностроительном институте НТУУ «КПИ» осуществляется разработка и исследование конструкции проточного ультразвукового кавитационного фильтра, который реализует указанную модель фильтрации. Конструкция ультразвукового кавитационного фильтра защищена патентами Украины.



## **МАШИНА ДЛЯ ФРЕЗЕРУВАННЯ ТВЕРДИХ ПОКРИТТІВ**

Автомобільна дорога - це комплекс складних та дорогих інженерних споруд, без яких не може працювати автотранспорт, що перевозить близько 80% вантажів країни. Транспортна мережа впливає на розміщення виробничих сил, освоєння нових районів і природних багатств, сприяє підвищенню ефективного використання місцевих ресурсів і сільськогосподарських угідь. Від складності дорожньої мережі та її якості залежить ефективність використання автомобільного транспорту та безпеку дорожнього руху.

Зростання обсягів дорожньо - будівельних робіт вимагає не тільки подальшого зміцнення виробничої потужності дорожньо - будівельних організацій, але і максимально раціонального використання техніки, значного поліпшення організації і технології будівництва.

Нами запропонована модернізована машина для фрезерування твердих покриттів з фрезерним робочим органом призначена для ремонтно - відновлювальних робіт по зняттю дефектного дорожнього покриття з наступним відновленням знятого матеріалу на асфальтобетонному заводі.

Проектований фрезерний робочий орган буде встановлений на шасі широко поширеного трактора МТЗ-1221, що володіє високою мобільністю і універсальністю.

Перевагою даної універсальної навісної дорожньої фрези холодного фрезерування є:

1. Можливість без маневрування переміщувати фрезу у поперечному напрямку, що значно зменшує час циклу фрезерування, а отже й зменшує затрати на розробку асфальто - бетонного покриття.
2. Можливість зміни широкого діапазону ширини фрези, що дозволяє швидко підготувати фрезу під нестандартну фрезу для спеціальних робіт.
3. Швидка заміна фрези і як наслідок можливість використання фрезерного навісного обладнання, наприклад чорнової та чистової обробки.
4. Також дана фреза має можливість без додаткових маніпуляцій підрізати кромку біля бордюру чи стічних систем.



**В.Б. Холявка, нач. від. охор. праці**

*ТОВ «Підйомні машини», м. Київ*

## **ЗАПРОВАДЖЕННЯ ПИТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ НА ПІДПРИЄМСТВІ**

Система управління охороною праці є центральною для багатьох підприємств. В спеціальних журналах, на семінарах для підприємців, чи на конгресах вирішальне значення надається питанню забезпечення майбутнього і оновленню підприємств за допомогою внутрішніх систем управління. Міжнародні стандарти ISO 9000 з управління якістю продукції обумовили необхідність інтеграції охорони праці в єдину систему управління виробництвом, розглядаючи її як складову загальної технологічної схеми.

Основні виробничі процеси, починаючи від отримання замовлення та організації виробництва, вимагають виваженої, цілеспрямованої і систематичної розробки технологічних процесів на виробництві. Очевидно, що для ефективної діяльності підприємства необхідні цілеспрямоване визначення повноважень і системна організація охорони праці. При цьому досить часто недооцінюється включення вимог охорони праці і навколишнього середовища в технологічний цикл підприємства. Аналіз європейського досвіду останніх років довів, що саме інтеграція цих положень значно підвищує ефективність роботи підприємства.

Особливості організації охорони праці на підприємстві відіграють важливу роль. Простоти та зниження ефективності праці, викликані аваріями, нещасними випадками на виробництві, професійними захворюваннями, не тільки уповільнюють виробничі процеси, але й стають причиною високих додаткових витрат для підприємства. Крім того, ці явища в значній мірі негативно впливають на безпеку виробництва, якість продукції та відношення до роботи працюючих. З огляду на це, вдосконалення охорони праці на підприємстві має не тільки соціальне, але й безпосередньо практичне значення.

З введенням Системи управління охороною праці (СУОП) кількість недоліків і пов'язаних з ними порушень правил безпечного виконання робіт, а також ризик виникнення аварійних ситуацій можуть бути суттєво скорочені. Внутрішня система управління охороною праці функціонує в рамках основних правових норм і в той же час робить внесок у поточне раціональне використання економічних ресурсів.

Ці рекомендації є спробою надати в розпорядження зацікавлених підприємств, їх працівників, а також співробітників органів нагляду, по можливості, єдину основу, яка може бути застосована на підприємствах при створенні, вдосконаленні і реорганізації системи взаємовідносин структурних ланок підприємства для забезпечення безпечних та нешкідливих умов праці.

Сучасний підхід до вирішення цих завдань, перевага людського здоров'я над економічними чинниками, що зафіксована в цілій низці законодавчих та нормативних актів України, викликають необхідність вирішення питань охорони праці найбільш ефективним чином.

**Ю.Д. Абрашкевич, д.т.н., проф.,**

**В.В. Саух, студент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **БЕЗПЕЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ АБРАЗИВНИХ АРМОВАНИХ КРУГІВ**

В сучасний час абразивні армовані круги у поєднанні з ручними та переносними машинами використовуються у різних галузях народного господарства, а їх кількість



перевищує сотні мільйонів штук. Враховуючи масове поширення абразивних армованих кругів на ремонтних і монтажних роботах, особливе значення набувають питання пов'язанні з надійністю та раціональною експлуатацією абразивних армованих кругів.

Одним із факторів, що впливають на безпечність і стабільність роботи абразивних армованих кругів, є їх заклинювання в процесі виконання відрізних операцій. Враховуючи масове поширення абразивних армованих кругів є актуальним розглянути питання пов'язані із заклинювання кругів при виконанні відрізних операцій.

На ремонтних і монтажних роботах металопрокат зазвичай закріплюють в двох точках, розташованих достатньо далеко від місця розрізування. Під дією власної ваги деталь провисає, а її початкова довжина змінюється на деяку величину, яка визначається за законом Гука.

Таким чином при обробці металопрокату значної довжини заклинювання круга починається безпосередньо при врізуванні, тому відстань між точками закріплення металопрокату, який розрізується повинна бути мінімальною.

Також в процесі різання круг виконує коливальні рухи, що також може дозволити розглядати як одну із можливих причин його заклинювання. На величину коливання впливає бокова поверхня круга. Найбільша кількість кругів, що заклинюють мають гладку поверхню, найбільш ефективними є круги з шорсткими боковими поверхнями, так як збільшується ширина пропилу.

Отже круги з шорсткими боковими поверхнями по цілому ряду причин більш досконалі, безпечніші та економніші чим круги з гладкими боковими поверхнями.

УДК 621.923

**Г.М. Мачишин, асистент,**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ЕНЕРГЕТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ПРИ РОБОТІ ПОЛІМЕРНО-АБРАЗИВНОЇ ЩІТКИ**

Головною умовою ефективного використання полімерно-абразивної щітки (ПАЩ) є виконання умови балансу енергії, а саме потужність, що передається від абразивного зерна повинна дорівнювати добутку потужності необхідної для руйнування поверхні та потужності теплових витрат при терті зерна об поверхню.

Основним чинником, який впливає на ефективне використання ПАЩ є час контакту абразиву з поверхнею та величина натягу волокон відносно поверхні, адже це два основних чинники, які впливають загальну температуру, на яку нагрівається волокно за час роботи. Адже температура у точці закріплення полімерно-абразивних волокон між затискними фланцями не повинна перевищувати 95°C, тобто температури розміцнення поліаміду-6.

Загальна потужність, що споживається працюючою щіткою залежить від кількості полімерних волокон у щітці, кількості абразивних зерен розташованих на торці полімерних волокон, маси абразивного зерна, швидкості з якою зерно налітає на поверхню, часу тривалості контакту зерно-поверхня у секундах, кількості обертів щітки за хвилину, часу роботи щітки.

Отже мінімальний натяг та постійне переміщення ПАЩ відносно поверхні, яку очищають дозволяє збільшити час експлуатації щітки, а також використання ручних машин з невеликою потужністю. Адже встановлено, що для приводу однієї полімерно-абразивної щітки при натягу 1мм достатньо 80Вт, що дозволяє використовувати комплект ПАЩ у поєднанні з однією ручною кутошліфувальною машиною.



**О.А. Марченко, асистент,  
О.В. Андріяка, студент**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ТЕХНОЛОГІЯ ТА УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ЗАЧИЩЕННЯ БЕТОНУ ПІД ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ**

Вагомим етапом у створенні цілісного виробничого комплексу є монтаж технологічного обладнання, що потребує високого професійного та технічного рівня виконання. Від рівня виконання монтажу обладнання в значному залежить його функціональність, економічність та довговічність. Проведення неякісного виконання монтажних робіт призводить до погіршення експлуатаційних і технічних характеристик обладнання, необхідності виконання додаткових ремонтних робіт, а, можливо, і до необхідності повторного монтажу.

Однією з основних вимог для нормальної роботи машини під час монтажу є її правильне положення в просторі, згідно даних технічної документації. Точне положення особливо важливе для машин, що зв'язані в технологічну лінію різними транспортними засобами: транспортерами, напрямними і т.д. Вимога найвищої точності координації машини в просторі пред'являється в різноманітних автоматичних лініях, де виробничий процес максимально автоматизовано. Під час виконання монтажних робіт частіше за все проводяться наступні перевірки, а саме: горизонтальності; прямолінійності; паралельності та перпендикулярності; кутів; співвісності.

У зв'язку з цим особливе місце при проведенні монтажу та вивірки обладнання є правильна попередня підготовка фундаменту, згідно технічних вимог до його використання. Для виконання такого виду робіт при підготовці нових та вже існуючих фундаментів найбільше розповсюдження отримала механічна обробка поверхні різноманітними шліфувальними машинами.

Підвищення ефективності виконання робіт з підготовки поверхні фундаменту до монтажу обладнання шляхом розробки пристрою, що дасть змогу знизити трудомісткість та підвищити якість при проведенні попереднього фрезерування бетонної поверхні фундаменту.

Використання свердлувальної машини з поворотною частиною (для зачищення бетонних фундаментів під підкладки знижує навантаження на робітника та трудомісткість виконання робіт, та цим підвищує продуктивність виконання робіт та їх якість. Застосування таких пристроїв збільшує площу контакту підкладки з бетоном, що дозволяє у розрахунках опорної площі приймати допустиме питоме навантаження  $80...100\text{кгс/см}^2$ , що у 1,5...2 рази більше ніж у випадку встановлення підкладок без обробки. Запропонований пристрій має практичне значення і може використовуватись організаціями при проведенні монтажних робіт з установки різноманітного технологічного обладнання.



## **СУЧАСНІ МЕТОДИ КОРЧУВАННЯ ТА ВИДАЛЕННЯ ПНІВ**

В наш час темпи будівництва, найчастіше навколо великих міст, мають тенденцію до зростання. Але щільна забудова міста не дозволяє зводити в ньому великі об'єкти, такі як гіпермаркети, торгівельно-розважальні центри, промислові та інші об'єкти, що мають великі площі забудови. Будівництво цих та схожих категорій об'єктів досить часто виноситься за межі міста. Це, в свою чергу, призводить до того, що дуже часто виникає необхідність проводити підготовчі роботи на заданій території. Значну частину таких робіт займають роботи з видалення дерев та пнів.

Крім того, роботи з видалення старих пнів та нездорових і сухих дерев все частіше почали проводити в якості планування територій та при ландшафтному дизайні. Крім естетичної проблеми, сухі дерева та старі пні, що залишаються поруч зі здоровими деревами – це потенційна загроза швидкого поширення стовбурових шкідників і поширення дереворуйнівних грибів. Навіть якщо пень знаходиться далеко від дерев, то після того, як мікроорганізми закінчують роботу по його руйнуванню, вони через ґрунт можуть мігрувати на значні відстані. При цьому комахи та грибки вражають кореневу систему і стовбури здорових дерев. Фіксувалися численні випадки, коли старий пень нагадував про себе через багато років. В результаті доводилося видаляти дерева, які могли б простояти ще довгі роки.

Для видалення пнів на ділянці існує досить багато машин. Існуючі машини можна розділити на дві категорії – машини, що видаляють старий пень, та машини, що його руйнують.

До першої категорії відносяться добре відомі викорчовувачі та викорчовувачі-збирачі. Їх недоліком є великі зусилля, які виникають при роботі викорчовувального обладнання і, як наслідок, велика металоємність і маса машини та значні розміри робочого обладнання. Крім того, відомі викорчовувальні машини, робочий орган яких виконано у вигляді кільцевого бура. Перевагами такої машини є значно нижчі робочі зусилля та динамічні навантаження на робоче обладнання. Але жорстка прив'язка до діаметру пня (що зумовлює часту зміну робочого органа на інший) значно знижують область його використання.

До другої категорії відносяться машини, які намагаються зруйнувати пень. У якості робочого органа таких машин найчастіше застосовується фреза (барабанна, вертикальна та ін.). За допомогою ножів, що встановлюються на фрезу, центральна частина пня вирізається (зрізується). Але невисокі швидкості різання обумовлюють невелику продуктивність цих машин, а збільшення швидкостей руйнування пнів значно підвищують динамічні навантаження як на робочий орган, так і на привідні механізми і металоконструкцію рами робочого органа.

Представлене робоче обладнання для руйнування пнів виконане у вигляді конусу зі шнековими напрямними; крім того робочий орган має дві пари руйнуючих ножів, які розташовуються на різній висоті робочого органа та мають різні діаметри різання. Це дозволяє збільшити плавність роботи обладнання та знизити пікові навантаження на привід робочого органа. Крім того, наявність шнекової напрямної дозволить зменшити зусилля подачі робочого органа.





## **РАЦІОНАЛЬНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ АБРАЗИВНИХ АРМОВАНИХ КРУГІВ**

Щорічно при виконанні масових трудомістких відрізних і зачисних операцій у будівництві та інших галузях промисловості використовуються ручні переносні та стаціонарні машини з абразивними робочими органами. У зв'язку з цим на сьогоднішній день визначення продуктивності машин та зносостійкості абразивних робочих інструментів є актуальним.

Відрізні та зачисні операції, які виконуються при будівельно-монтажних роботах, в машинобудуванні, інших галузях народного господарства, є масовими і трудомісткими. Так, при монтажі 100 м труб діаметром до 150 мм виконується більше ніж 80 перерізів труби для установки відведень, фланців, переходів, патрубків; у виробництві підганяльних операцій. При монтажі металокопункцій на 5 т копункцій індустриального виготовлення і 1 т металокопункцій, що виготовляються на монтажному майданчику, доводиться приблизно по 1 м різку і по 0,5 м<sup>2</sup> зачистки. Абразивний інструмент використовується на виробничих базах і монтажних майданчиках у поєднанні з ручними, переносними і стаціонарними машинами.

В результаті вивчення теплових процесів, що протікають при взаємодії абразивного армованого круга з об'єктом обробки, встановлено вплив режимів роботи, теплофізичних та інших параметрів на зносостійкість. Визначено, що з підвищенням швидкості в контактній зоні зростає число теплових імпульсів, що негативно позначається на зносостійкості круга. Разом з тим із зростанням колової швидкості збільшується тепловіддача навколишньому середовищу, що сприяє підвищенню зносостійкості круга і скороченню часу його перебування в зоні високих температур. Вітчизняні і зарубіжні абразивні армовані круги призначаються для роботи з максимальною коловою швидкістю 80 м/с, оскільки її збільшення лімітується підвищенням шумових і вібраційних навантажень. Різання зі швидкостями 100 м/с рекомендується тільки на стаціонарних верстатах. Подальше підвищення робочої швидкості супроводжується інтенсивним зносом круга внаслідок передчасного викришування абразивних зерен з полімерної матриці. Із зростанням швидкості подачі та збільшенням деформації стружки виділяється більша кількість тепла, частина якого проникає в об'єкт, що обробляється. Виходячи з цього, необхідно визначити оптимальну величину подачі, за якої забезпечується максимальна зносостійкість абразивного інструменту і необхідна якість розрізаємої поверхні.

Збільшення розмірів абразивного зерна дозволяє підвищити зносостійкість абразивного круга, бо при цьому створюється сприятливіший тепловий режим.

Аналогічні результати отримані при різанні з водяним охолодженням вогнетривких матеріалів, що використовуються для футеровки нагрівального устаткування, а також зі збільшенням довжини дуги контакту круга з оброблюваним об'єктом тепловиділення зростає. Слід враховувати, що в зоні контакту відбувається нагрів круга, а поза нею – охолодження внаслідок тепловіддачі в навколишнє середовище. У зв'язку з цим знос абразивного інструменту знижується при зменшенні відношення між довжиною дуги контакту і довжини ріжучої кромки круга, що знаходиться поза контактом.



## **МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ МАШИН ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

Сучасне машинобудування передбачає вирішення цілої низки питань, які обумовлені чинниками різного характеру. Основним фактором впливу на реалізацію проектів нових машин будівельного призначення є вимоги сьогоденного ринку та безпосередньо споживачів такої техніки. Останнім часом розробка і створення конструкції машин різного технологічного призначення ведеться в напрямках пошуку конструктивних рішень зі змінним амплітудно-частотним режимом коливань та з нелінійними характеристиками, при роботі яких застосовуються ефекти комбінаційних резонансів. У процесі роботи таких машин передбачається максимально допустиме використання внутрішніх ресурсів конструкції машини, що в свою чергу викликає необхідність забезпечення міцності і надійності таких вібромашин із наперед заданими динамічними параметрами. Постановка такого завдання полягає у визначенні напруженості конструктивних елементів машини та оцінці їх напружено-деформованого стану.

В роботі висувається наукова ідея, яка полягає у тому, що при дослідженні того чи іншого технологічного процесу, математична модель системи «машина – середовище» має бути визначена на основі врахування внутрішньої структури кожної із підсистем як єдина система. Такий підхід дає можливість комплексно оцінити енергетичні компоненти системи, визначивши при цьому поведінку системи з максимальною передачею енергії до середовища, яке обробляється.

Металоконструкції машин різного технологічного призначення при експлуатації сприймають як статичні, так і динамічні навантаження і, як правило, працюють в режимі знакозмінних навантаження, ефективність таких машин обумовлено забезпеченням заданих технологією режиму і параметрів дії на оброблюваний матеріал, що може бути реалізовано ретельним вибором розрахункових математичних моделей, адекватно тих, що відображають реальний рух система.

Важливе значення в забезпеченні надійності технологічної машини є визначення напружено-деформованого стану металевих конструкцій. Виявлення і аналіз напружено-деформованого стану дозволяє удосконалити металоконструкції існуючих машин та сформувані передумови для створення нового покоління прогресивних машин.

Існуючі методи проектування, як правило, базуються на використанні стандартних програм і рівнянь, які описують поведінку балок на пружній (пружно-пластичний) основі. У статті досліджується метод створення сталевих конструкцій, кожен елемент яких перебуває в умовах середніх значень напружено-деформованого стану в залежності від навантаження, що припадає на цей елемент. Цей розподіл дозволяє вибрати раціональну конструкцію перерізу в кожному вузлі, а такий підхід дозволяє створювати рівномірну конструкцію, що забезпечує надійність і економію матеріалу. Таким чином при дослідженні були враховані критерії надійності металоконструкцій, впливу основних робочих чинників на прогин, стійкість і коливання окремих елементів системи.



**О.П. Дєдов, к.т.н., доц.,  
В.М. Парфені, студентка,  
О.О. Литвин, студентка**

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

## **ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ПРОВЕДЕННІ РЕМОНТНИХ РОБІТ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ**

На сьогоднішній день в Україні загострюється питання щодо підсилення конструкцій, пошкоджених в результаті механічної дії. Ступінь придатності будівлі або споруди може варіюватися в широких межах від частково працездатного до аварійного. Пошкодження залізобетонних конструкцій, внаслідок природнього старіння, зовнішніх впливів та навантажень є особливо актуальною проблемою у зв'язку з підвищенням вимог до таких конструкцій, збільшенням нормативних значень зовнішніх навантажень та впливів. Необхідність в посиленні залізобетонних конструкцій зазвичай виникає у зв'язку з необхідністю підвищення їх несучої здатності в залежності їх терміну експлуатації і технічного стану.

Традиційні методи посилення шляхом нарощування перерізів або зміни розрахункової схеми потребують значних затрат та в більшості випадків призводять до виникнення додаткових ослаблених зон і концентраторів напружень і не можуть бути здійснені за рахунок існуючих обмежень.

Композитні матеріали останнім часом набувають широкого застосування в різних галузях народного господарства. Така тенденція пояснюється з низкою переваг таких матеріалів над традиційними металевими конструктивними елементами. Основними з яких є мала власна вага, високі механічні властивості та висока корозійна стійкість.

Композитні матеріали для будівельного підсилення доступні в різних геометричних формах від листових матеріалів, які застосовуються для підсилення елементів з плоскою рівною поверхнею, до тканинних, які легко повторюють форму елементів, що підсилюються. Композитні матеріали також зручні для застосування у випадках, коли необхідно зберегти зовнішній вигляд конструкцій (пам'ятники архітектури і історії) або коли традиційні технології підсилення є неефективними.

У будівництві переважно застосовують композитні матеріали, що складаються із скловолокон, вуглецевих та базальтових волокон. З фізичної точки зору при підсиленні перспективно застосовувати композити на основі вуглецевих та базальтових волокон, оскільки вони разом з високою межею міцності при розтягу мають високий модуль пружності. Суть методу підсилення полягає у установці композитних стрічок або полотен на ретельно підготовлену поверхню елемента за допомогою епоксидних смол. При цьому закордонний досвід показує, що підсилення великопролітних споруд із застосуванням сучасних композитних матеріалів є економічно вигідним у порівнянні з традиційними методами посилення.

В роботі проведений огляд існуючих композитних матеріалів та методів їх застосування, що можуть бути використані під час реконструкцій існуючих будівель і споруд, наведені приклади виконання підсилення існуючих конструкцій та окремих їх елементів.



## **ВПЛИВ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ НА ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ ПОЛІМЕРНО-АБРАЗИВНОЇ ЩІТКИ**

Головним серед багатьох чинників, які впливають на працездатність полімерно-абразивної щітки (ПАЩ) є теплові процеси, що протікають у полімерних волокнах.

Як полімер для виготовлення волокон, серед великого різноманіття полімерів, було вибрано поліамід-6. Основними перевагами поліаміду-6 є теплостійкість 493К, хороше утримання зерен абразиву у полімерній матриці, розривна жорсткість.

Як показали дослідження при роботі ПАЩ виникають наступні джерела тепла, а саме:  $T_1$  – джерело тепла на торці волокна і  $T_2$  – джерело тепла у точці закріплення волокна між затискними фланцями. В момент удару абразивного зерна об поверхню виникає миттєве джерело тепла. Кількість джерел тепла залежить від кількості абразивних зерен розташованих на торці полімерно-абразивного волокна. Тепловий потік, що утворився на торці волокна прямує у протилежний бік тобто у точку закріплення волокна між затискними фланцями. Встановлено, що температура у точці  $T_1$  не повинна перевищувати температуру плавлення 493К, а у точці  $T_2$  – розміщення поліаміду-6 363К. Адже перевищення температури у точці  $T_2$  призведе до відривання волокон за рахунок відцентрових сил і передчасної втрати працездатності ПАЩ.

Отже мінімальний натяг зменшує час контакту волокна з поверхнею та відповідно температуру у точці  $T_1$ , що в свою чергу зменшує температуру у точці  $T_2$  адже потік тепла затухає у напрямку точки затиснення.

Враховуючи вище сказане впливає, що для ефективного використання ПАЩ потрібно працювати з мінімальним натягом, швидкість подачі повинна бути більшою від нуля і за можливості створювати додаткові джерела охолодження.



**Тези доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції**

## **ЕНЕРГООЩАДНІ МАШИНИ І ТЕХНОЛОГІЇ**

**Відповідальний за випуск: д.т.н., проф. Назаренко І.І.**

**Технічний редактор: к.т.н., доц. Клименко М.О.**

**Підготовка до друку та вестка: к.т.н., доц. Клименко М.О.**