

ISSN 0025-8903

АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА УКРАЇНИ

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№9, 2001

ISSN 0025-8903

АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА УКРАЇНИ

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№9, 2001

ISSN 0025-8903
УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
9 '2001

Видається з 1997р. двічі на рік
Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

Засновники: Академія будівництва України,
Київський національний університет будівництва і архітектури

Редакційна колегія:

Назаренко І.І., д-р техн. наук (головний редактор)
Андріянов В.П.; Антонюк А.С., канд. техн. наук; Бойко І.П., д-р техн. наук;
Баладінський В.Л., д-р техн. наук; Барашиков А.Я., д-р техн. наук;
Войтенко С.П., д-р техн. наук; Гвоздь О.О.; Гончаренко Д.Ф., д-р техн. наук;
Гречанінов В.П., Григоровський Є.П., д-р техн. наук; Гулеватий С.І., канд. техн. наук;
Злобін Г.К.; Клименко М.О. (відповідальний секретар); Кривенко П.В., д-р техн. наук;
Лівінський О.М., д-р техн. наук; Лимаренко В.О., канд. техн. наук;
Ловейкін В.С., д-р техн. наук; Муляр Л.Х., канд. арх., Олійник О.Я., д-р техн. наук;
Пермяков В.О., д-р техн. наук; Проценко К.І., Рунова Р.Ф., д-р техн. наук;
Сівко В.Й., д-р техн. наук; Смірнов В.М., канд. техн. наук (заст. головного редактора);
Сукач М.К., канд. техн. наук; Хмара Л.А., д-р техн. наук; Черненко В.К., д-р техн. наук;
Шилов Е.Й., д-р. екон. наук;

Рекомендовано до друку Вченою радою
Київського національного університету будівництва і архітектури
Протокол № 25 від 23.11.2001 р.

Редактор Баранов Ю.О.
Технічний редактор Свідерський А.Т.
Комп'ютерна верстка Клименко М.О.
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2001

ЗМІСТ

Білоконь Ю.М. Новий міжнародний транспортний коридор у контексті ринкових перетворень в Україні.....	4
Лимаренко В.О., Ігнатенко О.П. Еколого-економічні аспекти проблеми реструктуризації об'єктів капітального будівництва.....	7
Назаренко І.І., Гарнець В.М., Баранов Ю.О., Свідерський А.Т. і ін. Високоєфективні машини для виготовлення виробів із бетонних сумішей.....	10
Бадеян Г.В., Меграбян Х.А. Физические механизмы, лежащие в основе процессов виброуплотнения бетонных смесей в стесненных условиях.....	13
Бадеян Г.В., Даниелян Е.Ж. Анализ движения рабочих сред в системах "бункер-опалубка".....	16
Баладинский В.Л., Чумаков В.Г., Гагаев В.Н. Основы динамики разрушения грунтов.....	18
Назаров Л.В., Кириченко И.Г., Перевозник И.А., Щербак О.В. Анализ нагруженности соединительно-управляющего модуля шарнирно-сочлененного погрузчика.....	21
Емельянова И.А., Баранов А.Н., Никонов Д.В. Выявление условий усреднения скоростей частиц воздушно-бетонного потока при композиционном транспортировании.....	26
Човнюк Ю.В. Информационный и спектральный (фурье) анализы ударно-вибрационно-волновых процессов, полей, технологий в моделировании, диагностике состояния, автоматизации управления и проектирования современных строительных человеко-машинных (эргатических) систем. Часть I.....	28
Науменко Ю.В. Швидкісні та динамічні параметри приводу горизонтальних барабанних будівельних машин, що частково заповнені оброблюваним матеріалом.....	34
Баранов Ю.О., Басараб В.А. Моделювання реакції середовища на рух робочого органу віброударної площадки.....	41
Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Виробничі випробування кільцевих бурів в складних гірничо-геологічних умовах.....	45
Пелевін Л.С., Рашківський В.П. Імпульсний гідравлічний привод виконавчих механізмів будівельних машин.....	48
Сукач М.К. Филонов Ю.П. Взаимодействие ножа землеройной машины с вязкопластичным грунтом.....	53
Назаренко І.І., Клименко М.О. До вибору типу бетонозмішувачів та призначення їх об'ємів.....	59
Гарнець В.М., Сосюра А.В. Моделювання процесу ролико-екструзійного формування пустотних панелей.....	65
Григоровський Е.П. Автоматична система регулювання натягу полотна з підтриманням струму якоря.....	68
Сакал Імад – Акрам. Синтез системи управління електроприводом робочих машин у будівництві та інженерних мережевих системах.....	72
Пух А.П., Тімінський О.Г. Методика синтезу структури автоматизованого управління будівельними машинами.....	76
Родіонцев А.Б. Аналіз та синтез структури комплексного технологічного процесу відновлення облицювання фасадів.....	79
Кривцов Н.В., Гулеватый С, И., Озеров Е.В. Бестротиловые взрывчатые составы для бесшпурового разрушения крупнокускового материала энергией взрыва.....	86
Лесько В.І. Моделювання параметричних відмов гідроприводів екскаваторів з урахуванням ефективності їх функціонування при прогнозуванні та оцінці показників надійності.....	90
Правила підготовки рукописів.....	97

УДК 69.003:628.49

Ю.М. Білоконь, канд. арх., Український державний науково-дослідний інститут проектування міст "Діпромісто"

НОВИЙ МІЖНАРОДНИЙ ТРАНСПОРТНИЙ КОРИДОР У КОНТЕКСТІ РИНКОВИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ В УКРАЇНІ

Після того, як Україна отримала незалежний шлях економічного розвитку, перейшла до самостійної фінансової діяльності та долучилася до світової системи ринкових відносин, у її транспортному комплексі відбулися значущі зміни, залежні від фактичної собівартості перевезень, мобільності та доцільності використання різних видів транспорту. Ліквідація дотацій на утримання, нестійка політика щодо постачання та використання палива, перехід на сучасні модифікації транспортних засобів змінили пріоритети й визначили сфери діяльності кожного з них. Зокрема, авіаційний і водний транспорт виявилися нерентабельними для пасажирських і вантажних перевезень на малі відстані, але, в той же час, їм немає альтернативи на лініях міжконтинентального і континентального сполучення. На водному транспорті достатньо розвинулися перевезення по трасах "ріка-море", змінився парк суден.

Значний обсяг вантажних потоків на малі та середні відстані перейшов із залізничного на автомобільний транспорт, а пасажирських - з авіа на залізничний. Залізничний транспорт став використовуватися в основному для великовантажних і контейнерних перевезень на значні відстані в міждержавному і внутрішньоконтинентальному сполученнях. Широкого застосування набули змішані перевезення із залученням різних видів транспорту.

Особливо розширилися можливості автомобільного транспорту, який прийняв частину обсягів пасажиро- і вантажоперевезень із залізниці та авіації, замінив всі види транспорту на короткі та середні відстані. В майбутньому саме автомобільний транспорт має безмежні можливості, звичайно, за умов збільшення швидкості перевезень в системі автотранспортних коридорів. Ці можливості значною мірою можуть бути розширені при кооперації автомобільного та залізничного транспорту.

Географічне розташування України обумовлює її значення для Європейської транспортної системи у визначенні оптимальних шляхів перевезень. Нещодавно інститутом "Діпромісто" спільно з італійською фірмою Autovie Venete розроблено "Проект територіального планування автомобільного транспортного коридору №5". За розробленим планом автомобільний транспортний коридор являє собою автомагістраль "Західний кордон з Угорщиною – Київ", що входить до складу транспортного коридору №5, є дорогою державного значення високого класу. Вона призначена для забезпечення внутрішньодержавних та міжнародних перевезень та дасть змогу найкоротшим шляхом організувати сполучення західних і північно-західних районів із центральними, східними та південними регіонами України, а також забезпечити зв'язок України з європейськими країнами (Італією, Іспанією, Словаччиною, Угорщиною тощо). Довжина нової автомагістралі - 735 км; вона проходить територіями Закарпатської, Львівської, Івано-Франківської, Тернопільської, Хмельницької, Вінницької, Житомирської, Київської областей. Початок автодороги – на україно-угорському кордоні поруч населеного пункту Косини, Берегівського району Закарпатської області, кінець – на існуючій автотрасі Київ-Харків у районі м. Києва.

Ця автомагістраль є складовою частиною, ланкою, загального напрямку "Захід-Схід" – найкоротшого шляху з країн Центральної та Південної Європи до центральних районів Росії, країн Середньої Азії і Далекого Сходу. Це важлива ділянка "Великого шовкового шляху", яка проходить більш зручною для руху автотранспорту територією, ніж альтернативний варіант траси через Туреччину.

Значний інтерес до будівництва цього коридору виявляють європейські країни – Італія, Іспанія, Франція, Угорщина, Словенія та інші, а надалі, на нашу думку, ним зацікавляться країни Середньої Азії, Закавказзя та Далекого Сходу.

Немає сумніву, що створення такого перспективного транспортного коридору із сучасною інфраструктурою транспортного обслуговування, безпосередньо вплине на соціально-економічний розвиток прилеглих територій. А це – смуга завширшки 100-150 кілометрів, тобто з доступністю траси коридору 1,5-2 години. У зоні його впливу перебувають такі великі промислові й культурні центри України, як Ужгород, Львів, Івано-Франківськ, Тернопіль, Хмельницький, Вінниця, Київ.

Крім того, зона проходження коридору має великий туристичний потенціал. Насамперед, це район Карпат із досить розвинутою туристичною інфраструктурою, чудовою природою, великою кількістю пам'яток історії та культури. З реалізацією проекту будівництва міжнародної автомагістралі ця перспективна галузь отримає потужний поштовх для свого подальшого розвитку.

На нашу думку, створення широтного транспортного зв'язку дасть змогу забезпечити транзитне пересування через Україну з високими швидкостями руху, можливість швидкої доставки вантажів від західного кордону до Києва та інших міст, підвищить технічний стан існуючих автодоріг, а також проходження траси по території з достатньо розвиненим промислово-виробничим і рекреаційним потенціалом, сприятиме швидкому розвитку підприємництва в цій зоні та збільшенню обсягів автотранспортних перевезень по новому коридору на території нашої країни.

Звичайно, що нове будівництво матиме певні особливості, а також свої проблемні аспекти проблемні аспекти. Необхідно виконати спеціальні заходи, що забезпечать максимальну охорону довкілля та урбанізованого середовища. Траса прокладатиметься в основному в обхід населених пунктів непридатними або малопридатними для використання територіями. Планується забезпечити надійне водовідведення, аби запобігти заболоченню ґрунту, підтопленню, забрудненню місцевих водоймищ. Улаштовуватимуться огорожі, протишумові екрани, спеціальні проходи для худоби та диких тварин тощо. Надійність і міцність штучних споруд мають бути достатніми, аби важкі автопоїзди проїжджали ними без перешкод. Для будівництва магістралей будуть застосовані здебільшого місцеві матеріали.

Це буде сучасний автотранспортний коридор високого класу, тому в його проектуванні враховуються й такі аспекти, як створення експлуатаційно-ремонтних служб, спорудження в транспортних вузлах сервісних комплексів: АЗС, СТО, мийки, для обслуговування пасажирів – автовокзали, кемпінги, готелі, магазини, кафе, ресторани, оглядові майданчики, пункти медичної допомоги, а також організація транспортно-складських комплексів (ТСК) з урахуванням усіх операцій із переробки вантажів з митними і прикордонними послугами. Усе це дасть змогу підключити високошвидкісну магістраль до системи мультимодальних перевезень і принесе додатковий економічний ефект. Місця в'їзду й виїзду магістралі потрібно сполучати з транспортними розв'язками, де мають бути розміщені спеціальні пункти контролю за рухом і збору плати за проїзд.

За імовірні маршрути траси коридору №5 на території України запропоновано наступні три варіанти:

- Варіант 1. реконструкція вже існуючої магістральної автодороги Чоп – Ужгород – Львів – Броди – Дубно – Рівне – Житомир – Київ завдовжки близько 850 км, орієнтовна вартість якої становить понад 1,5 млрд. дол.;
- Варіант 2. реконструкція існуючих магістральних автодоріг у напрямку Чоп – Ужгород – Львів – Тернопіль – Хмельницький – Вінниця – Житомир – Київ загальною довжиною 840 км і вартістю 2 100 млн. дол.;
- Варіант 3. будівництво нової магістральної автодороги вздовж населених пунктів Косини – Івано-Франківськ – Галич – Підгайці – Хмельницький – Вінниця – Київ – завдовжки 735 км і вартістю 3675млн. дол. (за даними інституту "Укрдіпродор").

Доцільно на першому етапі здійснити реконструкцію автомагістралі за варіантом №1, а потім будівництво нової автомагістралі за варіантом №3 до Києва (або одночасно вести реконструкцію і будівництво), з подальшим продовженням траси від Вінниці в східному напрямку. Дана автомагістраль є продовженням транс'європейської південної магістралі

(коридор №5). На першому етапі це буде основний транспортний коридор для зв'язку України з країнами Східної та Західної Європи. Після завершення будівництва за третім варіантом траса за варіантом №1 працюватиме як коридор Європа–Азія.

**СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПРИОРИТЕТИ ГОСПОДАРЬСЬКОГО РОЗВИТКУ
ТЕРИТОРІЇ У ЗОНІ ВПЛИВУ ТРАНСПОРТНОГО КОРИДОРУ**

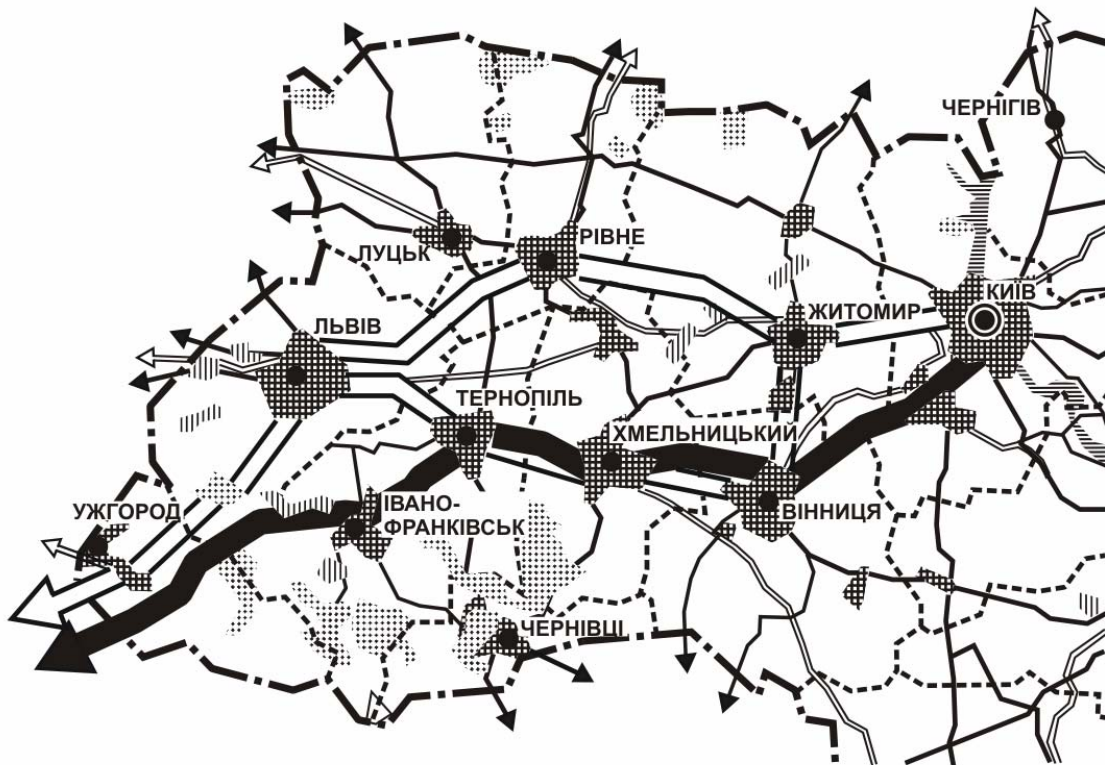


Рис. 1.

Розрахункова інтенсивність руху транспорту цією автомагістраллю досягне 50 тис. автомобілів на добу. Середнє значення вартості будівництва 1 км траси становитиме 5 млн. дол., а строк окупності витрат - 15-17 років із можливим його скороченням до 10-12 років за рахунок додаткової комерційної діяльності.

З точки зору переваг, які отримає Україна внаслідок експлуатації цього автотранспортного коридору, то їх важко переоцінити. Адже це дозволить значно посилити інтеграційні процеси входження транспортної мережі України в загальноєвропейську систему, а також вплине на подальший розвиток економічних, ділових і культурних зв'язків нашої України з Італією й іншими європейськими державами, збільшить валютні надходження забезпечить попит у перевезеннях задіяних регіонів, сприятиме введенню в дію нових виробничих потужностей окремих галузей промисловості. Дуже важливо й те, що під час будівництва й експлуатації автомагістралі створюватимуться додаткові робочі місця.

УДК-69.003:628.49

*В.О. Лимаренко, канд. техн. наук, ДПІ "Київський Промбудпроект"**О.П. Ігнатенко, інж., ДПІ "Київський Промбудпроект"*

ЕКОЛОГО-ЕКОНОМІЧНІ АСПЕКТИ ПРОБЛЕМИ РЕСТРУКТУРИЗАЦІЇ ОБ'ЄКТІВ КАПІТАЛЬНОГО БУДІВНИЦТВА

Проблема реструктуризації об'єктів капітального будівництва України, зокрема об'єктів незавершеного будівництва, а також виробничих площ, як на практично непрацюючих підприємствах, так і на підприємствах випускаючих нерентабельну продукцію в останні роки набула як ніколи гострого значення. Руйнація стійких господарських зв'язків і потужної системи постачальницько-збутових структур при здобутті незалежності створило чимало труднощів для суб'єктів економіки України.

Велика чисельність об'єктів незавершеного будівництва нераціонально займає родючі земельні ресурси країни. Не слід забувати, що проблема незавершеного будівництва стала проблемою номер один для повернення коштів в держбюджету. Первісна цінність цих об'єктів втратила значимість, і тепер слід доцільно використати ці об'єкти в пріоритетних напрямках.

У надзвичайно важкому положенні виявилися суб'єкти економіки України. Інфляція, падіння виробництва, ріст цін, скорочення капіталовкладень призвели до падіння обсягів виробництва, скороченню чисельності, зниженню прибутків, банкрутства підприємств. Це також стосується суб'єктів формуючих будівельний комплекс країни. Все це призвело до звільнення виробничих площ. Кризові явища в розвитку економіки в останні роки призвели до скорочення обсягів капітальних вкладень, стиску внутрішнього ринку устаткування, будівельних матеріалів, підрядних робіт, ослабленню чинників структурної перебудови економіки і розтягуванню в часу періоду спаду і депресії. Стрімкий спад будівельної діяльності за останні роки, визначений скороченням інвестиційної активності, призвів до кардинальної зміни ситуації в будівельному комплексі.

Докорінні зміни в економіці знаходять висвітлення в інвестиційній сфері, ефективність якої багато в чому визначає новий техніко-технологічний рівень, масштаби і темпи розширеного відтворення в усіх галузях.

Головними чинниками нормального функціонування ринку в капітальному будівництві є збалансованість інвестиційного попиту і пропозицій, інвестицій і матеріально-технічних ресурсів, розвиток конкурентоспроможності серед проектних і будівельних організацій, заохочення підприємництва, вільної діяльності замовників і підрядчиків, збалансованість будівельного ринку мірама бюджетної, податкової і кредитної політики.

Вищевикладені труднощі, з якими зштовхується Україна, формують ще одну немаловажну проблему. Вона стоїть гостро катастрофічно - це проблема раціонального використання територій під промислово забудову, у якій питання складування твердих побутових відходів займає одне з ключових місць. Тільки на міста України припадає 30 млн. м³/рік (9 млн. тонн). У середньому один житель України виробляє 1,0 кг/добу (У США до 1,4 кг/доба) [1].

Якщо звести ці проблеми з еколого-економічним обґрунтуванням, ми можемо отримати дуже цікавий результат. Так наприклад чому ми не можемо реструктурувати об'єкти капітального будівництва, що були описані вище, і використовувати як об'єкти поводження з відходами.

Для здійснення цього необхідно через використання ситуаційного підходу і сегментування ринку капітального будівництва проектування і будівництво об'єктів поводження з відходами. Під поводженням з відходами слід розуміти дії, спрямовані на запобігання утворенню відходів, їх збирання, перевезення, зберігання, оброблення, утилізацію, видалення, знешкодження і захоронення, включаючи контроль за цими операціями та нагляд за місцями видалення [2]. Причому суб'єктами поводження з відходами можуть виступати один і більше

юридичних осіб, різноманітних форм власності, що здійснюють свою діяльність у сфері поводження з відходами. Зокрема це стосується таких об'єктів поводження з відходами, як завод сортування твердих побутових відходів та сміттєспалювальний завод.

У Україні вже існує чотири сміттєспалювальних заводи: Київський, Харківський, Дніпропетровський і Севастопольський. Ці заводи оснащені котлами чеського виробництва, що спалюють сміття, - заводу "Дукла", плюс інше устаткування виробництва Німеччини та Чехії. Хоча заводи були обладнані електрофільтрами, системи газоочистки закуплені не були. На даному етапі не всі заводи працюють, тому що необхідно закуповувати комплектуючі за рубежом, а коштів на це немає.

Необхідно зауважити, що сміття в нашій країні не сортирується, що дуже впливає на його калорійність як паливо, особливо в зимовий період. Фактично калорійність сміття зимою складає 1100 ккал/кг. Зауважимо, що працюючі заводи розраховувалися на 2400 ккал/кг. Тому спроба приєднання київського сміттєспалювального заводу до теплових мереж (завод виробляє пар) через перемінний тепловий потік не була реалізована.

Не секрет, що за кордоном у 90-х рр. почався формуватися цілий конгломерат сміттєспалювальних заводів з новим віянням. Крім всіх удосконалень по очисним елементам сміттєспалювальних заводів, була сформована нова течя по використанню котлів і продуктів виробництва (електроенергія, пар). Зміст його полягає в такому: модернізований котел має автоматичний визначник теплопровідності (калорійності) сміття, що горить, і газові пальники, що добавляють газ для підтримки визначеної кількості теплопровідності. Це необхідно для існуючого там турбогенератора, що виробляє електроенергію для потреб заводу, надлишок продається споживачам. З виробленої кількості електроенергії на власні потреби іде усього 10%. В результаті завод існує і розвивається за рахунок: прийому відходів, продажу електроенергії і/або, якщо є відповідне устаткування, продажу пару або теплопостачання, а також продажу шлаку, продажу брухту чорних і кольорових металів.

Нова концепція "Відходи - це паливо" базується на тому, що практично всі ресурси, що зараз використовують у якості палива для виробництва тепло-, електроенергії, відносяться до категорії не відновлюваних. Відходи можна віднести до категорії палива, що відновлюється, оскільки людина не може існувати і не робити сміття. При цьому з розвитком НТП і НТР на одну людину припадає все більше і більше твердих побутових відходів.

Якщо ми не будемо переробляти це "паливо" на енергоресурси, то тоді необхідно його складувати, що ми, і робимо протягом існування всього людства. Тільки в Україні знаходиться понад 2760 смітників, включаючи відвали і смітники для побутових і промислових відходів. З них, біля половини містять у собі значну кількість небезпечних відходів із класом токсичності від 1 до 4. У більшості областей України немає ні спеціальних смітників для небезпечних відходів, ні засобів для їхнього централізованого збереження, переробки, очищення й утилізації [1].

Побутові відходи надходять на локальні смітники, число яких складає 656, загальною площею 2600 га [1]. Якість організації цих смітників погане - вони не обладнані ніякими засобами захисту навколишнього середовища, такими як: гідроізоляційні прокладки, системи збору й очищення фільтрату, газовідводу і т.ін.

Всі ми знаємо, у які суми Україні обходяться енергоресурси. Так, наприклад газ зараз обходиться приблизно 50 у.о. за 1000 м³. У середньому на виробництво 1000 кВт·години для теплової електростанції необхідно 300 гр. умовного палива або 256 м³ газу з теплопровідністю 8200 ккал/кг. Якщо підрахувати тільки вартість витраченого газу для теплової електростанції, то отримаємо, що 12,8 у.о. необхідно для виробітки 1000 кВт·години електроенергії. Тоді як для сміттєспалювального заводу на виробництво цієї ж кількості електроенергії необхідно 1,5 тон твердих побутових відходів і 45 м³ газу. Газ в останньому випадку буде обходитися - 2,25 у.о. на виробництво 1000 кВт·години електроенергії. У результаті економія тільки по газу буде 12,8 - 2,25 = 10,55 у.о. для виробництва 1000 кВт·години електроенергії.

Існує також ідея про сполучення сміттєспалювальних заводів із вугільними млинами. Це дозволить дробити вугілля, і добавляти разом із твердими побутовими відходами для збільшення теплопровідності.

В Україні раціонально побудувати цілий комплекс заводів, що спалюють сміття. Так в залежності від кількості населення необхідно знайти потужності таких заводів, враховуючи те, що сміття буде приходити з заводу по сортуванню сміття.

За рахунок послуг по прийому твердих побутових відходів, виробництва тепло-, електроенергії, продажу шлаку і брухту чорних і кольорових металів сміттєспалювальний завод швидко окупить витрачені на його будівництво засоби, приблизно за 10 років, при існуючих тарифах. А в майбутньому буде постійним джерелом додаткового прибутку як для окремих галузей, так і для України в цілому. Але не усе так просто, як може видатися на перший погляд.

На наш погляд при проектуванні теплової електростанції, котельних у майбутньому (особливо це стосується маленьких міст) необхідно враховувати їхнє можливе сполучення з сміттєспалювальними заводами. Це допоможе забезпечувати їх додатковим паливом – сміттям і дозволить уникнути зайвих витрат і заощадити кошти. При проектуванні таких "теплових електростанцій/котельних - сміттєспалювальних заводів" необхідно враховувати чи є наявність тенденції збільшення чисельності населення, для цього потрібно лишати площі для можливого розширення, добудування. Така дія дозволить уникнути надмірних витрат у майбутньому на будівництво нових "теплових електростанцій (котельних) сміттєспалювальних заводів" при. При виборі місцезнаходження потрібно враховувати такі чинники: багатогранне навколишнє середовище, легку транспортну розв'язку для транспортування твердих побутових відходів. Якщо проектуються декілька заводів треба обґрунтувати такі варіанти:

- два сміттєспалювальних заводи на різних сторонах міста, що розглядається, і транспортування твердих побутових відходів з половини міста;
- один сміттєспалювальний завод із сумою двох котлів першого варіанта і транспортування твердих побутових відходів з усього міста.

У цілому кожне місто необхідно розглядати окремо як своєрідну комплексну модель, із підключенням заводу в єдину енергосистему України, із гарантіями міськкадіміністрацій на постачання твердих побутових відходів, оплату за них, підтримка надалі використанні шлаків у будівельній і дорожньо-будівельній індустрії.

При розгляді потрібно дотримуватися ідеї стійкого розвитку, що була визнана світовим співтовариством і проголошена Конференцією ООН по навколишньому середовищу і стійкому розвитку в Ріо-де-Жанейро в 1992 році, включаючи аналіз балансу між навколишнім середовищем і сміттєспалювальним заводом. Таким чином, проективно-діяльна модель стійкого розвитку, із методологічної точки зору, це не стільки окремих проективний документ, скільки метод, що дозволяє на різноманітних рівнях конкретного проектування провести самому ідею стійкого розвитку [2].

Такий перспективний напрямок економіки дозволяє знайти Україні деякі кроки в вирішенні паливно-енергетичній проблеми, проблем навколишнього середовища, смітників і утилізації відходів, і головне в реструктуризації об'єктів капітального будівництва, що звільнилися, в різноманітних галузях (у першу чергу будівельної), що призведе і до раціонального використання земельних ресурсів, і до перерозподілу та поверненню коштів вкладених в свій час в об'єкти незавершеного будівництва.

Список літератури:

1. Сигал И.Я. Проблема мусоросжигания в Украине // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1997, №1.
2. Закон України Про відходи. К.: 5 березня 1998 р., № 187/98-ВР.
3. Лимаренко В.А., Быстряков И.К. Проблемы формирования проективно-деятельностной модели устойчивого развития // Вісник Академії Будівництва. – 1997, №1.

УДК 666.97

*І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
В.М. Гарнець, канд. техн. наук, професор КНУБА,
Ю.О. Баранов, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
В.А. Омельченко, канд. техн. наук,
А.Т. Свідерський, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
М.М. Ручинський, канд. техн. наук, доцент КНУБА*

ВИСОКОЕФЕКТИВНІ МАШИНИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ВИРОБІВ ІЗ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

В сучасних умовах будівництва однією із нагальних проблем є впровадження машин і обладнання, котрі відповідають критеріям ефективності і надійності із забезпеченням заданих технологією параметрів процесу та мобільності.

Значне місце в ряду інженерного прогнозування займає морфологічний підхід, котрий базується на комбінаторному принципі пошуку і дозволяє цілеспрямовано відшукувати велику кількість варіантів технічних рішень.

Серед машин і обладнання, які використовуються для приготування бетонних сумішей і розчинів, треба відмітити тенденцію впровадження блочно-модульних схем компонування. Першорядними задачами є створення нових бетоно- і розчинозмішувачів, використання бетоно- і розчинонасосів. Такий підхід дає можливість оперативно здійснювати процес приготування сумішей безпосередньо на будівництві та подачу їх до місця укладання, більш ефективно впроваджувати монолітне будівництво з розвитком відповідних машин і обладнання.

Що до існуючих домобудівних комбінатів та заводів залізобетонних виробів, то, за думкою авторів, необхідно впроваджувати принципово нові машини для ущільнення бетону, розвивати базу по їх виробництву. Конструкції таких машин розроблені на кафедрі "Машин і обладнання технологічних процесів" КНУБА.

Вібромайданчик (табл. 1, п.1) являє собою двомасову автоколивальну систему. Верхня маса включає масу робочого органу 3, на який встановлено форму 1 з сумішшю, що ущільнюється, та масу статора 4 електромагніта з котушкою 5. Верхня маса віброізолюється від фундаменту опорними амортизаторами 2. Нижня маса включає масу ударника 7 з якорем 8 електромагніту. Ударник з'єднується з робочим органом пружним зв'язком (ресорою) 6. Маси співударяються через буфери 9, зазор в яких менший від зазору у магнітопроводі електромагніту. Котушки електромагнітів усіх віроблоків підключено паралельно до блоку живлення. Між робочим органом і ударником встановлено роз'єднувач живлення електромагнітів. Роз'єднувач, який являє собою безконтактний індукційний датчик 10 і прапорець 11, є елементом зворотного зв'язку в схемі керування 12 блоком живлення 13. Блоком живлення є трифазний тиристорний випрямлювач.

Поширеними у будівництві є фундаментні блоки, які формуються, як правило, в стаціонарних умовах. Ущільнення здійснюється глибинними вібраторами. При цьому у форму заливають пластичну суміш. Розроблено спеціальну установку для виробництва фундаментних блоків з пустотами (табл.1, п.2), яка складається із блочного ударно-вібраційного майданчика, що має два кінематично не зв'язаних блоки 2. Блоки спираються на опорну раму 1. Привод вібраторів блоків здійснюється від двох електродвигунів через клинопасову передачу. Для забезпечення ударно-вібраційного режиму роботи на поверхні блоків закріплено прокладки, на яких встановлюється основа з закріпленими на ній поздовжніми 6 і поперечними 3 бортами й пустотоутворювачами 5. На основі встановлюється піддон 4, який має отвори для проходження пустотоутворювачів. Борти скріплюються спеціальними замками. Для відокремлення блоків, що формуються встановлюється перегородка. На поперечних бортах закріплені пазоутворювачі і ніби з кришками для утворення порожнин для проходження гака крана та фіксації арматурних

Таблиця 1. Ефективна техніка будівельної індустрії

№ п/п	Найменування установки	Принципова схема
1.	Авторезонансна віброплощадка з електромагнітним приводом	
2.	Резонансна установка з дебалансним збудником коливань	
3.	Установка з активними пустотами	
4.	Гідравлічна трамбівка	
5.	Безвібраційний бетоноформуючих агрегат	

петель. Щоб запобігти сповзанню форми з вібромайданчика, передбачені пружні зв'язки між опорною рамою та формою.

Установка з активними пустотами передає коливання від вібромайданчика безпосередньо на пустотоутворювачі, забезпечуючи в такий спосіб ефективність вібрації суміші, а отже, підвищення якості виробу. Установка працює таким чином (табл.1, п.3): механізмом пересування каретка 1 забезпечує переміщення пустотоутворювача 2 в положення збирання форми. Піддон 5, бортооснащення 4 утворюють форму. Коли форма зібрана і заповнена сумішшю, відбувається з'єднання пустотоутворювачів і профільованих опор рами вібромайданчика 9 притискними бортами 7 за допомогою пневмоциліндрів 8. Потім вмикається вібромайданчик і на завершальній стадії укладається привантажний щит 3. Не знімаючи шита, пневмоциліндрами 8 піднімаються притискні борти, тобто відбувається розрив жорсткого зв'язку між рамою вібромайданчика і пустотоутворювачами, після чого пневмоциліндрами 6 повертають пустотоутворювачі навколо своєї осі для полегшення їх витягування з форми. Далі технологічні операції здійснюються за традиційним методом. В ефективності нового способу можна ще більше впевнитись, якщо так звані "прихвати" 7 зробити роз'єднаними і встановити між ними пружний елемент (наприклад, прокладку з гуми). Тоді система стає двомасовою і відповідним добором жорсткості пружного елемента можливо добитися режиму, за якого енергія, що йде від машини, активно сприятиме процесу ущільнення суміші.

Прикладом ефективних вібраційних машин може слугувати розроблена тримасова віброударна трамбівка (табл.1, п.4) з пульсаторним гідравлічним вібратором, в якому застосовано ротаційний гідророзподільник з примусовим обертанням золотника.

Принципово гідравлічна трамбівка включає: корпус 1 з віброізолюючим пристроєм 2 (верхню масу), інерційну масу 3, яка разом із жорстко закріпленим ударником 4 та резиновим буфером 5 складають ударну масу (робочий орган); ущільнюючу плиту 6, гідроциліндр 7 та гідророзподільник 8. Корпус з'єднаний з ущільнюючою плитою пружними елементами 9, 10, а з ударником – пружними елементами 11, 12. Інерційна маса через шарнірний пристрій 13 з'єднана зі штоком 14 гідроциліндра 7, жорстко закріпленого у корпусі.

Трамбівка працює наступним чином: робоча рідина з бака 15 гідравлічного стану (базової машини) за допомогою насоса потрапляє у вхідний отвір розподільника 8. При повороті золотника в напрямку, показаному на рисунку вхідний отвір розподільника відкривається і рідина через вихід потрапляє у безштокову порожнину гідроциліндра 7. В той же час інший вихідний отвір розподільника відкривається і робоча рідина зі штокової порожнини гідроциліндра потрапляє у бак. При цьому шток 14 гідроциліндра разом з ударною масою рухається вниз із певною швидкістю. При повному відкритті вхідного отвору швидкість руху ударника 4 стає максимальною, і в цей час відбувається взаємодія останнього через резиновий буфер з ущільнюючою плитою 6, а через неї і з будівельною сумішшю. В процесі ущільнення ґрунту швидкість руху ударника і ущільнюючої плити зменшується від максимального значення до нуля внаслідок сил опору будівельної суміші та поступового перекриття впускного отвору при подальшому обертанні золотника. При повному перекритті отворів ударник зупиняється, а за ним і ущільнююча плита. На цьому закінчується процес руху плити вниз. Подальше обертання золотника призводить до перетікання робочої рідини від насосу у штокову порожнину гідроциліндра 7. В цей же час рідина зі штокової порожнини потрапляє на злив в бак. При цьому ударник починає рухатись вгору. При подальшому обертанні золотника гідравлічна сила зменшується до нуля, і ударник з поршнем зупиняються у верхньому крайньому положенні. Далі цикл повторюється.

Поряд із вібраційними машинами набувають розвитку бетоноформувальні агрегати, які поєднують в собі всі функції, що необхідні для формування того чи іншого виробу.

Бетоноформувальний агрегат безвібраційної дії для виробництва панелей з пустотами працює в такій послідовності (табл.1, п.5): бетонна суміш потрапляє в розподільний бункер 3 з бункера 5 і потім у пресформу 12, після чого вмикають гідроциліндри 2, які надають візку 1 з пресувальним роликком 4 зворотньо-поступального руху перпендикулярно до площини малюнка. Радіальні виступи 6 пресувального ролика 4, занурюючись між пустотоутворювачами 11,

втискують бетон між ними, тим самим ущільнюючи нижній шар виробу. Рама 9 з бункерами, візком 1 і стінкою 7 рухається в бік порожньої частини пресформи, при цьому пустотоутворювачі 11 лишаються нерухомими. Система гідроциліндрів 10, 8 і стінки 7 дозволяє рухатись пустотоутворювачам відносно рами 9. Така принципова схема дозволяє за один прохід формувати пустотну панель як на довгих лінійних, так і на звичайних стендах. При цьому можливо забезпечити формування суцільної, без пустот, частини панелі.

Створення таких машин та агрегатів відкриває широкі можливості для інтенсифікації робочих процесів виробництва будівельних матеріалів та формування залізобетонних виробів.

УДК 666.97

*Г.В. Бадеян, д-р техн. наук, главный инженер Корпорация "Познякижилстрой",
Х.А. Меграбян, инженер Корпорация "Познякижилстрой"*

ФИЗИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ, ЛЕЖАЩИЕ В ОСНОВЕ ПРОЦЕССОВ ВИБРОУПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ В СТЕСНЕННЫХ УСЛОВИЯХ

Бетонная смесь представляет собой многокомпонентную среду, состоящую из тщательно подобранных по составу крупного и мелкого заполнителей, вяжущего и воды. В процессе приготовления и обработки смеси в нее неизбежно вовлекается воздух, количество которого меняется в зависимости от вида обработки. Конечная цель обработки смеси состоит в удалении воздуха и создании плотной однородной структуры.

Физика процесса уплотнения смеси кроется в установлении природы сил, препятствующих образованию плотной структуры. В общем, это силы сухого и вязкого трения, которые появляются в виде трения между зернами заполнителя и трения бетонной смеси об опалубку.

Чтобы более полно и аргументировано оценить физику процесса вибрационного уплотнения, рассмотрим изменение коэффициента внутреннего трения, попытками определения занимались ряд исследователей.

Рассмотрим физику и механизм процесса уплотнения в историческом аспекте развития и исследования этого вопроса.

Очевидно, что процесс уплотнения состоит в такой укладке твердых частиц, при которой объем не занятый твердыми частицами, является наименьшим и неизменным для данной смеси. Уплотнение может быть естественным и принудительным. Процесс естественного уплотнения представляется таким образом, что случайные внешние воздействия нарушают равновесие между силами трения, сцепления и весом частиц. В результате сила веса частиц оказывается больше сил трения и сцепления. Под действием собственного веса частицы приходят в движение, стремясь занять самое низшее положение. Происходит перегруппировка расположения частиц в более компактную структуру, объем смеси уменьшается и смесь уплотняется. Аналогично осуществляется и принудительное уплотнение, когда внешним воздействием стремятся снять силы трения и сцепления между частицами смеси и придать им такие перемещения, при которых происходит переукладка частиц в более плотную и в результате расстояния между частицами уменьшается и смесь уплотняется. Другими словами, каждая частица смеси должна получить первоначальный импульс, который будет достаточным для нарушения сил трения и сцепления частицы с соседними. Такое условие должно поддерживаться в определенном диапазоне времени, то есть частицы совершают колебательное движение.

Так видится процесс уплотнения. Сам же механизм этого явления трактуется различными исследователями по разному.

Механизм уплотнения, описанный в работе [2] заключается в том, что при вибрации частица смеси движется подобно газу. Наличие относительного движения частицы и пересечение их траекторий создают возможность обмена импульсами, статическая равнодействующая которых препятствует внешнему давлению, собственному весу и силам сцепления частиц.

Механизм уплотнения с помощью вибрации по данным исследований [5] состоит в обеспечении вихрей и турбулентного движения смеси. Считается, что уплотнение статическим давлением сопровождается только деформациями - как упругими, так и остаточными. При уплотнении с помощью вибрации происходят лишь конечные перемещения частиц без деформации.

В работе [7] моделируется движение частиц вибрируемой смеси как движение точки расположенной на наклонной под углом к горизонту плоскости.

В работе [4] также рассматривается процесс как движение отдельных частиц под воздействием вибрации. Эти, как и некоторые другие исследователи, являются сторонниками дискретной, так называемой, корпускулярной теории процесса. Отсюда вытекает и выбор модели бетонной смеси, и установление необходимых аналитических зависимостей.

Существует и иная точка зрения на процесс и механизм уплотнения.

Так, в работе [13] отмечается, что деформационные процессы являются главными. Здесь речь идет о том, что в процессе колебаний распространяются волны, которые вызывают деформации слоев смеси и в конечном итоге смесь уплотняется.

Исследованиями [12] установлено, что процесс уплотнения является деформационным и, в процессе наложения вибрации на смесь, в ней распространяются упругие и пластические волны. Таким образом, при определенном динамическом воздействии смесь становится пластической и происходит процесс её уплотнения.

В работе [9] рассматривается механизм процесса уплотнения как состоящий из сплошной среды. Считается, что каждая "физическая" точка смеси одновременно участвует в двух движениях:

1) общем, представляющем смещение, соответствующее непрерывным деформациям смеси как тела (упругого, упруговязкого, упруговязкопластического и др.);

2) относительном, представляющем смещение частиц как абсолютно твердого тела.

В некоторых работах рассматриваемый процесс разделяется на фазы или стадии.

Процесс уплотнения по Н.В. Михайлову [8] представляется следующим образом.

В первой фазе происходит разрушение структурных связей, связности частиц и смесь превращается в вязкую жидкость. Степень разрушения структуры в каждый данный момент пропорциональна градиенту скорости, возникающему при относительном движении частиц. Вторая фаза - самоуправление. Освободившись от связей, частицы под действием собственного веса занимают наинизшее положение, смесь приобретает наибольшую плотность.

В работе [3] рассматриваю процесс вибрационного формирования бетонной смеси условно состоящим из двух стадий. На первой стадии происходит взаимное перемещение и вместе с ним перекомпоновка крупного заполнителя, активное выделение заземленного воздуха с последующим уменьшением объема, занимаемого смесью, при этом создается макроструктура бетона. На второй стадии доуплотняется растворная часть за счет максимального тиксотропного разжижения цементного теста и заземленного воздуха и формируются элементы микроструктуры бетона.

В работе [11] процесс разделяют не на две, а на три стадии. На первой стадии происходит переукладка составляющих смеси и интенсивное выделение из нее воздуха. Под действием динамической нагрузки система легко переходит в другую стадию путем перестройки случайной структуры системы в устойчивую в результате взаимной перекомпоновки зерен заполнителя.

Вторая стадия характеризуется выделением жидкой фазы и обволакиванием ею поверхности крупного заполнителя, сближением частиц смеси. В этот период преобладают силы

вязкого сопротивления, смесь приобретает свойства текучести и способности к формообразованию.

На третьей стадии происходит компрессионное уплотнение растворной составляющей смеси с незначительным приращением плотности.

Таким образом, физика процесса уплотнения и механизм этого процесса в зависимости от взгляда исследователя на роль того или иного вида движения трактуется по-разному и поэтому весьма важным является оценка влияния тех или иных параметров, что в совокупности даст возможность проанализировать существующие расчетные смеси.

Особого внимания заслуживает рассмотрение механизма уплотнения бетонной смеси глубинным вибрированием, как основным и в монолитном строительстве [1], которое находит все большее применение на Украине [2]. При погружении вибратора в бетонную смесь и ее включении в работу, возникает так называемый пограничный слой. В этих условиях имеют значение четыре вида сопротивления: лобовое, вязкое, инерционное и акустическое, которые в конечном итоге приводят к падению амплитуды колебаний [7-13], и процесс уплотнения происходит путем передачи энергии через этот слой.

Возникает задача исследования процессов изменения этих сил при уплотнении бетонной смеси в опалубке, учета падающих и отраженных волн, оценки эффективности уплотнения и выбора параметров, режимов уплотнения и организации работы по эффективному использованию вибрации для достижения качества сформированной конструкции.

Список литературы

1. Атаев С.С., Бондарик В.В., Громов Н.Н. и др. Технология, механизация и автоматизация строительства. - М.: Высшая школа, 1990. – 592 с.
2. Бадеян Г.В. Основы технологических решений возведения монолитных железобетонных каркасов в высотном жилищном строительстве. Диссертация на соискание ученой степени доктора наук. К.: КНУБА, 2000.
3. Гусев Б.В., Зазимко В.Г. Вибрационная технология бетона. - К.: Будивельник, 1991. – 158 с.
4. Куннос Г.Я. Вибрационная технология бетона. - Л.: Строиздат, 1967. – 168 с.
5. Куприянов Е.М. Уплотнение насыпных грунтов. - М.: Строиздат, 1950 – 286 с.
6. Лермит Р. Проблемы технологии бетона. - М.: Госстройиздат, 1959. – 294 с.
7. Миклашевский П.М. Вибрирование бетонной смеси. - М.: Волгостроиздат, 1937 – 119 с.
8. Михайлов Н.В. Основные принципы новой технологии бетона и железобетона. - М.: Госстройиздат, 1961 – 53 с.
9. Овчинников П.Ф. Виброгеология. - К.: Наукова думка, 1983. – 271 с.
10. Ребю П. Вибрирование бетона. - М.: Стройиздат, 1970 – 156 с.
11. Савинов О.А., Лавринович Е.В. Вибрационная техника уплотнения и формирования бетонных смесей. - Л.: Стройиздат, 1986 – 280 с.
12. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. - К.: Вища школа, 1988 г. – 168 с.
13. Шмигальский В.Н. Формирование изделий на виброплощадках. - М.: Стройиздат, 1968 г. – 104 с.

УДК 666.97

*Г.В. Бадеян, д-р техн. наук, главный инженер Корпорация "Познякижилстрой",
Е.Ж. Даниелян, инженер Корпорация "Познякижилстрой"*

АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧИХ СРЕД В СИСТЕМАХ "БУНКЕР-ОПАЛУБКА"

Процессу производства монолитных железобетонных конструкций предшествует технология доставки бетонной смеси от автобетоносмесителя и её транспортирования к месту укладки в опалубку. В наиболее простом случае это выполняется системой «бадья-опалубка» [1]. Очевидно, такие важные свойства бетонной смеси, как удобоукладываемость и однородность значительно зависят от правильного выбора соответствующих параметров процесса изменения смеси от автобетоносмесителя до опалубки.

Несмотря на широкое распространение бункеров в строительном производстве, строительстве зданий и сооружений, их кажущуюся простоту (устройства и функционирования), теория их рабочего процесса, в особенности для сыпучих тел, строительных смесей, реологически сыпучих жидкостей и др. Находится в настоящее время лишь в зачаточном состоянии. В ряде теоретических работ, посвященных этому вопросу, по утверждению Л.В. Гячева [2], рассматриваются, как правило, только силы, действующие на стенки бункера при покое сыпучего тела. Движение сыпучих тел в бункерах принято изучать лишь экспериментально, ввиду сложности построения адекватной физико-математической модели, причем данные, полученные различными исследованиями, не всегда между собой согласуются.

Можно утверждать, что подобное положение дел в динамике сыпучих тел вообще, в теории движения сыпучих (строительных) сред, тел, смесей в трубах и бункерах, в частности, сдерживает технический прогресс в области строительства (в частности, методом возведения зданий из монолитного железобетона и пр.) В работе [2] впервые предпринята попытка создания теории движения сыпучих тел в трубах постоянного и переменного сечения. Она может быть исследована при проектировании соответствующих комплексов и агрегатов производства строительных изделий, материалов и конструкций. Теория [2] основана на представлении о сыпучем теле, как о совокупности шероховатых абсолютно твердых частиц, обладающих определенными размерами. Механические свойства принятой здесь модели идеально сыпучего тела близки к действительным свойствам ряда реальных сыпучих материалов, используемых в строительном производстве и технологиях, таких как строительные смеси (песка, гравия, щебня, цемента и др.).

Вкратце остановимся на основных задачах динамики сыпучих тел и возможных путях их решения.

Можно наметить три основных типа задач теории движения сыпучих (строительных) тел и смесей. В соответствии с этим можно определить и три основных направления в динамике сыпучих (строительных) тел и смесей.

1. Теория движения сыпучих (строительных) тел и смесей (ССТС) в закрытых сосудах, неподвижных или движущихся по каким-либо законам. Сюда относится движение ССТС в трубах и бункерах, неподвижных или совершающих какое-либо движение (управление системой извне).

2. Теория движения ССТС в открытых сосудах (лотках, желобах и др.)

3. Теория обтекания ССТС и материалами движущихся в них твердых тел (мешалки, рабочие органы глубинных вибраторов, стержни арматурные и пр.)

Следует отметить, что во всех указанных случаях всегда наблюдается относительное движение частиц всего объема ССТС. Например, при движении ССТС в существующей трубе (бункере) прилегающие к стенкам частицы обязательно вклиниваются между соседними; т.е., в свою очередь, раздвигают смежные частицы и, в результате, в относительное движение приходят все частицы ССТС, заполняющие движущийся объем. При перемещении ССТС по

желобам, лоткам, каналам и др. частицы, находящиеся в перемещаемом (рабочим) органом объеме, совершают и вихревое движение. Процесс обтекания ССТС движущегося в нем поверхности какого-либо рабочего органа (поверхностного, глубинного, вибратора и др.) сопровождается сложным абсолютным и относительным движением частиц (ССТС).

Сказанное выше позволяет заключить, что ССТС нельзя рассматривать как монолит, движение которого происходит лишь путем смещения частей монолита (квазиупругого континуума) по отдельным плоскостям скольжения. В связи с этим при исследовании динамики ССТС просто бесполезны методы статики сплошной сыпучей среды, предлагающие, как и в случае твердых тел (упругого континуума), возможность разрушения только по отдельным плоскостям (ССТС является дискретной средой, а континуальные свойства ей, т.е. сплошность, вряд ли можно присвоить). Абсолютно твердых шаровых зёрен, обладающих сухим внешним и внутренним трением. Л.В. Гячев [2] применяет метод исследования движения, заключающийся в составлении и интегрировании дифференциальных уравнений движения сначала элементарного, а затем конечного объёма (потока) сыпучего материала в бункере. Изложенный метод позволил последовательно и логически обоснованно рассмотреть автору [2] целый ряд вопросов, имеющих важное практическое значение для технологий производства строительных материалов, изделий, конструкций. В их число входит, например, исследование теоретических закономерностей гидравлического истечения сыпучего материала из бункеров и нормального истечения из отверстий. Найдены осевые и нормальные к стенкам бункера давления сыпучего тела при покое, установившемся и неустановившемся гидравлическом истечении. Рассмотрены законы истечения сыпучего материала из составных бункеров, а также комбинированного истечения из бункеров с насадками. Определена производительность бункеров сложной формы с криволинейным продольным сечением, а также найдена теоретическая форма, бункера, обладающего наибольшей пропускной способностью.

Все сказанное выше о работе [2] свидетельствует о том, что лежащие в основе предлагаемой в ней теории дискретные модели сыпучих тел и метод исследования движения могут быть использованы для решения задач движения сыпучих (строительных) смесей, с коррекцией применительно к условиям подачи смеси в опалубку и с учетом насыщенной арматуры.

Список литературы

1. Бадеян Г.В. Основы технологических решений возведения монолитных железобетонных каркасов в высотном жилищном строительстве. Диссертация на соискание ученой степени доктора наук. К.: КНУБА, 2000.
2. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах - М.: Машиностроение 1968.- 184 с.

УДК 624.132

*В.Л. Баладинский, д-р техн. наук, проф. КНУСА,
В.Г. Чумаков, Туламелдормаш,
В.Н. Гагаев, Туламелдормаш*

ОСНОВЫ ДИНАМИКИ РАЗРУШЕНИЯ ГРУНТОВ

В машинах с динамическими рабочими органами энергия разрушения передается на рабочий орган от нескольких источников (в большинстве двух): двигателя (или двигателей) рабочего органа, принимающего на себя работу разрушения и двигателя механизма, осуществляющего перемещение рабочего органа. Установка, непосредственно на рабочем органе источника энергии, позволяет уменьшить ее потери за счет исключения из системы энергии, необходимой для перемещения массы несущей конструкции (платформы, стрелы, ротора, рукояти и т.д.) и увеличения коэффициента полезного действия механизма разрушения. Динамический рабочий орган является подвижным относительно машины или ее основных частей. Это позволяет получить практически любые усилия и скорости на режущей кромке рабочего органа, резко снизить вес машины и повысить ее производительность. За счет увеличения рабочих скоростей, режим разрушения становится динамическим – зона разрушения превышает зону внедрения рабочего органа. Основным недостатком машин с динамическими рабочими органами, по сравнению со статическими, является некоторое усложнение конструкции узла рабочего органа.

Использование рассмотренного принципа разделения (переноса) энергии, необходимой на разрушение, позволяет значительно повысить полезную единичную мощность машин, без увеличения общей установленной мощности. При прочих, равных со статическими условиями работы, машины с динамическим приводом позволяют разрабатывать более крепкие грунты и породы.

Практически при установке источника энергии непосредственно на рабочем органе режим разрушения становится динамическим, так как скорости внедрения и перемещения, в большинстве случаев, складываются. Однако в особых случаях, это будет показано в дальнейшем, эти скорости могут и не суммироваться.

Рассмотрим в общем виде эти положения. Для силы P , необходимой для внедрения рабочего органа на глубину δ , например, при вертикальном движении рабочего органа [1]:

$$P = \frac{U \cdot K_g \cdot S \cdot m \cdot V_0}{4E_{y\delta} \cdot K_\alpha}.$$

Практически можно получить любое значение при увеличении энергии единичного удара. Сила внедрения рабочего органа прямо пропорциональна скорости движения рабочего органа V_0 , площади его соприкосновения с грунтом S , динамическому сопротивлению грунта K_g , скорости прохождения волны в грунте U и обратно пропорциональна кинетической энергии рабочего органа $E_{уд}$ и величине угла заострения при его вершине K_α .

Следует отметить, что на силу сопротивления грунта влияют его физико-механические характеристики, входящие в показатель динамического сопротивления грунта K_g : удельный вес, сцепление, пористость, влажность, плотность. Причем этот показатель зависит от квадрата скорости внедрения.

Таким образом, при установке источника энергии непосредственно на рабочем органе у прицепных землеройных машин резко снижается тяговое усилие, у машин с навесным рабочим оборудованием уменьшается напорное усилие и т.д. Все это приводит к созданию изолированных от всей конструкции машины узлов - рабочий орган и привод, имеющих относительно небольшие веса и габариты. При этом, по сравнению с машинами статического действия, у машин с динамическими рабочими органами значительно возрастает единичная полезная мощность и коэффициент полезного действия.

На основе этих принципов создан ряд машин различного назначения с динамическими приводами рабочих органов.

В зависимости от целей и условий работы машины динамического действия можно разделить по следующим основным принципам:

1. По виду привода рабочего органа: независимый, зависимый, смешанный.

Независимый привод бывает со свободно-падающим грузом, вибрационный, ударный, скоростной, взрывной, газовый или их сочетание.

Независимый привод рабочих органов является наиболее эффективным. Энергия разрушения передается от двигателя (или двигателей) рабочего органа (M_1 , M_2) непосредственно на сам рабочий орган (PO) и далее на разрушаемый грунт ($г$).

Эффективность процесса в этом случае не зависит от величины тягового или напорного усилия ($т$) и мощности двигателя машины ($м$).

Зависимый привод динамических рабочих органов бывает: пружинный, гидравлический, пневматический, или их сочетание. В этом случае эффективность процесса зависит от силы сопротивления грунта P . Во время, предшествующее сколу грунта, упругий элемент $УЭ$ (например, пружина) накапливает энергию за счет основного двигателя машины (M). Во время скола пружина разжимается, дает рабочему органу дополнительный импульс, передающийся на грунт. Упругий элемент устанавливается обычно между напорным (HM), ходовым (XM) или тяговым (TM) механизмами и рабочим органом. В этом случае усилие разрушения зависит от силы тяги или напора машины.

Смешанный привод является сочетанием двух первых и позволяет использовать для разрушения как двигатель рабочего органа (M_1), так и двигатель самой машины (M).

2. По виду перемещения машины и динамическими рабочими органами можно разделить на самоходные, прицепные и полуприцепные.

3. По виду направления движения рабочего органа: вертикальное прямолинейное, горизонтальное прямолинейное, криволинейное, круговое.

При разрушении прочных грунтов динамическими нагрузками за счет погружения клинового рабочего органа наиболее целесообразно обрушать грунт в сторону открытой стенки забоя. В этом случае грунт отделяется от массива крупными глыбами при наименьших энергетических затратах. Важным узлом машины с рабочим органом ударного действия является рабочий инструмент, его форма и размеры определяются конструкцией машины, а также свойствами разрабатываемого грунта.

При проектировании рабочих органов ударного действия необходимо учитывать, что на величину внедрения рабочего инструмента за один удар, кроме свойств грунта, влияют также форма рабочего инструмента и площадь поперечного сечения его. Как показали исследования, для вязких грунтов типа глин нужно иметь клин с наименьшим углом заострения, а для других типов грунтов – мерзлого песка лучше иметь клин с углом заострения равным $15-30^\circ$. Первый тип клина режет мерзлую глину, попутно создавая в ней трещины, второй тип клина колет мерзлый песок.

Выбор формы рабочего органа зависит также от величины и направления нагрузок, под действием которых происходит разрушение грунта. При разрушении прочных грунтов путем последовательных погружений рабочего органа, обеспечивающих большую работу единичного удара, применяются в основном двускосные (симметричные) и односкосные клинья.

Значение оптимального плеча скола для хрупких и квазихрупких материалов может быть получено исходя из условий развития опережающей главной трещины, выходящей на открытую (лобовую) стенку забоя. Траектория такой трещины подчиняется известным закономерностям, базирующимся на условии минимума затрат энергии, необходимой для развития трещин.

Для устойчиво развивающейся главной трещины, выходящей на лобовую стенку забоя, при соблюдении указанного условия (минимума энергии) уравнение, определяющее траекторию трещины:

$$y' = \frac{2y_T}{x \left[1 - \left(\frac{y_T}{x_T} \right)^2 \right]}.$$

В этом случае угол θ : $\operatorname{tg} \theta = \frac{y_T}{x_T} = \frac{\ell}{h}$.

Образование трещины и ее устойчивое развитие возможно, когда требуемое усилие меньше или равно данному конкретному значению реализуемого машиной:

$$P \geq P_T = \frac{\pi \cdot \sigma_g (h^2 + \ell^2) b_p}{2h}.$$

Оптимальным условием разрушения, т.е. условием минимальной энергоемкости процесса будет:

$$P = P_T = \frac{\pi \cdot \sigma_g (h^2 + \ell_{\text{эф}}^2) b_p}{2h}.$$

Следует отметить, что в общем случае, при отсутствии открытой стенки, развитие главной трещины происходит при непрерывном снабжении энергией разрушения и по направлению приложения силы энергии. В общем случае для хрупких и полухрупких тел получены соотношения между X_T и Y_T . Эти соотношения могут быть использованы и для инженерных расчетов при выборе параметров рабочих органов машин для разрушения прочных пород и грунтов (скальных, мерзлых и полускальных).

При работе быстровращающихся дисковых и роторно-ударных рабочих органов толщина стружки (плечо скола) зависит от соотношения скоростей вращения и подачи $V_{\text{п}}$, а также число зубьев Z :

$$\ell_c = \frac{2\pi \cdot V_n}{Z \cdot \omega}.$$

При оптимальных условиях $\ell_c = \ell_{\text{эф}}$; $h = (1,0 - 1,5)\ell_{\text{эф}}$ и $P = P_T$

$$\ell_{\text{эф}} = \frac{P}{\pi \cdot \sigma_g \cdot b_p} = \frac{VU \cdot K_g \cdot Sm}{4E_{y\delta} \cdot K_\alpha \cdot \pi \sigma_g \cdot b_p}.$$

При этом скорость подачи с учетом $\ell_{\text{эф}}$ [1,2]:

$$V_{\text{п}} = \frac{\ell_{\text{эф}} \cdot \omega \cdot Z}{2\pi}.$$

Список литературы

1. Баладинский В.Л. Грунты. Разрушение. К., "Техніка будівництва", 2001.
2. Баладинський В.Л. Техніка прокладання ліній комунікацій. К., "МП Леся", 2001.

УДК 621.869

Л.В. Назаров, д-р техн. наук, И.Г. Кириченко, канд. техн. наук, И.А. Перевозник, канд. техн. наук, О.В. Щербак канд. техн. наук
Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ СОЕДИНИТЕЛЬНО-УПРАВЛЯЮЩЕГО МОДУЛЯ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННОГО ПОГРУЗЧИКА

Современные фронтальные ковшовые погрузчики в большинстве своем оборудованы шарнирно-сочлененной рамой с двумя гидроцилиндрами рулевого управления. Внедрение ковша погрузчика в штабель разрабатываемого материала производится за счет напорного усилия, развиваемого двигателями, и запаса кинетической энергии, приобретенной в процессе разгона. В ходе выполнения этой операции возможно резкое стопорение погрузчика, иногда сопровождаемое ударом его ковша о труднопреодолимое препятствие. В результате шарнирное сочленение полурам и гидроцилиндры рулевого управления воспринимают повышенные динамические нагрузки, что влечет за собой преждевременный их выход из строя. Поэтому необходимо всестороннее исследование данного режима нагружения машины. Поставленная задача решена на основании двухмассовой модели с тремя степенями свободы, учитывающей продольное и угловые перемещения погрузчика в процессе стопорения. На рис.1 представлена расчетная схема, соответствующая этому случаю.

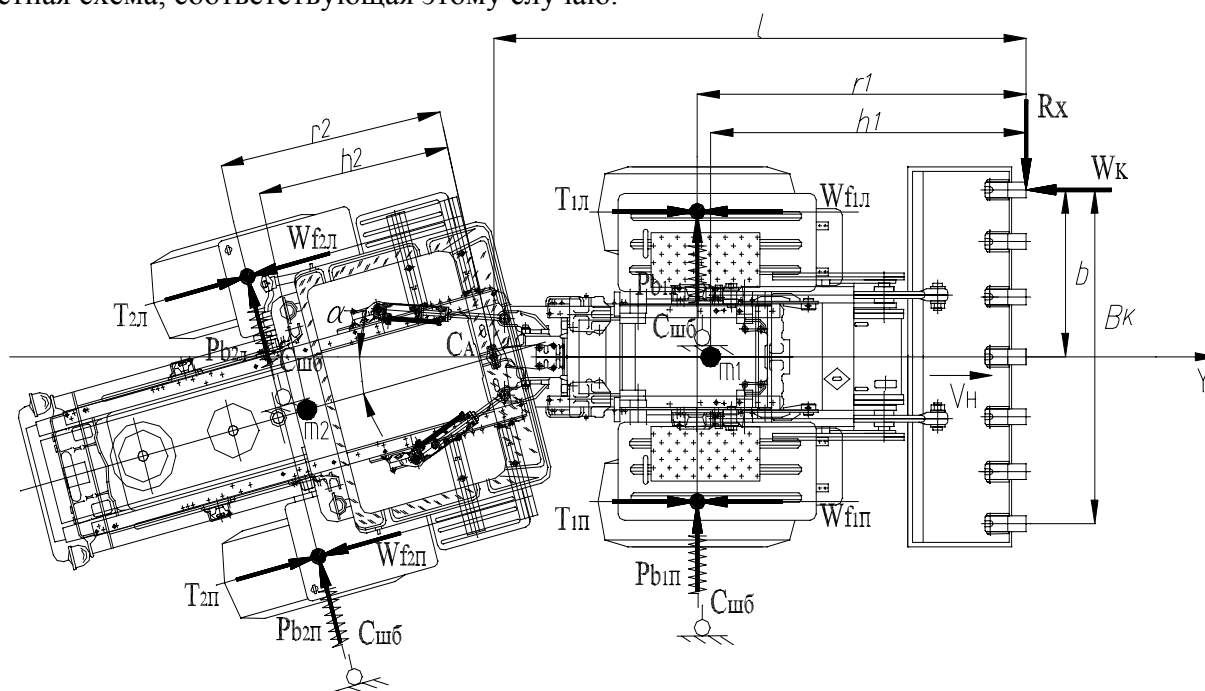


Рис.1. Расчетная схема погрузчика

При составлении математического описания модели приняты следующие допущения: рассматривается плоскопараллельное движение погрузочной машины в горизонтальной плоскости; технологический (ТМ) и энергетический (ЭМ) модули представляют собой твердые тела, а вся машина симметрична относительно продольной плоскости; при определении давления в гидроприводе рулевого управления рассматривается вариант, когда гидроцилиндры находятся в запортом состоянии; упругими элементами являются: гидропривод рулевого управления с приведенной круговой жесткостью C_A ; шины с боковой жесткостью $C_{шб}$; боковые усилия на шинах ограничены сцеплением колес с дорогой; тяговое усилие и сопротивление внедрения ковша в сыпучую среду - нелинейные по скорости и перемещению.

Эквивалентная расчетная схема, учитывающая предложенные допущения представлена на рис.2. Рассматривается асимметричное приложения внешней нагрузки на ковше при произвольном расположении полурам.

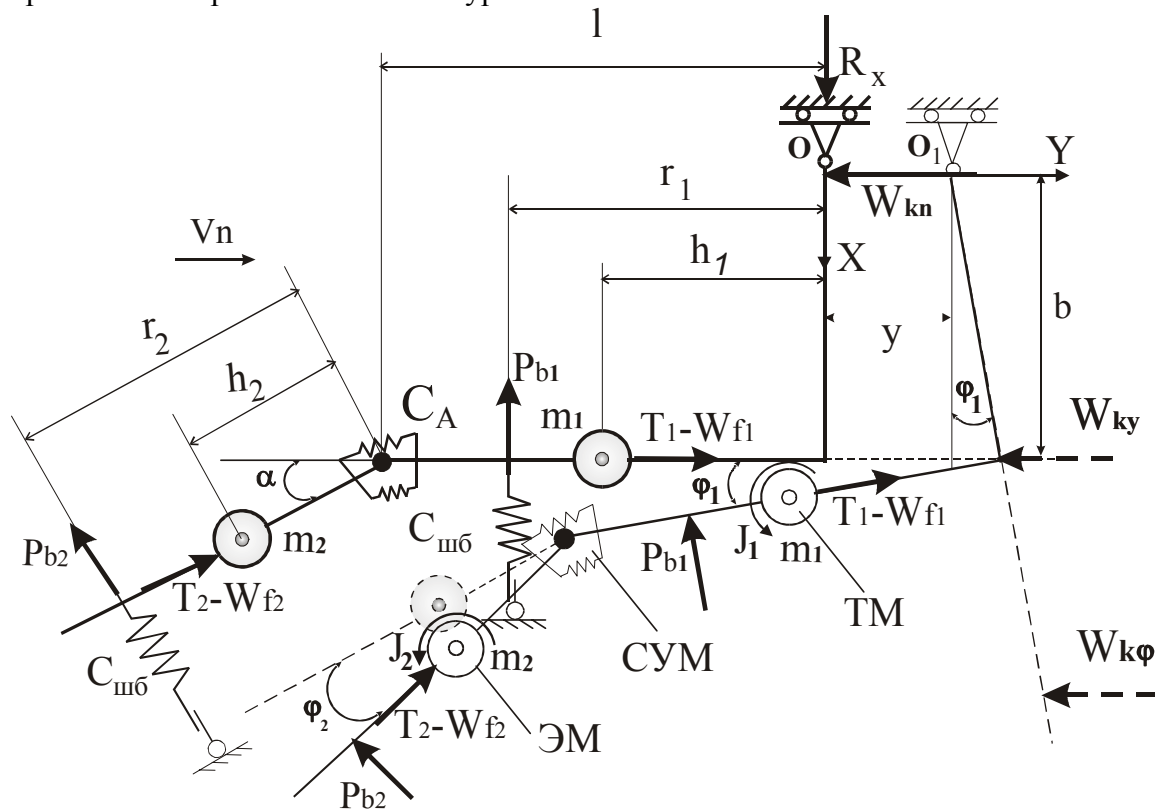


Рис. 2. Эквивалентная расчетная схема

Движения масс машины определяется уравнениями Лагранжа второго рода и описывается выражениями:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2) \cdot \ddot{y} + (m_1 + m_2) \cdot b \ddot{\varphi}_1 + m_2 \cdot h_2 \sin \alpha \cdot \ddot{\varphi}_2 = T_1 + T_2 \cdot \cos \alpha - P_{b2} \cdot \sin \alpha - W_{kn} - W_{ky} - W_{k\varphi}; \\ (m_1 + m_2) \cdot b \cdot \ddot{y} + [J_1 + m_1 \cdot (h_1^2 + b^2) + m_2 \cdot (l^2 + b^2)] \cdot \ddot{\varphi}_1 + m_2 \cdot (l \cdot h_2 \cos \alpha + b \cdot h_2 \sin \alpha) \cdot \ddot{\varphi}_2 = \\ = T_1 \cdot b + T_2 \cdot (b \cdot \cos \alpha - l \cdot \sin \alpha) - P_{b1} \cdot r_1 - P_{b2} \cdot (l \cdot \cos \alpha + b \cdot \sin \alpha) + C_A \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) - \\ - W_{ky} \cdot b - W_{k\varphi} \cdot 2 / 3 \cdot (b + B_k / 2); \\ m_2 \cdot h_2 \sin \alpha \cdot \ddot{y} + m_2 \cdot (l \cdot h_2 \cos \alpha + b \cdot h_2 \sin \alpha) \cdot \ddot{\varphi}_1 + (J_2 + m_2 \cdot h_2^2) \cdot \ddot{\varphi}_2 = - P_{b2} \cdot r_2 - C_A \cdot (\varphi_2 - \varphi_1). \end{cases} \quad (1)$$

Составляющие обобщенных сил, движущие усилия и силы сопротивления движению являются функциями обобщенных координат, скоростей и определяются зависимостями [1]:

сила тяги на ведущих колесах ТМ:

$$T_1 = R_{z1} \cdot \varphi_{cu} \cdot \left[1 - \frac{0.065}{V_n} \cdot (\dot{y} + b \dot{\varphi}_1) - \frac{0.935}{V_n^5} \cdot (\dot{y} + b \dot{\varphi}_1)^5 \right]; \quad (2)$$

сила тяги на ведущих колесах ЭМ:

$$T_2 = R_{z2} \cdot \varphi_{cu} \cdot \left[1 - \frac{0.065}{V_n} \cdot (\dot{y} \cos \alpha + \dot{\varphi}_1 (b \cos \alpha - l \cos \alpha)) - \frac{0.935}{V_n^5} \cdot (\dot{y} \cos \alpha + \dot{\varphi}_1 (b \cos \alpha - l \cos \alpha))^5 \right]; \quad (3)$$

где R_{z1} , R_{z2} - опорные реакции на колесах технологического и энергетического модуля соответственно; φ_{cu} -коэффициент сцепления движителей с опорной поверхностью; V_n - начальная скорость движения машины; $V_{\varphi 1} = (\dot{y} + b \cdot \dot{\varphi}_1)$ - действительная скорость ТМ; $V_{\varphi 2} = (\dot{y} \cdot \cos \alpha + \dot{\varphi}_1 (b \cdot \cos \alpha - l \cdot \cos \alpha))$ - действительная скорость ЭМ.

Боковые реакции на колесах:

технологического модуля:

$$P_{b1} = C_{шб1} \cdot r_1 \cdot \varphi_1 \leq R_{z1} \cdot \varphi_{сц}; \quad (4)$$

энергетического модуля:

$$P_{b2} = C_{шб2} \cdot [y \cdot \sin \alpha + \varphi_1 \cdot (b \cdot \sin \alpha + l \cdot \cos \alpha) + r_2 \cdot \varphi_2] \leq R_{z2} \cdot \varphi_{сц}, \quad (5)$$

где $C_{шб1}, C_{шб2}$ - боковые жесткости шин технологического и энергетического модулей.

Составляющие усилий ударного нагружения края ковша и сопротивление его внедрению в разрабатываемый материал представлены выражениями:

$$W_{kn} = C_{ro} \cdot y; \quad (6)$$

$$W_{ky} = a_1 \cdot y + a_2 \cdot y^2 + a_3 \cdot y^3; \quad (7)$$

$$W_{k\varphi} = a_1 \cdot \varphi_1 \cdot \frac{L}{2} + a_2 \cdot \varphi_1^2 \cdot \frac{L^2}{3} + a_3 \cdot \varphi_1^3 \cdot \frac{L^3}{4}, \quad (8)$$

где C_{ro} - жесткость рабочего оборудования; a_1, a_2, a_3 - коэффициенты:

$$a_1 = 25.8 \cdot \left(\frac{\rho_x}{\rho_1} \right) \cdot \left(\frac{\delta_{1x}}{\delta_1} \right) \cdot \left(\frac{B_x}{B_1} \right);$$

$$a_2 = 0.644 \cdot a_1 \quad (9)$$

$$a_3 = 0.87 \cdot a_1$$

$$L = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{B_k}{2} + b \right), \quad (10)$$

где B_k - ширина ковша; b - координата приложения равнодействующей сопротивления;

δ - толщина режущей кромки; ρ - плотность разрабатываемого материала.

Систему нелинейных дифференциальных уравнений (1) не представляется решить в явном виде. Поэтому выбран численный метод решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений по алгоритму Дж. Форсайта, М. Малькольма, К.Моулера на основе метода Рунге Кутта-Фельберга 4-5 порядков. Реализация данного метода произведена средствами Turbo Pascal 7.0. Оценка динамической нагруженности элементов соединительно-управляющего модуля (СУМ) производится в два этапа. На первом этапе рассчитывается перемещение масс с заданными начальными условиями и параметрами движения, результаты расчета записываются в файл "Result.prn" и читаются при помощи пакета MathCAD-7.0.

В ходе решения системы дифференциальных уравнений были получены значения всех искомых величин: время процесса в с, скорость \dot{y} и перемещение y , угловые скорости и угловые перемещения технологического и энергетического модулей, силы тяги развиваемые ими, боковые реакции на колесах и составляющие силы сопротивления копанью на рабочем оборудовании, давление рабочей жидкости в рулевых гидроцилиндрах.

В ходе моделирования варьировались: скорость погрузчика, ($V_n = 0 \div 1.5$, м/с), начальный угол складывания полурам ($\alpha = 0 \div 30^\circ$) вправо и влево, координата точки приложения внешнего усилия на ковше ($b = 0 \div 1.22$, м) вправо и влево, жесткость рабочего оборудования ($C_{ro} = 500 \div 5000$, кН/м), приведенная круговая жесткость СУМ ($C_A = 210 \div 270$, кНм/рад), боковая жесткость шин ($C_{шб} = 750 \div 1440$, кН/м) и коэффициент сцепления движителей с опорной поверхностью ($\varphi_{сц} = 0.5 \div 0.8$).

Предложенная математическая модель в сочетании с начальными условиями и варьруемыми факторами позволила посредством ЭВМ исследовать свыше 10 тыс. однократных реализаций процессов нагружения СУМ с гидроцилиндрами рулевого управления, что охватывает практически все возможные варианты эксплуатационного нагружения погрузчика и его элементов.

С целью подтверждения адекватности расчетной модели, на натурной машине (погрузчик на тракторе Т-150К) были поставлены соответствующие эксперименты. В качестве примера на рис.3 приведены в сопоставлении друг с другом процессы фактического нагружения

гидроцилиндров рулевого управления погрузчика, во времени, при ударе края ковша в препятствие (поз.2) и полученные расчетом на ЭВМ (поз.1).

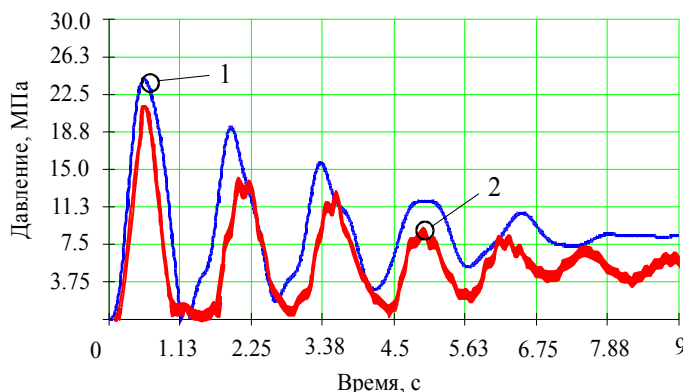


Рис.3. Изменение давления в гидроприводе рулевого управления СУМ, полученное экспериментальным путем и на основе математической модели

Эти данные свидетельствуют о совпадении расчетных и экспериментальных показателей исследуемых процессов, как по характеру, так и по абсолютным величинам (частота, пиковые выбросы давления рабочей жидкости, затухание колебаний).

В натурном эксперименте реализован двухфакторный план, в котором варьировались начальная скорость внедрения и угол складывания полурам погрузчика.

Обработка опытных данных позволила получить уравнение регрессии (11), позволяющее оценить наивысшую нагруженность гидропривода рулевого управления в зависимости от начальной скорости движения машины и угла складывания полурам в диапазонах изменения скоростей $0.5 \div 1.5$ м/с и угла складывания полурам $0 \div 15^\circ$.

$$P_{\text{эсп}} = 3.3 + 19.3V + 0.22\alpha - 1.18V^2 - 0.018\alpha^2 + 0.343V\alpha. \quad (11)$$

С учетом полученного на рис. 4 представлены данные эксперимента и теоретического расчета давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах СУМ при внедрении ковша на первой передаче КП погрузчика.

Расчетные значения предельного давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах СУМ отклоняются от экспериментальных не более чем на 12%.

Адекватность предложенной расчетной модели подтверждается также экспериментальными данными динамического нагружения рабочих органов погрузчиков других моделей - ТО-11 на тракторе К-701, ПМТС-1200, оборудованного гидрообъемной трансмиссией [2, 3] (рис.5).



Рис.4. Соотношения экспериментальных и теоретических значений давления в гидроприводе механизма рулевого управления

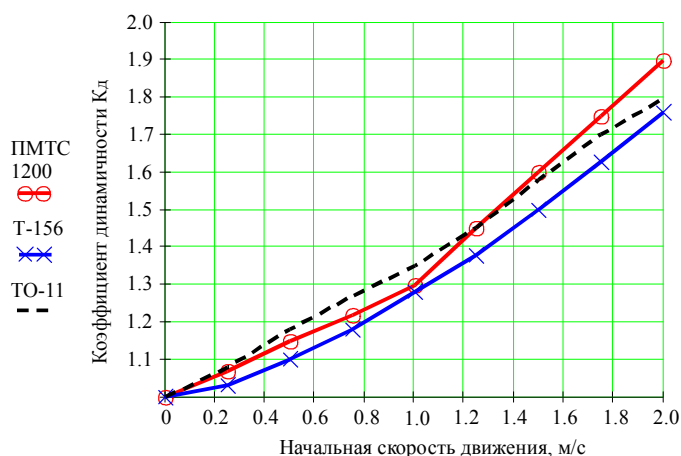


Рис.5. Соотношения коэффициента динамичности по силе сопротивления копанию в зависимости от начальной скорости движения

Расхождения расчетных значений коэффициента динамичности нагружения рабочего оборудования в сопоставлении с экспериментальными данными не превышают 8.5 %. Таким образом, проверка адекватности модели позволяет сделать вывод, о том, что предлагаемая математическая модель адекватно описывает нагружения рабочего органа и гидропривода механизма рулевого управления погрузчика и может быть использована в прочностных расчетах машины данного типа.

Результаты проведенного исследования использованы в программном комплексе, позволившем на базе конечно-элементного анализа напряженно-деформированного состояния получить прочностные показатели корпуса шарнира СУМ и произвести его конструктивную оптимизацию с целью повышения долговечности.

Список литературы

1. Л.В. Назаров. Динамические нагрузки на трактор Т-150К, агрегатируемый с бульдозерным оборудованием. // Тракторы и сельхозмашины. – 1978. № 3. - С. 17-19.
2. Нассер Амашех. Динамика одноковшового фронтального пневмоколесного погрузчика оборудованного нелинейным газо-гидравлическим амортизатором: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.05.04/ Хар. автом. дор. инст.- Харьков.-1995.- 16 с.
3. И.А. Перевозник. Прогнозирование основных параметров и нагруженности малогабаритных одноковшовых погрузчиков с регулируемыми гидрообъемными передачами: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.04/ Хар. автом. дор. инст.- Харьков.- 2000.- 16 с.

УДК 666.9.83

*И.А. Емельянова, д-р техн. наук, профессор ХГТУСА,
А.Н. Баранов, канд. техн. наук, доцент УИПА,
Д.В. Никонов, аспирант ХГТУСА*

ВЫЯВЛЕНИЕ УСЛОВИЙ УСРЕДНЕНИЯ СКОРОСТЕЙ ЧАСТИЦ ВОЗДУШНО-БЕТОННОГО ПОТОКА ПРИ КОМПОЗИЦИОННОМ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ

Невозможность транспортирования растворобетона насосами и пневмонагнетателями малоподвижных строительных смесей на значительные расстояния привела к разработке способа композиционного транспортирования [1]. Применение композиционного транспортирования позволяет обеспечить подачу малоподвижных бетонных смесей на расстояния, которые традиционными методами транспортирования обеспечиваются только при перекачивании бетонных смесей повышенной подвижности.

Композиционный способ транспортирования предусматривает последовательное транспортирование смеси на первом этапе поршневым насосом, а на втором этапе - сжатым воздухом. Установка композиционного транспортирования включает в себя двухпоршневой насос, компрессорную установку, пневмокамеру (камеру смешения бетонной смеси с воздухом) и гаситель. В камеру смешения растворобетона насосом подается бетонная смесь, а от передвижной компрессорной установки поступает сжатый воздух. В камере происходит разрушение сплошного потока бетонной смеси и в дальнейшем уже наблюдается движение воздушно-бетонного потока, в котором смесь представлена отдельно летящими частицами. Во время транспортирования смеси потоком сжатого воздуха свободная вода диспергируется и в конце транспортирования частично удаляется вместе с воздухом из бетонной смеси в гасителе, конструкция которого позволяет регулировать количество удаляемой влаги [2]. Возможность удаления свободной воды при композиционном транспортировании позволяет снизить в конце транспортирования первоначальную влажность бетонной смеси и, соответственно, ее подвижность. Поэтому, заведомо зная, что в конце транспортирования по трубопроводу снижается подвижность бетонной смеси, появляется возможность увеличения дальности ее перекачивания насосом за счет повышения первоначального водоцементного отношения.

При пневмотранспорте рекомендуется 5% массовая концентрация воздуха в потоке, что соответствует 99% объемной концентрации при нормальных условиях. Объемная концентрация воздуха будет меняться в процессе транспортирования в зависимости от давления в пределах 92,5-99%. Поэтому воздушно-бетонный поток в трубопроводе моделируется как движущаяся сплошная среда, в которой происходит случайное столкновение шарообразных дискретных частиц различного диаметра. Осредненная скорость воздуха (сплошной среды) в трубопроводе в различных участках меняется в пределах 30-45 м/с. Скорости витания частиц не превышают 10 м/с. Учитывая вышеуказанный диапазон скоростей несущей среды, продольная составляющая скорости частиц в трубопроводе будет не менее 20 м/с.

Частицы бетонной смеси в зависимости от их диаметра осуществляют движение по различным законам. Так, в результате взаимодействия в камере смешения бетонной смеси с воздухом [3], каждая частица приобретает скорость, отличающуюся от скорости воздуха на величину скорости витания. Разница скоростей частиц в воздушно-бетонном потоке на выходе из камеры смешения равна разнице скоростей их витания. При движении воздушно-бетонного потока по трубопроводу в результате соударения частиц различного диаметра скорости частиц выравниваются и на некотором расстоянии от камеры смешения движение воздушно-бетонного потока переходит в автомобильный режим. Таким образом, расслоения бетонной смеси в результате композиционного транспортирования наблюдаться не будет.

Механизм выравнивания скоростей частиц смеси заключается в том, что в процессе их движения по трубопроводу и взаимодействия происходит передача кинетической энергии от

частиц, летящих с большей скоростью, частицам, движущимся с меньшей скоростью. Осредненная скорость движения воздушно-бетонного потока в 4-50 раз превышает скорости витания частиц различного диаметра. В таком случае, можно утверждать, что в результате удара частиц их продольная составляющая не будет менять направления, а по величине будет приближаться к осредненной скорости. Кроме того, в воздушно-бетонном потоке при контакте частиц растворной составляющей с частицами крупного заполнителя практически не наблюдается упругий удар.

Вероятность удара ($P_{1,2}$) частицы диаметром d_1 , движущейся со скоростью V_1 , о частицу диаметром d_2 , движущейся со скоростью V_2 , равна вероятности появления второй частицы на пути следования первой. При этом, $V_1 > V_2$. Вероятность появления второй частицы равна отношению ее площади поперечного сечения к площади поперечного сечения трубопровода. Задаваясь вероятностью удара частицы диаметром d_1 о частицу диаметром d_2 на уровне $P_{1,2}=0,95$, можно рассчитать необходимое количество частиц (n_2) диаметром d_2 на пути следования частицы диаметром d_1 по формуле:

$$n_2 = \frac{\ln(1 - P_{1,2})}{\ln\left(1 - \frac{d_2^2}{D_{тр}^2}\right)}; \quad n_2 = \frac{\ln 0,05}{\ln\left(1 - \frac{d_2^2}{D_{тр}^2}\right)},$$

где $D_{тр}$ - диаметр трубопровода.

Зная фракционный состав бетонной смеси, можно найти объем, в котором находится n_2 частиц диаметром d_2 . Объем воздушно-бетонного потока в $(C \cdot \rho_{б.с.} / \rho_{возд.})$ раз больше, чем объем бетонной смеси ($\rho_{б.с.}$ и $\rho_{возд.}$ плотности бетонной смеси и воздуха, C - массовая концентрация воздуха в воздушно-бетонном потоке). По объему воздушно-бетонного потока (при заданном диаметре известна длина трубопровода) и разнице скоростей частиц находится время, через которое с вероятностью P произойдет соударение частицы диаметром d_1 о частицу диаметром d_2 . Средняя скорость движения воздушно-бетонного потока и найденное время определяют длину участка трубопровода, на котором 100P% частиц диаметром d_1 приобретут скорость одинаковую с частицами диаметром d_2 . Если поставить задачу об определении длины участка трубопровода, на котором все частицы бетонной смеси приобретут одинаковую скорость, то в качестве d_2 необходимо выбрать максимальный диаметр крупного заполнителя. Тогда формула для определения длины участка трубопровода (L), на котором с вероятностью P произойдет усреднение скорости всех частиц бетонной смеси, приобретет вид:

$$L = \frac{0,4 \cdot G_{б.с.} \cdot \left(1 + \frac{C \cdot \rho_{б.с.}}{\rho_{возд.}}\right) \cdot d_{\max}^3 \cdot \rho_{кр.з.} \cdot \rho_{б.с.}}{3 \cdot \pi \cdot D_{тр}^4 \cdot V_{вит} \cdot \rho_{возд.} \cdot m_{кр.зап.}} \cdot \frac{\ln(1 - P)}{\ln\left(1 - \frac{d_{\max}^2}{D_{тр}^2}\right)} \quad (1)$$

где $G_{б.с.}$ - производительность установки, м³/с; C - массовая концентрация воздуха в воздушно-бетонном потоке; $\rho_{б.с.}$ - плотность бетонной смеси, кг/м³; $\rho_{кр.з.}$ - плотность крупного заполнителя, кг/м³; $\rho_{возд.}$ - плотность воздуха в пневмокамере, кг/м³; d_{\max} - максимальный диаметр крупного заполнителя, м; $V_{вит}$ - скорость витания частиц крупного заполнителя максимального диаметра, м/с; $m_{кр.зап.}$ - масса крупного заполнителя максимального диаметра в 1 кубическом метре бетонной смеси, кг/м³; P - вероятность усреднения.

При заданных значениях:

$G_{б.с.} = 0,0012 \text{ м}^3/\text{с}$; $C = 0,05$; $\rho_{б.с.} = 2100 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\rho_{кр.з.} = 2400 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\rho_{возд.} = 5,16 \text{ кг}/\text{м}^3$ (при давлении в пневмокамере 0,4 МПа); $d_{\max} = 0,01 \text{ м}$; $V_{вит} = 10 \text{ м}/\text{с}$; $m_{кр.зап.} = 120 \text{ кг}/\text{м}^3$; $D_{тр} = 0,05 \text{ м}$ с вероятностью 0,95 можно утверждать, что движение воздушно-бетонного потока на расстоянии 11,3 м от пневмокамеры перейдет в автомобильный режим, а на расстоянии 17,3 это утверждение имеет вероятность выше 0,99.

Разработанная модель усреднения скоростей частиц воздушно-бетонного потока в трубопроводе совместно с моделями [1-3] изменения влагосодержания бетонной смеси в гасителе, движения бетонной смеси и взаимодействия потоков бетонной смеси и сжатого воздуха позволяет определить влияние конструктивных параметров оборудования композиционного транспортирования строительных смесей на процесс транспортирования бетонных смесей. Для конкретных условий производства комплекс моделей обеспечивает выбор оптимальных параметров оборудования.

Список литературы

1. Емельянова И.А., Баранов А.Н., Задорожный А.А., Никонов Д.В., Лихолёт М.А. Изучение возможностей двухпоршневых прямооточных растворобетонасосов для транспортирования бетонных смесей // Научный вісник будівництва. - Харків: Харківське обл. територ. відділ. Академії буд. України. - 1999. - Вып. № 8. - С. 149-154.
2. Емельянова И.А., Баранов А.Н., Никонов Д.В. Особенности композиционного транспортирования строительных смесей // Вестник ХГАДТУ. - Харьков: Транспорт. Академия Украины. ХГАДТУ. - 2000. - Вып. №12-13. - С. 131-135.
3. Емельянова И.А., Баранов А.Н., Никонов Д.В. Теоретические основы взаимодействия потоков бетонной смеси и сжатого воздуха при композиционном транспортировании // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). - Полтава: ПДТУ - 2000. - Вып. № 6, ч.1. - С. 34-37.

УДК 539.3:537

Ю.В. Човнюк, канд. техн. наук, профессор Высшей школы экономики и деловой администрации "АЖИО-КОЛЛЕДЖ"

ИНФОРМАЦИОННЫЙ И СПЕКТРАЛЬНЫЙ (ФУРЬЕ) АНАЛИЗЫ УДАРНО-ВИБРАЦИОННО-ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ, ПОЛЕЙ, ТЕХНОЛОГИЙ В МОДЕЛИРОВАНИИ, ДИАГНОСТИКЕ СОСТОЯНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИИ УПРАВЛЕНИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ ЧЕЛОВЕКО-МАШИННЫХ (ЭРГАТИЧЕСКИХ) СИСТЕМ. ЧАСТЬ I.

Целью настоящей работы является разработка:

– подходов, основанных на методах современного информационного и спектрального (Фурье) анализов, которые позволяют систематизировать и эффективно (с достаточно высокой степенью точности и наглядности) изучить ударно-вибрационно-волновые процессы, поля, технологии, широко используемые в современных строительных машинах, эргатических системах, строительной индустрии;

– критериев адаптивного управления и автоматизации проектирования объектов исследования, основанных на единстве информационных энергетических и материальных потоков, циркулирующих в рассматриваемых системах, влияющих на их динамику и определяющих их моментное состояние (решение задач диагностики, прогнозирования надежности и ресурса строительных машин).

Современное строительное производство, технологии, сложные строительные человеко-машинные комплексы (называемые эргатическими) характеризуются наличием чрезвычайно большого разнообразия в подходах, оценке, диагностике, методах автоматизации управления, проектирования, моделирования, взаимодействия рабочих органов с обрабатываемой средой, человека-оператора с машинным агрегатом. Повышение эффективности функционирования указанных систем с точки зрения энерго-мощностных и экономических критериев (показателей) требует применения самых современных технологий строительного производства. К таковым

относятся ударно-вибрационно-волновые технологии: 1) формования (железо-) бетонных изделий; 2) разрушения обрабатываемых сред. Довольно часто такие технологии характеризуются как быструтекущие процессы, имеющие, соответственно, достаточно широкий спектральный состав характеристик воздействия (амплитуда, частота, фаза). Кроме того, именно, для повышения эффективности (результативности) такого воздействия на обрабатываемую среду, приходится проявлять в процессах моделирования, разработки и управления (как самой машины, комплекса, так и процесса взаимодействия его рабочего органа с обрабатываемой средой) "заботу" об обеспечении должного уровня информативности (этого воздействия). Целью настоящей работы является разработка:

1) подходов, основанных на методах современного информационного и спектрального (Фурье) анализов, которые позволяют систематизировать и эффективно (с достаточно высокой степенью точности и наглядности) изучить ударно-вибрационно-волновые процессы, поля, технологии, широко используемые в современных строительных машинах, эргатических системах, строительной индустрии; 2) критериев адаптивного управления и автоматизации проектирования объектов исследования, основанных на единстве информационных энергетических и материальных потоков, циркулирующих в рассматриваемых системах, влияющих на их динамику и определяющих их моментное состояние (решение задач диагностики, прогнозирования надежности и ресурса строительных машин).

1. Спектральное разложение полей смещений. Периодическое вибрационно-волновое поле.

Свойства продольной/поперечной волны смещения в обрабатываемой среде (как и любой другой волны поля деформаций), ее взаимодействие со средой (если она генерируется в контактной зоне рабочим органом машины), методы генерации и наблюдения существенно зависят от ее частоты или длины волны. Простейшими свойствами обладает, как правило, монохроматическая волна, поле которой изменяется во времени и в пространстве по гармоническому закону; иными словами, такая волна имеет определенные частоту и волновое число. В том случае, если волна немонохроматическая (реальная ситуация) и взаимодействует с веществом (средой), то ее всегда можно представить как суперпозицию конечного или бесконечного числа монохроматических волн. Такой метод исследования называется спектральным разложением (волны) или более точно, Фурье-разложением. Последнее предполагает разложение именно на гармонические составляющие, тогда как термин спектральное разложение подразумевает более общую процедуру разложения по самым различным функциям (например, сферические, функции Бесселя и др.).

Процедура Фурье-разложения производится по стандартному алгоритму (сценарию). Рассмотрим плоскую волну. Пусть в начальный момент времени задан ее вектор-потенциал $A(X,0) = A(X)$. Пусть, далее, поле $A(X)$ является периодическим с периодом l . Оказывается, что такую функцию можно представить в виде ряда:

$$A(X) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \frac{A_n}{\sqrt{l}} \cdot e^{ik_n x}; k_n = \frac{2\pi n}{l}. \quad (1)$$

Действительно, каждый член этого ряда имеет период l/n а значит и l (характерный размер). Иными словами, такой ряд представляет некоторую функцию с периодом l . Условия сходимости таких рядов выясняются в математической теории Фурье-разложения. Основным результатом этой теории сводится, по существу, к тому, что любое реальное поле (поля деформаций) можно разложить в ряд Фурье.

Постоянные коэффициенты A_n характеризуют амплитуды и фазы фурье-гармоник (или Фурье-компонент) поля $A(x)$. Если описывать поле действительной функции $A(x)$, то коэффициенты A_n должны удовлетворять дополнительному соотношению:

$$A_n = A_{-n}^*, \quad (2)$$

где звездочка означает комплексно-сопряженную величину.

В случае плоской волны можно, однако, рассматривать комплексную величину $A(x)$ как полный двумерный вектор поля (деформаций, смещений) в плоскости, перпендикулярной направлению распространения волны (в случае поперечных волн).

Для вычисления коэффициента A_m умножим обе части равенства (1) на e^{-ik_mx} и проинтегрируем по периоду. Найдем:

$$A_m = \int_0^l \frac{A(x)}{\sqrt{l}} \cdot e^{-ik_mx} dx = |A_m| \cdot e^{i\varphi_m}. \quad (3)$$

Все остальные слагаемые в (1) исчезают, поскольку интеграл от $e^{i(k_n - k_m)x}$ не равен нулю только для $k_n = k_m$. Множитель $\frac{1}{\sqrt{l}}$ введен для того, чтобы выражение (1) и (3) выглядели более симметрично. Эта симметрия станет полной в случае непрерывного спектра. Введение такого множителя не обязательно и не является общепринятым. Можно, например, исключить этот множитель из (1), тогда в (3) появится множитель $\frac{1}{l}$.

Для действительной функции $A(x)$ ряд Фурье можно записать также в виде:

$$A(x) = \frac{1}{\sqrt{l}} \cdot \sum_{n=0}^{\infty} (a_n \cdot \cos k_n x + b_n \cdot \sin k_n x). \quad (4)$$

Коэффициенты обоих рядов связаны друг с другом следующими соотношениями:

$$\begin{cases} a_n = 2|A_n| \cos \varphi_n; b_n = -2|A_n| \sin \varphi_n; \\ a_0 = A_0; A_n = |A_n| \cdot e^{i\varphi_n}. \end{cases} \quad (5)$$

Набор коэффициентов A_m , который можно рассматривать как некоторую функцию $A_m = f(k_m)$, называют фурье-спектром поля (деформаций, смещений, напряжений и пр.) $A(x)$ или просто спектром поля. Иногда различают амплитудный ($|A_m|$) и фазовый (φ_m) спектры. В рассмотренном случае периодического поля спектр называется дискретным, или точечным, т.к. волновое число принимает лишь отдельные (дискретные) значения.

Совершенно аналогично производится фурье-разложение по времени, приводящее к представлению колебаний поля (например, деформаций) в некоторой точке пространства в виде набора гармонических функций от аргументов $\omega_n t$, где $\omega_n = 2\pi \cdot n/T$, T - период колебаний поля, t - текущее время.

Поскольку каждая из гармонических составляющих как по X , так и по t представляет монохроматическую волну, величины k_n, ω_n , связаны обычным соотношением:

$$k_n = \pm \frac{\omega_n}{c} = \pm \frac{n\omega_0}{c}; \omega_0 = ck_0 = \frac{2\pi}{T}; T = \frac{l}{c}, \quad (6)$$

где знаки соответствуют разным направлением распространения волны со скоростью c , причем в общем случае имеет место суперпозиция волн обоих направлений.

Рассмотрим типовую задачу, возникающую в ударно-вибрационно-волновых технологиях строительного производства и при взаимодействии рабочих органов строительных машин с обрабатываемой средой (в указанных режимах функционирования), которая сводится к нахождению зависимости виброволновой проницаемости обрабатываемой среды от частоты поля (нагрузки).

Зависимость виброволновой проницаемости обрабатываемой среды от частоты поля нагрузки (Ω) с амплитудой \vec{F}_0 определяется динамикой отдельных кластеров (обрабатываемой средой). Характерной особенностью этой динамики являются гармонические колебания кластеров среды (в рамках дискретной модели) с разными частотами, как это вытекает из вида виброспектров обрабатываемых сред. Поэтому в качестве простейшей (точечной) модели среды можно взять набор различных осцилляторов с собственными ω_l частотами, массами m_l и

плотностью соответствующих осцилляторов-кластеров n_l . Уравнение движения для каждого осциллятора-кластера имеет вид:

$$\ddot{\vec{r}}_l + 2\lambda_l \dot{\vec{r}}_l + \omega_l^2 \vec{r}_l = \frac{\vec{F}_0}{m_l} \cdot e^{-i\Omega t}, \quad (7)$$

где \vec{r}_l – радиус-вектор, характеризующий положение осциллятора в выбранной (лабораторной) системе отсчета;

$\dot{\vec{r}}_l$ – дифференцирование по времени t ;

λ_l – коэффициенты трения, характеризующие потери энергии в среде (вязкая модель трения между соседними кластерами среды и со стенками ограничивающего обрабатываемую среду объема, если таковые имеются).

Решая уравнение (7) и суммируя по всем осцилляторам-кластерам, найдем обобщенный вектор смещения обрабатываемой среды (в рамках, естественно, ее кластерной модели):

$$\vec{U} = \sum_l n_l \vec{r}_l = \sum_l \frac{n_l \cdot \vec{F}_0 / m_l}{\omega_l^2 - \Omega^2 - 2i\lambda_l \Omega}, i = \sqrt{-1}. \quad (8)$$

В дальнейшем ограничимся случаем квазигомогенной среды, когда действующее поле приближенно равно среднему. Тогда вибровосприимчивость среды χ :

$$\chi = \sum_l \frac{\tilde{\omega}_{pl}^2}{\omega_l^2 - \Omega^2 - 2i\lambda_l \Omega}, \quad (9)$$

где $\tilde{\omega}_{pl}^2 = n_l / m_l$ – "сила" осциллятора-кластера обрабатываемой среды сорта l .

Тогда для вибропроницаемости ε обрабатываемой среды имеем:

$$\varepsilon = 1 + \chi. \quad (10)$$

Коэффициенты χ и ε упрощаются в том случае, когда в среде возникает (на определенном этапе ее обработки) сплошное гомогенное состояние ($\omega_l \rightarrow 0$):

$$\chi^* = -\frac{\tilde{\omega}_p^2}{\Omega^2 + 2i\lambda_p \Omega}, \varepsilon^* = 1 + \chi^*, \quad (11)$$

где $\tilde{\omega}_p^2 = n_p / m$, m – масса, n_p – плотность "модельных" (уже "обезличенных") кластеров-осцилляторов обрабатываемой среды.

Коэффициент трения λ_p связан со статической ($\Omega = 0$) вибропроводимостью среды, обозначаемой σ_p :

$$\sigma_p = \frac{n_p}{2m\lambda_p} = \frac{\tilde{\omega}_p^2}{2\lambda_p}. \quad (11^*)$$

Другой типичной задачей является таковая по нахождению спектра поля, представляющего собой периодическую (период T) последовательность прямоугольных импульсов с амплитудой E_a и длительностью τ (рис. 1), характерного для задач ударного воздействия на обрабатываемую среду (т.н. ударные технологии обработки сред).

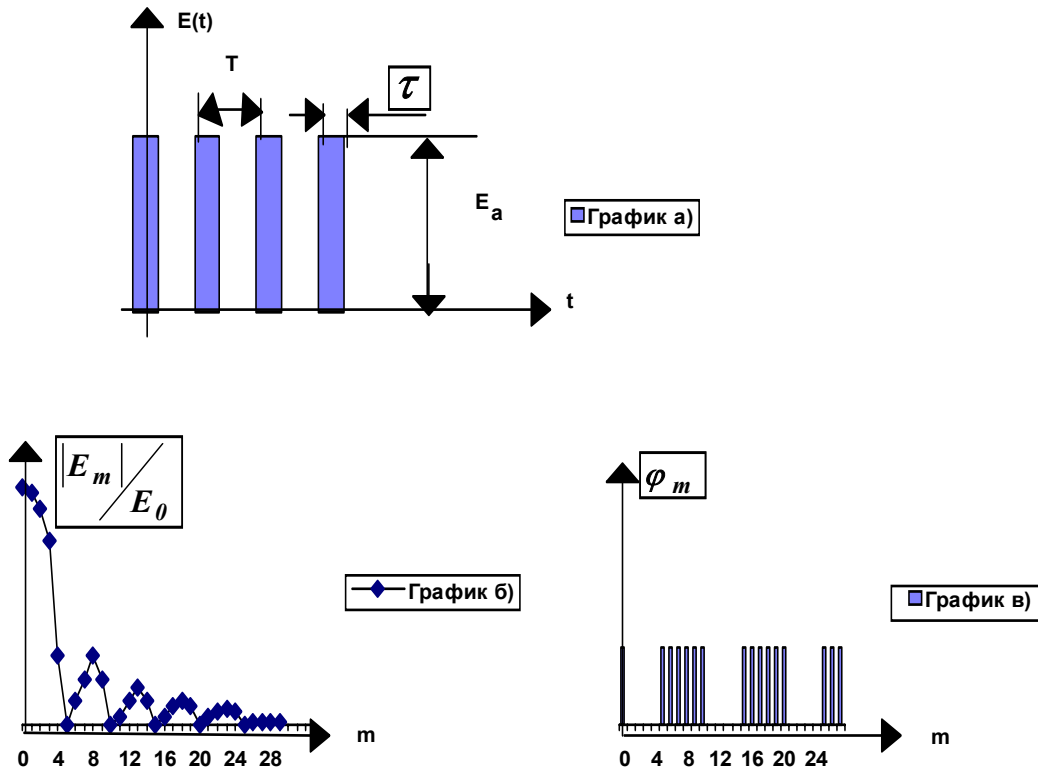


Рис. 1. Бесконечная последовательность прямоугольных импульсов, воздействующих на обрабатываемую среду, и ее спектр:

а - функция $E(t)$; б - амплитудный спектр для $T/\tau = 5$; в - фазовый спектр для $T/\tau = 5$.

"Основная" частота виброударного поля равна $\omega_0 = 2\pi/T$. Спектр поля содержит частоты $\omega_m = m \cdot \omega_0$. Используя (3), найдем:

$$|E_m| = \frac{E_a}{\sqrt{T}} \left| \int_{-\tau/2}^{\tau/2} e^{im\omega_0 t} dt \right| = \frac{2E_a}{\sqrt{T}} \cdot \frac{\left| \sin \frac{m\omega_0 \tau}{2} \right|}{m\omega_0}; E_0 = E_a \cdot \frac{\tau}{\sqrt{T}}. \quad (12)$$

Фазовый спектр (φ_m) зависит от выбора начала отсчета. Для данного сигнала ($T/\tau = 5$) получим:

$$\varphi_m = \begin{cases} 0; 10l \leq m \leq 5 \cdot (2l + 1); \\ \pi; 5 \cdot (2l + 1) \leq m \leq 10(l + 1); l = 0, 1, 2, \dots \end{cases} \quad (12^*)$$

Фурье-разложение поля имеет вид:

$$E(t) = \frac{E_a}{\pi} \cdot \sum_{m=-\infty}^{\infty} \frac{\sin(m\omega_0 \tau / 2)}{m} \cdot e^{-im\omega_0 t} = E_a \cdot \frac{\tau}{T} + \frac{2E_a}{\pi} \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\sin(m\omega_0 \tau / 2)}{m} \cos m\omega_0 t. \quad (13)$$

Это разложение содержит т.н. постоянную составляющую $\bar{E} = \bar{E}_a \cdot \tau/T$, поскольку функция $E(t)$ положительна.

Фурье-разложение может иметь как форму (1), так и форму (4). В последнем случае в разложении присутствуют только косинусы в силу симметрии поля ($E(t) = E(-t)$). Пример

спектра, показанный на рис. 1, соответствует случаю $T/\tau = 5$. Если же, например, $T/\tau = 1$, то из всего спектра остается одна постоянная составляющая $\bar{E} = E_a$. В пределе $T \rightarrow \infty$ спектр становится "сплошным", т.к. расстояние между соседними линиями $\Delta\omega = \omega_0 \rightarrow 0$. В другом предельном случае $\tau \rightarrow 0$ спектр становится однородным: $E_m \rightarrow E_a \tau/\sqrt{T}$, т.е. фурье-амплитуды не зависят от частоты $\omega_m = m\omega_0$. Отсюда следует важный практический вывод для ударно-вибрационно-волновых технологий, применяемых в строительной индустрии: для получения однородного спектра m -гармонических составляющих сигнала, представляющего бесконечную последовательность прямоугольных импульсов, необходимо, чтобы выполнялось соотношение $\tau/T \leq \frac{1}{6m}$, (14)

где T – период; τ – длительность одного импульса.

Операция фурье-разложения допускает простую и далеко идущую геометрическую аналогию с разложением вектора по координатным осям. Действительно, в выражении (1) любую комплексную периодическую функцию $f(x)$ можно рассматривать как "вектор". Совокупность всех таких "векторов" называется гильбертовым пространством. Определим скалярное произведение двух векторов гильбертова пространства как:

$$(f, F) \equiv \int_0^l f(x) \cdot F^*(x) dx, \tag{15}$$

где l - период, одинаковый для всех функций.

Рассмотрим теперь любые гармонические функции:

$$e_1 = e^{ik_1x}/\sqrt{l}; e_2 = e^{ik_2x}/\sqrt{l}; k_{1,2} = 2\pi n_{1,2}/l,$$

где $n_{1,2}$ – целые (условия периодичности).

Из определения (15) вытекает, что "векторы" e_1, e_2 "ортогональны" $((e_1, e_2) = 0)$, если $k_1 \neq k_2$, и "нормированы" на единицу, т.к. их "модули" $(e_1, e_1) = (e_2, e_2) = 1$. Значит, набор таких гармонических функций со всевозможными k_m образует ортонормированный базис гильбертова пространства. Но тогда должна иметь место общая формула разложения вектора по базисным ортам с "проекциями" f_n вектора f на "оси координат":

$$f(x) = \sum_n f_n \cdot e_n, f_n = (f, e_n), \tag{16}$$

которая в точности совпадает с (3), в то время как само фурье-разложение (1) совпадает с (16). Отметим, что все сказанное выше не есть вывод фурье-разложения, но всего лишь наглядная аналогия.

Используя векторную аналогию, можно легко получить новое соотношение для фурье-амплитуд. Рассмотрим квадрат "вектора" $f(x)$.

По общим формулам векторной алгебры имеем:

$$(f, f) = \int_0^l |f|^2 \cdot dl = \sum_n |f_n|^2. \tag{17}$$

В случае, когда f – характеристика виброволнового поля (смещения, деформации, напряжения), это соотношение имеет простой физический смысл: энергия волны равна сумме энергий ее гармонических составляющих. Иначе говоря, различные гармоники волны не интерферируют между собой.

Равенство (17) обычно называют балансом энергии виброволнового (ударно-вибро-волнового) поля (в математической теории фурье-разложения его именуют равенством Парсевалья).

УДК 62-252:532.542:539.215

Ю.В. Науменко, канд. техн. наук, Рівненський державний технічний університет

ШВИДКІСНІ ТА ДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ ПРИВОДУ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ БАРАБАННИХ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН, ЩО ЧАСТКОВО ЗАПОВНЕНІ ОБРОБЛЮВАНИМ МАТЕРІАЛОМ

В будівництві, гірничій та інших галузях промисловості набув застосування досить широкий клас горизонтальних барабанних машин. Робочим органом таких систем є горизонтальний обертовий циліндр, що частково заповнений легкодеформівним оброблюваним матеріалом. Усталений рух матеріалу в порожнині при низьких швидкостях обертання барабана характеризується інтенсивно циркулюючим нетрубчастим режимом, а при високих - малорухливим квазітрубчастим. На підставі аналізу робочих процесів горизонтальних барабанних машин всі види деформівного оброблюваного матеріалу можуть бути зведені до двох найбільш характерних - в'язкої ньютонівської рідини та сипкого тіла. Висока продуктивність, простота конструкції, надійність та універсальність, завдяки можливості реалізації різноманітних технологічних процесів та обробки різних матеріалів, обумовили широке використання таких машин. У таблиці 1 наведено класифікацію сучасних горизонтальних барабанних машин, які застосовуються в будівництві, за зростанням відношення швидкостей ω/ω_T , де R - радіус порожнини барабана, α - ступінь заповнення порожнини матеріалом, ω - робоча швидкість обертання барабана, ω_T - швидкість стаціонарного обертання, при якій нетрубчаста форма руху матеріалу переходить у трубчасту при розбігу барабана.

Таблиця 1. Горизонтальні барабанні будівельні машини

Тип машини	Технологічний процес	Вид матеріалу	R (м)	α	ω (1/с)	ω/ω_T
Печі	нагрівання	сипкий	0,06 - 4	0,05 - 0,2	0,02 - 0,5	0,01 - 0,04
Тежучосередовищні сепаратори	розділення за густиною	сипкий	0,25 - 3	0 - 0,25	0,15 - 0,7	0,05 - 0,12
Сушарки	сушіння	сипкий	0,25 - 2,5	0,04 - 0,3	0,1 - 1	0,04 - 0,15
Змішувачі	змішування	сипкий та рідкий	0,25 - 1,5	0,3 - 0,8	1 - 2,5	0,2 - 0,35
Мийки	промивання та миття	сипкий	0,5 - 2	0,03 - 0,2	0,5 - 2	0,15 - 0,4
Грохоти	класифікація за розміром	сипкий	0,25 - 2	0,15 - 0,5	1 - 3	0,3 - 0,45
Обертові транспортуючі труби	переміщення вздовж осі	сипкий	0,1 - 3	0,05 - 0,4	0,5 - 5	0,2 - 0,5
Гранулятори та грудкоутворювачі	агломерація окатуванням	сипкий	0,5 - 5,5	0,03 - 0,2	0,2 - 3	0,1 - 0,6
Млини	подрібнення ударом, стиранням та роздавлюванням	сипкий	0,25 - 6	0,3 - 0,5	1 - 5	0,5 - 0,8
Обертові теплові труби	збирання та розподілення конденсату	рідкий	0,005 - 0,05	0,03 - 0,5	0,5 - 400	0,01 - 2
Відцентрово-ливарні машини	формування рідкого розплаву	рідкий	0,025 - 1,2	0,08 - 0,96	5 - 200	0,2 - 5
Центрифуги для виробів з бетонних сумішей	формування з осаджуванням та фільтрацією	рідкий	0,075 - 1,75	0,1 - 0,6	5 - 100	1,5 - 8
Розділові центрифуги	осаджування та фільтрація	рідкий	0,1 - 1,25	0 - 1	40 - 600	3 - 15

У теперішній час для розрахунку швидкості обертання барабанів із рідиною використовується "коефіцієнт гравітації", який показує у скільки разів відцентрова сила інерції перевищує силу ваги [1]. Технологічні режими барабанних машин із сипким матеріалом розраховуються за допомогою "критичної" швидкості, що відповідає рівності сили інерції і сили ваги на вільній поверхні трубчастого шару [2]. Однак залежності, що використовуються, не враховують процесів взаємодії деформівного оброблюваного матеріалу з циліндричною порожниною барабана, що обертається, внаслідок значної кількості обмежень і припущень не задовольняють вимогам коректності і універсальності, а розрахунки на їх основі не забезпечують необхідної точності.

Тому набуває актуальності розробка єдиного підходу до розв'язання задачі визначення кінематичних та динамічних параметрів приводу всього класу різноманітних горизонтальних барабанних машин на підставі відшукування спільних критеріїв подібності руху системи та узагальнення, одержаних дослідним шляхом.

Експериментальний аналіз режимів руху рідини при малому ступені заповнення порожнини барабана наведено в [3, 4]. Експериментальне та аналітичне дослідження положення вільної поверхні при нетрубчастій формі руху рідини для високої в'язкості представлено в [5] та для великого ступеня заповнення в [6]. Задачу визначення швидкісних режимів руху трубчастого шару ідеальної рідини аналітично було розглянуто в [7]. Чисельний розрахунок параметрів руху трубчастого шару в'язкої рідини з малою, порівняно з радіусом порожнини, товщиною наведено в [8]. В [9] описано характерні режими руху рідини в барабані та зроблено спробу узагальнення результатів у вигляді двопараметричної діаграми.

В [2] наведено методи визначення параметрів руху сипкого матеріалу в горизонтальному обертовому барабані, які ґрунтуються на спрощеній механічній моделі. Однак її теоретичні передумови мають умоглядний характер і входять у протиріччя з експериментальними даними.

Експериментальні результати свідчать, що нетрубчаста течія сипкого матеріалу в обертовому барабані у вигляді гравітаційних потоків відноситься до режиму швидких рухів [10,11], а поведінка його при цьому схожа на поведінку в'язкої рідини в аналогічних умовах. Тому для описування руху матеріалу можуть бути прийняті три критерії подібності усталеної течії рідини - числа Рейнольдса і Фруда на радіальній поверхні порожнини, а також ступінь її заповнення матеріалом:

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\omega \cdot R^2}{\nu} \\ Fr &= \frac{\omega^2 R}{g} \quad , \\ \alpha &= \frac{V}{\pi R^2 L} \end{aligned} \quad (1)$$

де ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, g - прискорення сили ваги, V - об'єм матеріалу в порожнині, L - довжина порожнини.

Перший критерій характеризує сили тертя, другий - сили інерції, третій - геометричні параметри руху.

При нетрубчастому русі утворюються характерні зони течії рідини (рис.1,а) та сипкого тіла (рис.1,б), комбінації яких визначають режими руху деформівного матеріалу. Для сипкого матеріалу можна виділити такі характерні режими, пов'язані з реалізацією технологічних процесів [2], за зростанням швидкості обертання: режим без підкидання - містить тільки зони твердотільну та осипання, режим з частковим підкиданням - виникають всі три зони, режим з повним підкиданням - осипання відсутнє, режим неповного центрифугування - на поверхні порожнини виникає твердотільний шар з частини матеріалу з підкиданням іншої частини, трубчастий режим – весь матеріал утворює рівномірний твердотільний пристінний шар.

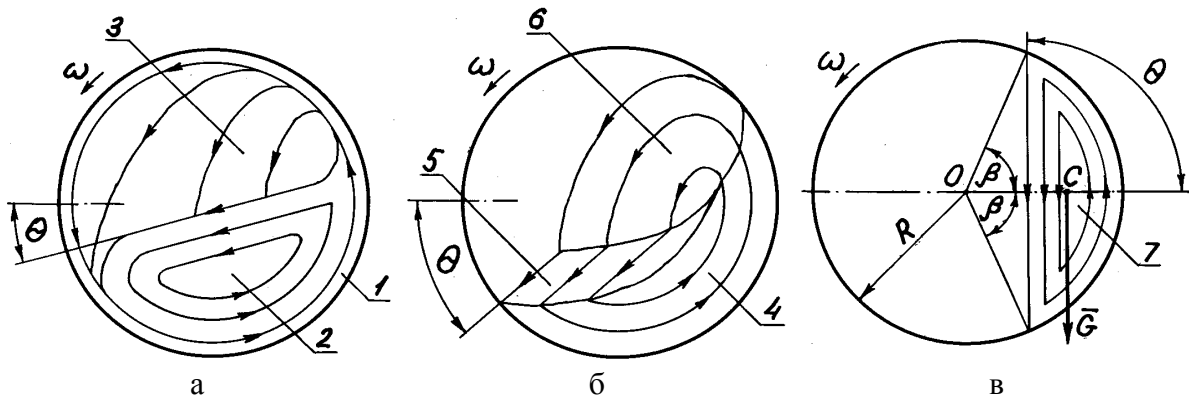


Рис. 1. Схема циркуляційного режиму руху деформівного матеріалу в горизонтальному барабані:

а – характерні зони течії рідини (1 – пристінний шар, 2 – зона циркуляції, 3 – зона відокремлення з падінням, θ - кут нахилу поверхні до горизонталі), б – зони руху сипкого матеріалу (4 – тверdotільна зона, 5 – зона осипання, 6 – зона підкидання з падінням, θ - кут природного відкосу в русі), в – утворення умовного максимального моменту опору обертанню барабана (7 – ідеальний сегмент)

Для визначення режимів руху деформівного матеріалу в горизонтальному обертовому циліндрі було виконано серію експериментів [13, 14]. Дослідження проводились на установці, що мала дев'ять змінних барабанів із прозорою торцевою стінкою.

Вимірювались кутові швидкості стаціонарного обертання барабана при утворенні та руйнуванні трубчастого шару в усталеному русі відповідно при плавному розбігу та гальмуванні. Крім того, для сипкого матеріалу визначались швидкості обертання, що відповідають переходам характерних режимів руху. Одержано біля 500 точок для рідкого та більше 700 для сипкого матеріалу. Експериментальні дані для рідини при $\alpha = 0,1$ були близькими до результатів [5, 8].

На рис. 2 показано універсальні діаграми меж переходу трубчастого та нетрубчастого режимів руху рідини в барабані, які побудовано на підставі одержаних експериментальних даних у логарифмічних осях Re та Fr для різних значень α .

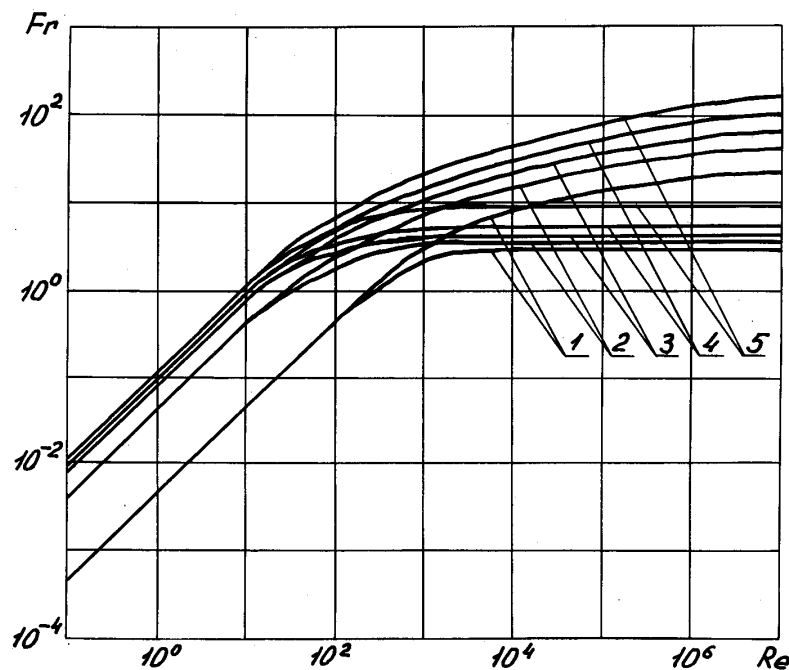


Рис. 2. Універсальні діаграми меж переходу режимів руху рідин в барабані:
1 - $\alpha=0,1$; 2 - $\alpha=0,3$; 3 - $\alpha=0,5$; 4 - $\alpha=0,7$; 5 - $\alpha=0,9$

Зона вище межі відповідає трубчастій формі руху. При великих значеннях Re виникає явище режимного гістерезису – перевищення швидкості обертання при утворенні трубчастого шару під час розбігу барабана над швидкістю руйнування шару при сповільненні [3, 4, 8]. При малих Re – швидкості утворення шару під час розбігу та руйнування під час сповільнення однакові, що обумовлено виникненням вторинних течій [8].

На рис. 3 показано діаграми меж переходу характерних режимів руху сипкого матеріалу в барабані для різних κ . Явище гістерезису тут не виникало. Кожна похила штрихова лінія (рис. 3,а) відповідає барабану незмінного радіуса.

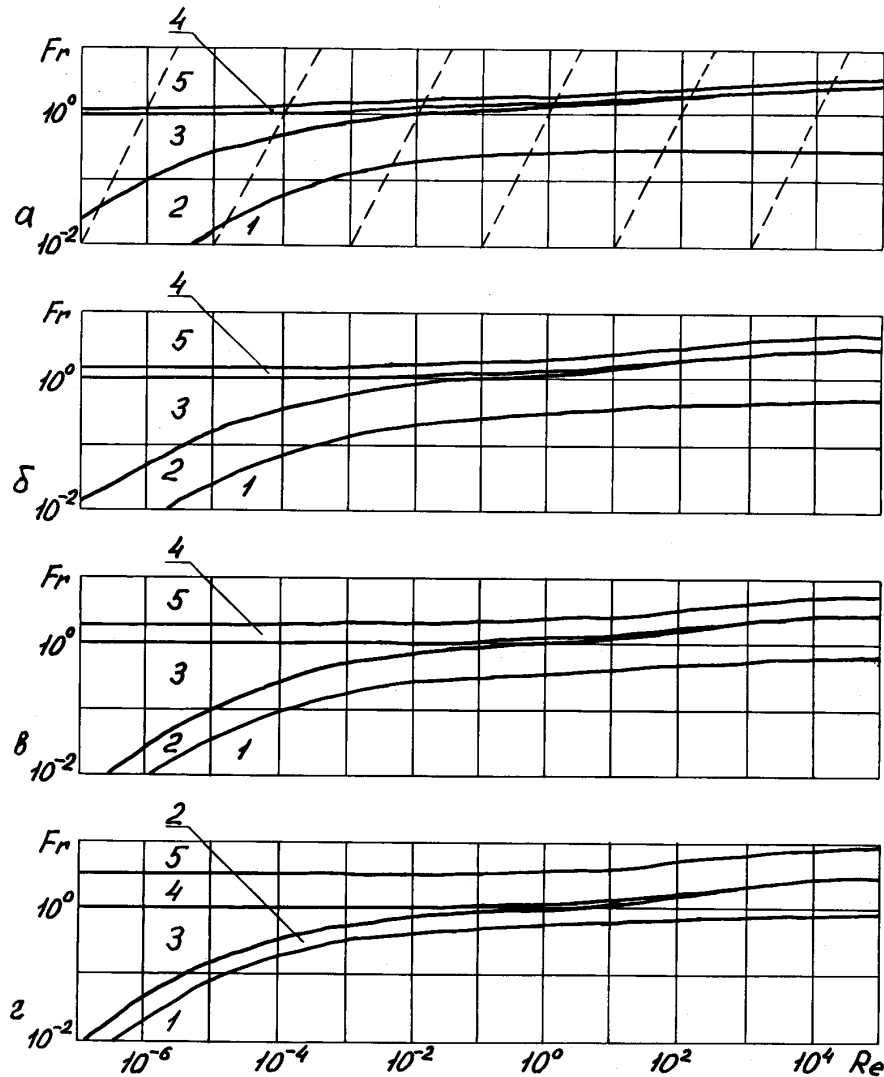


Рис. 3. Універсальні діаграми меж переходу режимів руху сипкого матеріалу в барабані:
 1 – режим без підкидання, 2 – з частковим підкиданням, 3 – з повним підкиданням, 4 – неповного центрифугування, 5 – пристінного шару: $\kappa=0,3$ (а), $\kappa=0,5$ (б), $\kappa=0,7$ (в), $\kappa=0,9$ (г)

На підставі одержаних діаграм запропоновано оптимальні швидкісні режими роботи горизонтальних барабаних машин – спосіб відцентрового лиття трубчастих відливок [14], який базується на використанні явища режимного гістерезису та уточненні меж переходу трубчастого і нетрубчастого режимів течії рідини, а також спосіб подрібнення сипкого матеріалу в барабанному млині [15], який ґрунтується на уточненні меж переходу характерних режимів руху матеріалу.

Істотний прикладний інтерес становить, також, задача визначення моменту опору обертанню горизонтальних барабаних машин. Деформівний матеріал в порожнині створює помітний опір обертанню при нетрубчастому режимі руху. Величина моменту зумовлює значення потужності приводного двигуна, вимоги до точності вибору якої особливо зростають для режиму розбігу ротора [16]. Квазістатична залежність моменту від швидкості обертання барабана визначає вимоги до жорсткості механічної характеристики двигуна, при якій спільне

усталене обертання системи буде стійким. Крім того, величина моменту може характеризувати вид та інтенсивність циркуляційного руху матеріалу та визначати ефективність реалізації технологічного процесу.

Аналіз деяких одержаних експериментально кількісних та якісних залежностей потужності приводу від швидкості обертання барабана з рідким матеріалом представлено в [3, 8]. Системний аналіз значної кількості експериментальних результатів із спробами одержання узагальнених залежностей потужності приводу барабана з сипким матеріалом від низки параметрів наведено в [17, 18].

Для врахування моменту опору у відносних величинах можна використати відносний момент обертання барабана:

$$\Psi = M/M_{\max}, \quad (2)$$

де M – дійсний момент; M_{\max} – умовний максимальний момент, який відповідає розподілу матеріалу в поперечному перерізі у вигляді ідеального твердотілого сегмента, що повернутий разом із барабаном відносно початкового положення на прямий кут θ [19], і дорівнює за величиною добутку ваги матеріалу G на відстань OC від центра ваги C до осі барабана O (рис. 1, в).

$$\text{Тоді} \quad M_{\max} = (2/3)R^3(\sin^3\beta)L\rho g, \quad (3)$$

де ρ – об'ємна густина матеріалу, β – половина центрального кута ідеального сегмента в перерізі, який визначається з рівняння:

$$2\beta - \sin(2\beta) = 2\pi\alpha. \quad (4)$$

Для визначення моменту опору деформівного матеріалу обертання горизонтального циліндра було виконано серію експериментальних досліджень [20, 21] на установці, що мала п'ять змінних барабанів.

Для вимірювання моменту використовувались електромеханічні датчики крутного моменту. Вимірювалось значення моменту опору стаціонарному обертання барабана при усталеному русі матеріалу без врахування втрат у приводі та опорах. Одержано біля 1500 точок для рідини та 800 точок для сипкого тіла. Експериментальні дані були близькими результатам [2-4].

Універсальні трипараметричні графічні залежності моменту Ψ у координатах Re та Fr при різних значеннях α для рідкого матеріалу показано на рис. 4, для сипкого - на рис. 5. Лінії на горизонтальних координатних площинах графіків відповідають межах переходу характерних режимів руху матеріалу.

Аналіз рис. 4 та 5 демонструє близьку подібність руху сипкого матеріалу та рідини з високою в'язкістю. Відмінною особливістю течії рідини є прилипання до стінок, злипання шарів, та явище режимного гістерезису. Особливістю сипкого матеріалу є твердотільний рух поблизу стінки та схилоутворення при осипанні, коли при низькій швидкості ω момент $\Psi \rightarrow 0,5$, що відповідає куту $\theta \approx 30^\circ$.

Таким чином, одержані експериментально з урахуванням прийнятих критеріїв подібності руху універсальні діаграми меж переходу режимів руху та трипараметричні графічні залежності відносного моменту опору в функції чисел Re та Fr для рідини та сипкого матеріалу можуть бути використані для розрахунку, в широкому діапазоні зміни параметрів систем, швидкісних та динамічних параметрів приводу горизонтальних барабанних машин, що частково заповнені легкодеформівним оброблюваним матеріалом.

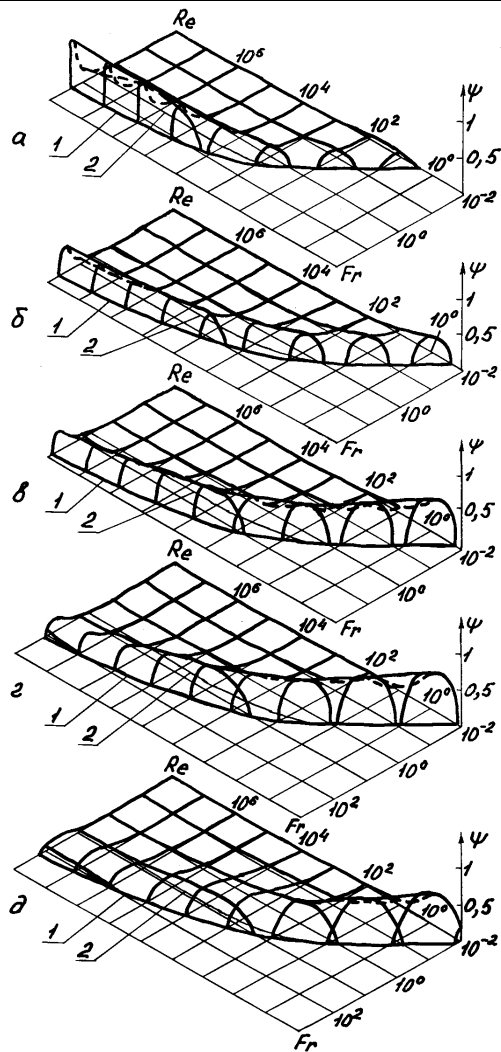


Рис. 4. Універсальні трипараметричні залежності відносного моменту опору обертанню барабана з рідиною при $\kappa=0,1$ (а), $\kappa=0,3$ (б), $\kappa=0,5$ (в), $\kappa=0,7$ (г), $\kappa=0,9$ (д): 1 – межа переходу циркуляційного режиму руху рідини в режим пристінного шару при розгоні барабана, 2 – межа зворотного переходу режимів при сповільненні

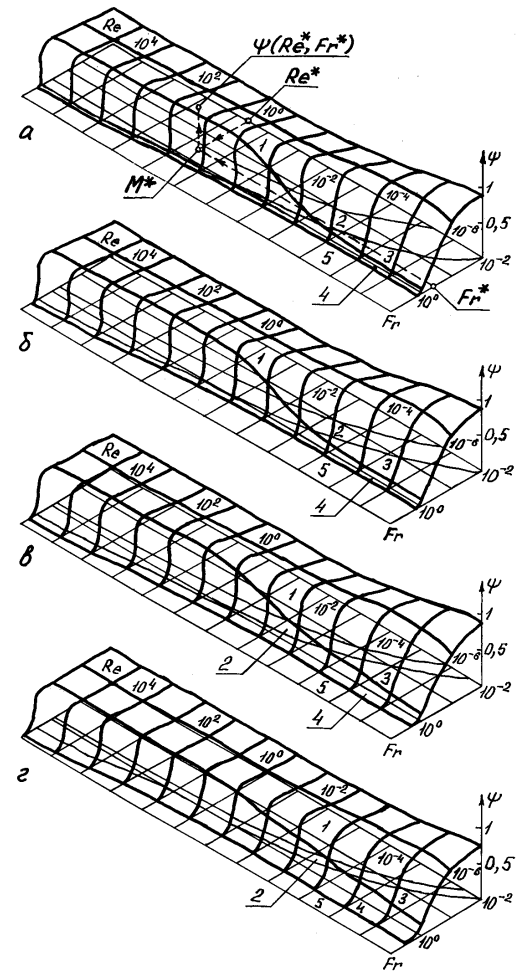


Рис. 5. Універсальні трипараметричні залежності відносного моменту опору барабана з сипким матеріалом при: $\kappa=0,3$ (а), $\kappa=0,5$ (б), $\kappa=0,7$ (в), $\kappa=0,9$ (г) (позначення режимів руху аналогічно рис. 3)

Список літератури

1. Юдин С.Б., Левин М.М., Розенфельд С.Е. Центробежное литье.- М.: Машиностроение, 1972.- 280 с.
2. Перов В.А., Андреев Е.Е., Биленко Л.Ф. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. - М.: Недра, 1990. - 301с.
3. White R.E. Residual condensate, condensate behavior, and siphoning in paper driers // TAPPI. – 1956. - V.39. - №4. - P.228-233.
4. Staud A. Erkenntnisse bei der kondensatabfuhr aus raschlaufenden trockenzyklindern // Voith Forschung und Konstruktion.- 1964. - №11. - S.4.1-4.9.
5. Haji-Sheikh A., Lakshimanarayanan R., Lou D.Y.S., Ryan P.J. Confined flow in a partially-filled rotating horizontal cylinder // Trans. ASME. J.Fluids Engng. -1984. - V.106. - №3. - P.270-278.
6. Gavish J., Chadwick R.S., Gutfinger C. Viscous flow in a partially filled rotating horizontal cylinder // Isr.J.Technol.- 1987. - V.16. - №5-6. - P.264-272.
7. Phillips O.M. Centrifugal waves // J.Fluid Mech. – 1960. - V.7. - №3. - P.340-352.

8. Deiber J.A., Cerro R.L. Viscous flow with a free surface inside a horizontal rotating drum. 1. Hydrodynamics // Ind. Engng Chem.Fundam.- 1976. - V.15. - №2. - P.102-110.
9. Gans R.F., Yalisove S.M. Observation and measurements of flow in a partially-filled horizontally rotating cylinder // Trans. ASME. J.Fluids Engng. – 1982. - V.104. - №3. - P.363-366.
10. Голованов Ю.В., Ширко И.В. Обзор современного состояния механики быстрых движений гранулированных материалов // Механика гранулирован. сред. Теория быстрых движений - М.: Мир, 1985. - С.271-279.
11. Goodman M.A., Cowin S.C. Two problems in the gravity flow of granular materials // J.Fluid Mech.- 1971. - V.45. - №2. - P.321-339.
12. Науменко Ю.В. Скоростные режимы движения вязкой жидкости в горизонтальном вращающемся цилиндре // Инженерно-физ. журн. – 1993. - Т.64. - №5. - С.558-565.
13. Науменко Ю.В. Режимы движения сыпучего материала в горизонтальном вращающемся цилиндре // Изв. вузов. Горн. журн. – 1996. - №2. - С.105-110.
14. А. с. 1423271 (СССР). МКИ В 22 D 13/02. Способ центробежного литья трубчатых отливок / Ю.В.Науменко. - Опубл. 15.09.88. Бюл. №34.
15. А. с. 1323131 (СССР). МКИ В 22 С 19/00. Способ измельчения сыпучего материала в барабанной мельнице / Ю.В.Науменко. - Опубл. 15.07.87. Бюл. №26.
16. Игонин Г.П., Кириллов Е.С., Пикалев А.И. Исследование и анализ статических и динамических моментов трубных шаровых мельниц // Тр. ВНИИ цемент. машиностроения. - 1981. - Вып.24.- С.8-14.
17. Gow A.M., Huggenheim M., Campbell A.B., Coghill W.H. Ball milling // Trans. AIMME.- 1934. - V.112. - P.24-78.
18. Hukki R.T. Tumbling mill capacity and power consumption as related to mill speed // Trans. AIMME. – 1954. - V.199. - P.728-730.
19. Новиков А.А., Филягина Т.И. Выбор установочной мощности гравитационных бетоносмесителей непрерывного действия // Строит. и дор. машины. - 1977. - №2. - С.25-26.
20. Науменко Ю.В. Момент вращения горизонтального цилиндра, частично заполненного вязкой жидкостью // Инженерно-физ. журн. – 1998. - Т.71. - №4. - С.639-642.
21. Науменко Ю.В. Момент сопротивления вращению горизонтального цилиндра, частично заполненного сыпучим материалом // Изв. вузов. Горн. журн. – 1998. - №5-6. - С.95-101.

УДК 666.97

Ю.О. Баранов, канд. техн. наук, доц. КНУБА,
В.А. Басараб, асп.

МОДЕЛЮВАННЯ РЕАКЦІЇ СЕРЕДОВИЩА НА РУХ РОБОЧОГО ОРГАНУ ВІБРОУДАРНОЇ ПЛОЩАДКИ

Задача проектування віброударних площадок для ущільнення бетонних сумішей (рис. 1) потребує врахування цілого комплексу фізико-механічних властивостей робочого середовища (висота шару суміші, жорсткість, щільність, модуль деформації і т.п). Тому виникає необхідність створення математичної моделі взаємодії робочого органу віброплощадки з оброблюваним середовищем. Для цього потрібно знайти реакцію середовища на віброударний вплив.

Будемо виходити з загальних уявлень про середовище, як систему з розподіленими параметрами (рис. 2).

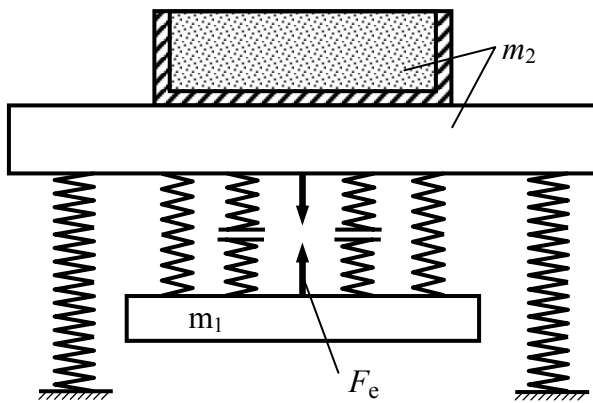


Рис. 1. Схема віброударної установки

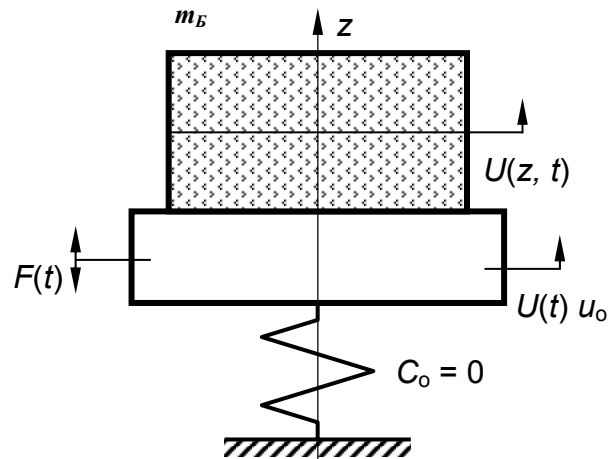


Рис. 2. Схема системи з розподіленими параметрами

В цьому напрямку відома робота професора Назаренка І.І [1]. Для складання математичної моделі пропонується метод, згідно якого робоче середовище в процесі коливань враховується в рівняннях руху робочих органів машин за допомогою контактної сили, яка називається реакцією середовища.

Структурна формула реакції містить дві компоненти, одна з яких характеризує здатність накопичувати енергію, що переходить з однієї форми в іншу (реактивний опір), а інша — розсіювання енергії (активний опір).

Рівняння руху вібраційної системи "машина-середовище" створюються відповідним поєднанням активного і реактивного опорів машини та середовища, визначаючи таким чином загальний опір, для аналізу якого застосовується метод векторних діаграм та метод редуції. Ідея метода заключається в наступному: при відомих парціальних частотах шарів суміші складна змішана динамічна система приводиться до системи з кінцевим числом ступеней вільності, що реалізується для будь яких умов взаємодії вібраційної машини з середовищем.

Для знаходження реакції середовища, у відповідності з вищевказаною ідеєю, будемо застосовувати дискретні моделі.

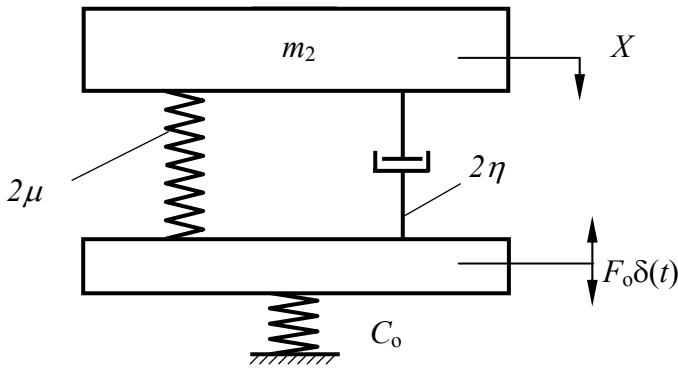


Рис.3. Модель Кельвіна-Фойгта

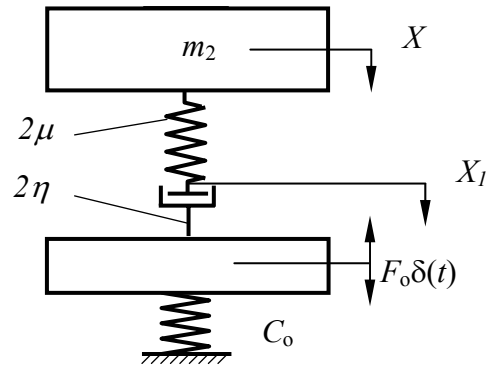


Рис.4. Модель Максвела

Найбільш загальнозживаною для бетонної суміші є модель Кельвіна-Фойгта (рис. 3), в якій використаємо наступні позначення:

$F_0\delta(t)$ – імпульс сили, $\delta(t)$ - функція Дірака [2, 5], 2η - $\left[\frac{\text{Н}}{\text{м/с}} \right]$ – коефіцієнт

повздовжньої в'язкості, 2μ - $\left[\frac{\text{Н}}{\text{м}} \right]$ - коефіцієнт жорсткості, m - маса бетону.

Запишемо рівняння руху: $m\ddot{X} + 2\eta\dot{X} + 2\mu X = F_0\delta(t)$. (1)

Розв'язувати рівняння будемо за допомогою перетворень Лапласа:

$$mL\ddot{X} + 2\eta L\dot{X} + 2\mu LX = F_0L\delta(t)$$
 (2)

При нульових початкових умовах отримаємо:

$$X(S)(mS^2 + 2\eta S + 2\mu) = F_0 \rightarrow X(S) = \frac{F_0}{m} \left(\frac{1}{S^2 + \frac{2\eta}{m}S + \frac{2\mu}{m}} \right)$$
 (3)

Розв'язок будемо проводити в загальному вигляді за умови сильного затухання [2, 5]. Після зворотних перетворень Лапласа отримаємо:

$$X(t) = \frac{F_0\theta(t)}{2m\sqrt{\frac{\eta^2}{m^2} - \frac{2\mu}{m}}} (e^{S_1t} - e^{S_2t}), S_{1,2} = -\frac{\eta}{m} \pm \sqrt{\frac{\eta^2}{m^2} - \frac{2\mu}{m}}$$
 (4)

де F_0 – $[\text{Н} \times \text{с}]$ - сила імпульсу; $\theta(t)$ – функція Хевісайда [2, 5].

З формули (4) видно, що система буде здійснювати затухаючий рух відносно динамічного стрибка, який визначається силою імпульсу - F_0 та динамічною податливістю системи -

$$\frac{1}{2m\sqrt{\frac{\eta^2}{m^2} - \frac{2\mu}{m}}}$$

Визначимо тепер коефіцієнт передачі сил на робочий орган вібронамаши.

Сила, що передається на робочий орган: $F_n = 2\mu X + 2\eta\dot{X}$;

$$F_n = \frac{F_0\theta(t)}{2m\sqrt{\frac{\eta^2}{m^2} - \frac{2\mu}{m}}} [(e^{S_1t} - e^{S_2t})2\mu + (S_1e^{S_1t} - S_2e^{S_2t})2\eta]$$
 (5)

$$KП = \frac{\theta(t)t_{y\delta}}{2m\sqrt{\frac{\eta^2}{m^2} - \frac{2\mu}{m}}} \left[(2\mu + S_1 2\eta)e^{S_1 t} - (2\mu + S_2 2\eta)e^{S_2 t} \right]. \quad (6)$$

Аналізуючи формули (4), (5), (6), слід зазначити, що отримані залежності необхідно розглядати в рамках теорії узагальнених функцій [5], тобто відбувається накладання узагальненої функції, яка реалізується в "нуль-просторі", та функції середовища.

Бетонна суміш, як відомо, представляє собою складну багатокомпонентну структуру [1, 3, 4, 6, 7] властивості якої та вибір робочої моделі залежать від багатьох факторів (висота шару суміші, жорсткість, умови навантаження і т.п.). Тому для якісної оцінки поведінки бетонної суміші скористаємось моделлю Максвелла (рис. 4).

Запишемо рівняння руху системи:

$$m\ddot{X} + 2\mu(X - X_1) = F_0\delta(t). \quad (7)$$

Складемо додаткову умову:

$$2\mu(X - X_1) = 2\eta\dot{X}_1. \quad (8)$$

Після нескладних перетворень отримаємо рівняння:

$$\frac{m}{2\mu}\ddot{X} + \frac{m}{2\eta}\dot{X} + X = \frac{F_0\delta(t)}{2\mu} + \frac{F_0\delta(t)}{2\eta}. \quad (9)$$

Провівши необхідні перетворення Лапласа та розв'язавши систему рівнянь (7), (8), отримаємо:

$$X(S) = \frac{F_0(2\mu + 2\eta S)}{2\eta m} \left(\frac{1}{S^3 + \frac{\mu}{\eta}S^2 + \frac{2\mu}{m}S} \right), \quad X_1(S) = \frac{F_0\mu}{\eta m} \left(\frac{1}{S^3 + \frac{\mu}{\eta}S^2 + \frac{2\mu}{m}S} \right). \quad (10)$$

Провівши зворотні перетворення Лапласа отримаємо:

$$X(t) = F_0\theta(t) \left[\frac{1}{2\eta} + \frac{1}{m} \left(\frac{\left(\frac{\mu}{\eta} + S_2\right)}{S_2(S_2 - S_3)} e^{S_2 t} + \frac{\left(\frac{\mu}{\eta} + S_3\right)}{S_3(S_3 - S_2)} e^{S_3 t} \right) \right], \quad (11)$$

$$X_1(t) = F_0\theta(t) \left[\frac{1}{2\eta} + \frac{\mu}{\eta m} \left(\frac{e^{S_2 t}}{S_2(S_2 - S_3)} + \frac{e^{S_3 t}}{S_3(S_3 - S_2)} \right) \right], \quad (12)$$

$$\text{де } S_{2,3} = -\frac{\mu}{2\eta} \pm \sqrt{\frac{\mu^2}{4\eta^2} - \frac{2\mu}{m}}.$$

Тепер перейдемо до визначення коефіцієнта передачі сил системи. Сила, що передається на робочий орган вібромашини буде визначатись:

$$F_n = 2\eta\dot{X}_1(t), \quad F_n = \frac{F_0\mu\theta(t)}{m\sqrt{\frac{\mu^2}{4\eta^2} - \frac{2\mu}{m}}} (e^{S_2 t} - e^{S_3 t}), \quad (13)$$

$$KП = \frac{\theta(t)\mu t_{y\delta}}{m\sqrt{\frac{\mu^2}{4\eta^2} - \frac{2\mu}{m}}} (e^{S_2 t} - e^{S_3 t}). \quad (14)$$

З отриманих розв'язків моделі Максвела видно, що основними факторами які впливають на переміщення інерційної складової суміші є величина ударного імпульсу та динамічна податливість середовища.

Для прикладу знайдемо числові значення величин переміщення та коефіцієнта передачі сил для моделей Кельвіна-Фойгта та Максвела.

Запишемо вихідні дані: швидкість розповсюдження хвиль в бетоні - $C = 50$ м/с [1], висота шару суміші - $h = 0,5$ м, щільність - $\rho = 2500 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, маса суміші - $m = 200$ кг. Ударний імпульс [8]: $F_0 = 150,7 \text{Н} \times c$, при $t_{\text{уд}} = 0,042$ с.

$$E = C^2 \rho = 50^2 \times 2500 = 6250000 \text{Па}, \quad 2\mu = \frac{ES}{h} = \frac{6250000 \times 0,16}{0,5} = 2 \times 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

Модель Кельвіна-Фойгта: при $t = 0,01$ с:

$$1) \quad \text{при } 2\mu = 2 \times 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \quad 2\eta = 5 \times 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м/с}}, \quad КП = 1,1; \quad X_{\text{max}} = 2,35 \text{мм};$$

$$2) \quad \text{при } 2\mu = 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \quad 2\eta = 44000 \frac{\text{Н}}{\text{м/с}}, \quad КП = 0,63; \quad X_{\text{max}} = 2,6 \text{мм};$$

Модель Максвела при $t = 0,005$ с.

$$1) \quad \text{при } 2\mu = 2 \times 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \quad 2\eta = 5000 \frac{\text{Н}}{\text{м/с}}, \quad КП = 0,63; \quad X_{\text{max}} = 4,5 \text{мм};$$

$$2) \quad \text{при } 2\mu = 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \quad 2\eta = 4000 \frac{\text{Н}}{\text{м/с}}, \quad КП = 0,53; \quad X_{\text{max}} = 4,5 \text{мм};$$

Застосування узагальнених функцій дає можливість отримати реакцію механічної системи на одиничний імпульс (рівняння 4,11 при $F_0 = 1$). Реакцію механічної системи можна

$$\text{представити [2,5]: } h(t) = g(t) * f(t) = \int_0^t g(t - \tau) f(\tau) d\tau, \quad (15)$$

де $g(t)$ - реакція системи на одиничний імпульс; $f(t)$ - вимушуюча сила.

Таким чином, для подальших розрахунків динаміки віброударної площадки необхідно знайти реакцію середовища на одиничний імпульс та обчислити інтеграл (15).

Список літератури

1. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем, К.: І.С.Д.О, 1993.-216с.
2. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. Механические колебания. М.: Машиностроение, 1966.-507с.
3. Афанасьев А.А. Технология импульсного уплотнения бетонных смесей. М.: Стройиздат, 1987.-166с.
4. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. Виброударные формовочные машины. Расчет и применение. Л.: Стройиздат, 1976.-128с.
5. Кеч В., Теодореску П. Введение в теорию обобщенных функций с приложениями в технике. М.: Мир, 1978.-518с.
6. Овчинников П.Ф. Виброреология. - К.: Наук. Думка, 1983.-269с
7. Овчинников П.Ф., Бабий В.С. Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметрах вибрации и удара.-Кишинев: Штиинца, 1976.-133с.
8. Баранов Ю.О. Створення будівельних ударно-вібраційних машин з електромагнітним приводом. Дис. к.т.н, Київ - 1994.-150с.

УДК 624.132

*Смірнов В.М., канд. техн. наук, професор КНУБА**Головань В.П., канд. техн. наук, доцент КНУБА**Вольтерс О.Ю., канд. техн. наук, доцент КНУБА*

ВИРОБНИЧІ ВИПРОБУВАННЯ КІЛЬЦЕВИХ БУРІВ В СКЛАДНИХ ГІРНИЧО-ГЕОЛОГІЧНИХ УМОВАХ

При розробці свердловин під опори ЛЕП в складних гірничо-геологічних умовах перед будівельниками виникли труднощі з використанням існуючої бурильної техніки. Тому було поставлено задачу створення високоефективного ґрунторуйнівного інструменту для оснащення бурильних та бурильно-кранових машин.

Вирішення цієї задачі викликало необхідність проведення науково-дослідних та конструкторських розробок по створенню і впровадженню у виробництво стійких проти спрацювання високопродуктивних бурових робочих органів. Також були проведені дослідження впливу різних гірничо-геологічних умов на процеси руйнування ґрунтів, транспортування бурового штибу із свердловини, спрацювання ґрунторуйнівного інструменту.

Співробітниками кафедри будівельних машин КНУБА і Інституту надтвердих матеріалів НАНУ проводились також роботи по модернізації раніше виготовлених та серійних бурів за результатами накопиченого досвіду їх експлуатації. З метою перевірки працездатності модернізованих і нових конструкцій експериментальних бурових робочих органів кільцевого типу проводилися їх випробування на будівельних об'єктах в гірських умовах України та за кордоном.

В процесі випробування визначалися наступні показники:

- технологічні параметри процесу буріння, що включають швидкості розробки свердловин та обертання бура, час і продуктивність буріння, умови забурювання, кількість зупинок бура під час роботи і їх причини, рівень вібрації робочого органу і машини в цілому, кількість зношених різців і характер їх спрацювання, стан робочого органу та його складових після визначеного часу роботи;
- характеристики створених свердловин, до яких входять розміри кільцевої щілини, розміри та стан керна, глибина свердловини, стійкість її бокових стінок;
- працездатність транспортуючого шнека, на яку впливають стан та знос шнека, висота шару матеріалу на ньому, кількісний та якісний склад бурового штибу, вага та об'єм зруйнованого матеріалу, наявність та причини заштибовки шнека, його продуктивність;
- ефективність схеми розстановки різців, яка залежить від форми та геометричних параметрів прорізів в забої свердловини, наявності та розмірів бокових розвалів при проході різця, впливу наявності та висоти розташування центрального різця, ефективності підрізання керна.

В якості ґрунторуйнівного інструмента кільцевих бурів використовувались бурові різці РБ-24, РБ-202 та РБ-224 (рис. 1-3, табл. 1), які розроблені та виготовлені ІНМ НАНУ. Різці мають сталеву державку з хвостовиком 1 та твердосплавну вставку лінзоподібної форми 2, яка запаяна в напівзакритому пазу державки. Ці різці мають відмінності в розмірах хвостовика і конструкції фіксатора, який перешкоджає обертанню різця в посадочному отворі бура. Експериментальні бури (рис. 4) оснащувалися 6-ма, 8-ма, 12-ма та 18-ма різцями, які були розташовані в три або чотири лінії різання.

В умовах гірського Криму випробування проводилися на буро-жовтому напівтвердому суглинку міцністю II...III категорій за СНиП IV-2-82 з включеннями щебеню та вапняку, а також на вапняку міцністю V...VII категорій. Гірничо-геологічні умови Північного Кавказу характеризуються різними виверженими та осадовими породами, в тому числі валунно-галечниковими відкладами. Бурінню підлягали монолітні вапняки та розбірна скеля міцністю VI...VIII категорій, а також глини міцністю II...III категорій.

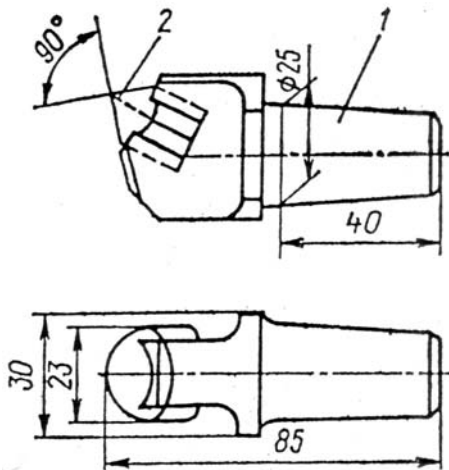


Рис. 1. Твердосплавний різець РБ-202

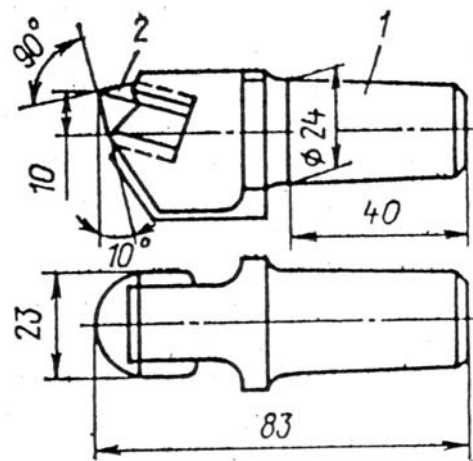


Рис. 2. Твердосплавний різець РБ-24

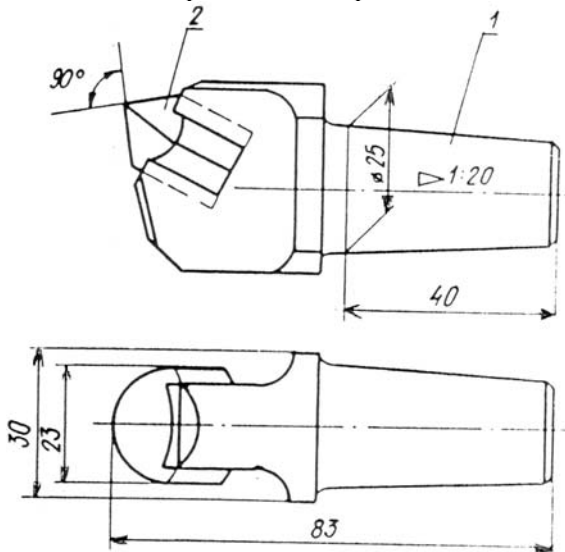


Рис. 3. Твердосплавний різець РБ-224



Рис. 4. Експериментальні бури

Таблиця 1. Основні параметри експериментальних кільцевих бурів

Марка бура	Діаметр свердловини, мм	Кількість різців, шт.	Кількість ліній різання	Марка різців
БК-450	450	6	3	РБ-24
БК-450	450	12	3	РБ-24
БК-466	466	8	3	РБ-24
БК-476	476	12	3	РБ-24
БК-476	476	18	4	РБ-224
БК-512	512	12	4	РБ-224
БК-750	750	6	3	РБ-202

Район робіт на Північній Камчатці геологічно складається з лиманно-лагунних відкладів, що являють собою суглинки, супіски та глини, які вміщують пласти галечникових, валунно-галечникових та обломкових включень. Валуни, гальки, гравій петрографічно складені виверженими породами: андезитами, дацитами та базальтами. Ґрунти знаходяться в вічномерзломому стані з шарами льоду, міцність цих ґрунтів лежить в межах VI...VIII категорій.

Траси будівництва в районах Забайкалля розташовані в зоні поширення вічної мерзлоти. Глибина відтавання не перевищувала 300 мм. Склад ґрунту по висоті буріння в більшості випадків був: на глибині 0,5...1,5 м розташована мерзла глина міцністю до IV категорії, далі до глибини 3,5 м – розбірна скеля міцністю до VI...VII категорій. Частина ЛЕП проходила по вершині гори із скельним виходом гірської породи. Ця скеля складена з граніту, в якому

знаходяться прошарки слюди. Бур суцільного руйнування виявився безсилим при розробці цієї породи, тому був застосований кільцевий бур діаметром 750 мм.

Аналізуючи результати випробувань в різних ґрунтових умовах, можна уявити узагальнену картину роботи кільцевого бура. Після установки бура на пікет процес розробки верхнього шару ґрунту на глибину 100...200 мм супроводжується відокремленням часток ґрунту розмірами 30...50 мм, а при дальшому зануренні робочого органу розміри часток зменшувались. Об'єм зруйнованого ґрунту з частками розмірами 10...30 мм складає всього 15...20 % загального об'єму штибу, інший продукт руйнування являє собою дрібнозернистий та порошкоподібний матеріал, розміром до одного міліметра. Така зміна крупності штибу викликається тим, що при збільшенні глибини буріння погіршуються умови евакуації зруйнованого ґрунту з забійної зони свердловини, збільшується кількість ґрунту, який перетирається ріжучим інструментом та корпусом бура. Цей висновок також підтверджується присутністю ущільненого шару штибу в зазорах між різцями, корпусом бура та керном, а також на лопатях шнекової спіралі. Особливості бурового штибу виявлені при випробуванні кільцевих бурів в умовах Камчатки. Продукти руйнування являють собою тістоподібну масу вологістю 80...100 %. Ця маса не створювала великого опору просуванню бура і легко витискала в процесі роботи на поверхню. Такий склад штибу дозволив використовувати кільцеві робочі органи без шнекової спіралі.

Середня висота керну, який відокремлювався експериментальними робочими органами складала від 0,35...0,48 м (Північний Кавказ, Крим) до 0,6...0,8 м (Камчатка). Після відокремлення керну від масиву ґрунту бур з керном виймався із свердловини. При цьому в більшості випадків керн утримується в корпусі бура за рахунок заклинювання частками штибу. В інших випадках керн утримувався за рахунок підрізаючих пристроїв. Видалення керна з корпусу піднятого на поверхню бура здійснювалося або його обертанням, або примусово за допомогою штовхаючого бруса.

Випробування бурових робочих органів кільцевого типу в різних гірничо-геологічних умовах дозволили визначити середню тривалість кожної операції циклу. Так розробка кільцевого прорізу складає 60...63 % загального часу циклу, відокремлення керна від масиву – 8...12 %, підйом бура разом з керном на поверхню – 3...7 %, видалення керна з корпусу бура – 13...18 %, опускання бура в свердловину – 6...10 %.

Великий вплив на продуктивність робочого органу має спрацювання корпусу бура, його ґрунторуйнівної частини та витків шнека.

Виробничі випробування кільцевих бурів дали можливість висловити рекомендації по їх проектуванню. Для руйнування ґрунтів підвищеної міцності ріжуча частина бура повинна бути оснащена різцями з твердосплавними вставками, які дозволяють використовувати більші питомі напірні зусилля та крутні моменти. Лінії різання цих різців повинні виступати за розміри конструкцій корпусу бура та шнека. Для кращої евакуації ґрунтового штибу із забійної зони до витків шнеку ріжуча частина бура повинна мати відгрібаючі лопатки. Для попередження передчасного спрацювання поверхні конструкцій, які труться об стінки свердловини, а також взаємодіють з ґрунтовим штибом, повинні наплавлятися твердими сплавами.

За результатами виробничих випробувань були спроектовані і виготовлені конструкції ефективних бурових робочих органів для різних ґрунтових умов.

Список літератури

1. Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Визначення раціональних геометричних параметрів кільцевого бура з кернопідрізувачем /Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: респ. міжвуз. науково-техн. зб.-1993.- Вип. 48.-С.28-31.
2. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Високоєфективні робочі органи бурильних машин. Науково-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій. Збірник наукових статей, Випуск 2 – К.: МНС України, КНУБА; 1999, - С. 90-94.

УДК 624

Л.Є.Пелевін, канд. техн. наук, професор КНУБА,

В.П.Рашківський, студент

ІМПУЛЬСНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВОД ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Одним з шляхів інтенсифікації розробки будівельних матеріалів є використання машин безперервної дії побудованих на принципах динамічного руйнування та хвильової теорії деформації.

Питання про дискретне регулювання гідроприводу таких виконавчих механізмів з'явилося, під час вирішення задачі створення імпульсної подачі при виконанні розробки будівельних матеріалів. Відомо, що при такій подачі є можливість зменшити витрати енергії на розробку будівельних матеріалів, а також суттєво збільшити продуктивність машин при незмінних типорозмірах робочого органу.

Особливістю процесу різання будівельних матеріалів є варіація сил опору [2]. Навіть при однакових положеннях ножа у відповідні моменти процесу сили опору різанню виявляються неоднаковими, з коливаннями навколо деякої середньої величини. Варіація опорів виявляється внаслідок непостійності характеристик міцності будівельних матеріалів.

Л. Г. Лойцянский, опираючись на досліди Л. Прандтля, відмітив [6], що при русі рідини в граничному шарі швидкість напружень зсуву або так звана динамічна швидкість $v_* = \sqrt{\tau / \gamma_{об}}$, де τ – граничне дотичне напруження на стінці; $\gamma_{об}$ – об'ємна маса будівельних матеріалів.

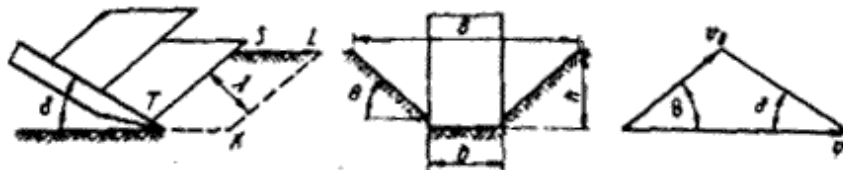


Рис. 1. Ідеалізована схема процесу різання.

Руйнування будівельних матеріалів при зсуві проходить в місцях виникання граничних дотичних напружень, тому швидкість руйнування рівна максимальному значенню динамічної швидкості:

$$v_p = \sqrt{\frac{\tau_0}{\gamma_{об}}},$$

де τ_0 – граничне дотичне напруження.

Швидкість деформування:

$$v_D = v \frac{\sin \delta}{\sin(\delta + \theta)},$$

де v – швидкість різання; δ – кут різання; θ – кут між напрямом деформування та напрямом різання.

Збільшуючи швидкість різання, можна розробляти ґрунт з більшим граничним дотичним напруженням. Характер процесу різання залежить від співвідношення швидкостей деформування v_D та руйнування v_p . Якщо швидкість деформування будівельних матеріалів ножем в напрямі зсуву набагато більше швидкості руйнування, то передня грань ножа зустрічає частини будівельних матеріалів, які встигли відділитись від масиву. В зоні стружкоутворення, де за час деформування елемента стружки, що відділяється напруження досягли граничного значення, виникають пластичні деформації. Частини елемента стружки, що відділяється, в яких пластичні деформації ще не встигли розвинути, можуть руйнуватись під впливом внутрішніх напружень, що виникли внаслідок дії ножа.

Якщо розглянути ідеалізований процес різання будівельних матеріалів (рис. 1), то можна підрахувати середній період коливань сил різання, що виникають при розробці частини масиву:

$$t = \frac{\lambda}{v}, \text{ де } \lambda = \frac{\mu}{\gamma_{об} \cdot v},$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості; $\gamma_{об}$ – об'ємна маса будівельних матеріалів.

Тоді:

$$t = \frac{\mu}{\gamma_{об} \cdot v^2}.$$

Звідси видно, що при збільшенні швидкості різання збільшується частота відокремлення елемента масиву. Однак по мірі збільшення швидкості різання ніж все більше часу рухається через не розроблене середовище. Тож з'являється необхідність надавати ножу імпульсний сигнал для генерації швидкості деформацій. Іншими словами необхідно надавати ножу імпульс сили високої частоти.

У сучасних будівельних машинах використовуються різні силові імпульсні приводи (рис. 2).

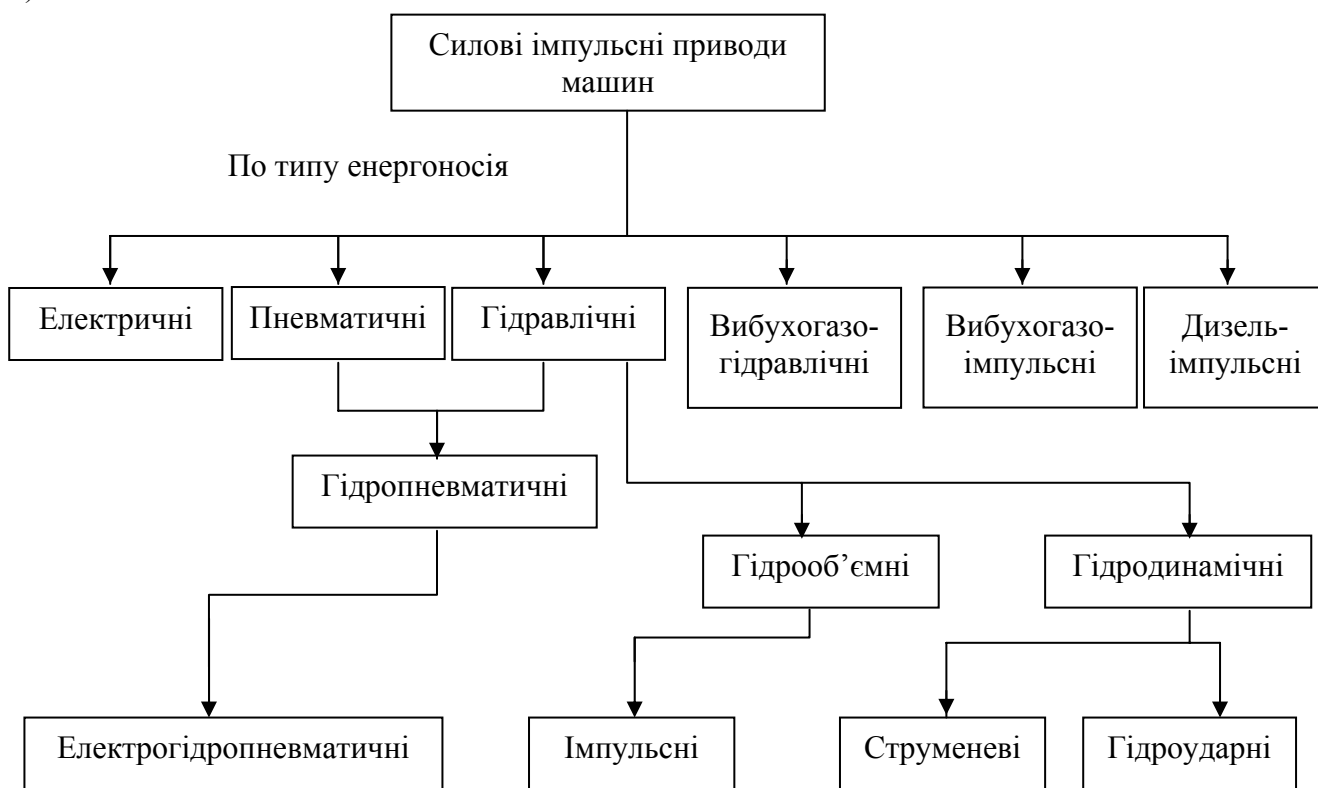


Рис. 2. Класифікація силових імпульсних приводів машин

Проблема використання гідроприводу з метою забезпечення імпульсної подачі робочого органу полягає в тому, що існуючі конструкції силових імпульсних приводів не дозволяють отримати потрібної частоти робочого органу, або створюють тільки вібраційний режим. Ускладнення в отриманні високої частоти імпульсів полягає в тому, що робоча рідина виконує керуючий вплив на робочий орган через механічну передачу, як правило це поршень-бойок, який діє на робочий орган через шток і потребує допоміжної операції – повернення робочого органу у вихідне положення. Розглянемо структурну схему імпульсної гідросистеми та графік залежності подачі в часі на кожній ділянці елемента структурної схеми.

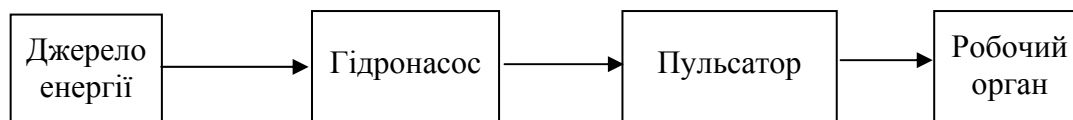


Рис. 3. Структурна схема імпульсної гідросистеми

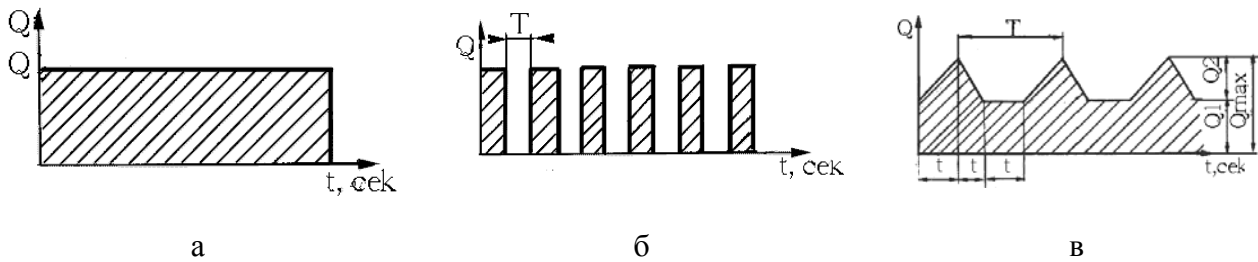


Рис. 4. Графік залежності подачі робочої рідини в часі:
а) насос; б) теоретична пульсатора; в) практична пульсатора

Як видно з запропонованої схеми, до пульсатора подача рідини має постійне значення. Включення в схему пульсатора дозволяє отримати подачу зі зміною свого значення в часі, що в свою чергу визначає імпульсний рух вихідної ланки системи. Питання полягає в тому, наскільки точно відповідає теоретичний закон подачі робочої рідини практичному [3]. Зрозуміло, що зображений закон подачі робочої рідини після пульсатора (рис. 4, б) має ідеалізований характер. Насправді неможливо отримати миттєвий приріст значення подачі так само, як її миттєве спадання. Тож на рис. 4, в запропоновано практичний графік залежності подачі рідини до вихідної ланки в часі. Таку подачу можливо отримати декількома шляхами [1, 4]:

- накладання потоку рідини з малою амплітудою та великою частотою на потік з постійною подачею. В цьому випадку перший потік виконує керуючу роль;
- короткочасне замикання та розмикання магістралі.

Перший метод обмежує своє використання внаслідок необхідності створення декількох потоків робочої рідини, що ускладнює конструкцію системи і, до того ж, не дає потрібного ефекту.

Другий метод потребує застосування принципово нових елементів, які б здійснювали керування а точніше короткочасне перекриття потоку робочої рідини в системі.

На сьогоднішній день на практиці в якості пульсатора використовують клапан-пульсатори та відповідно схеми їх приводу, що зображені на рис. 5.

Найчастіше на практиці використовується клапан-пульсатор, що зображений на рис. 5, е.

Диференціальне рівняння для періоду відкриття клапана має вид:

$$m\ddot{h} = F_{\Pi} p_1 - F_1 p_2 - A\dot{h} - B(\dot{h})^2 - R,$$

де m – маса клапана; h, \dot{h}, \ddot{h} – відповідно шлях клапанів та перша і друга похідні від шляху; F_{Π} – розрахункова площа клапана, на яку діє тиск підйому клапана; p_1 – тиск в гідросистемі; F_1 – розрахункова площа клапана з боку клапана I каскаду; p_1 – тиск в над клапанній порожнині; A, B – постійні рівнянь.

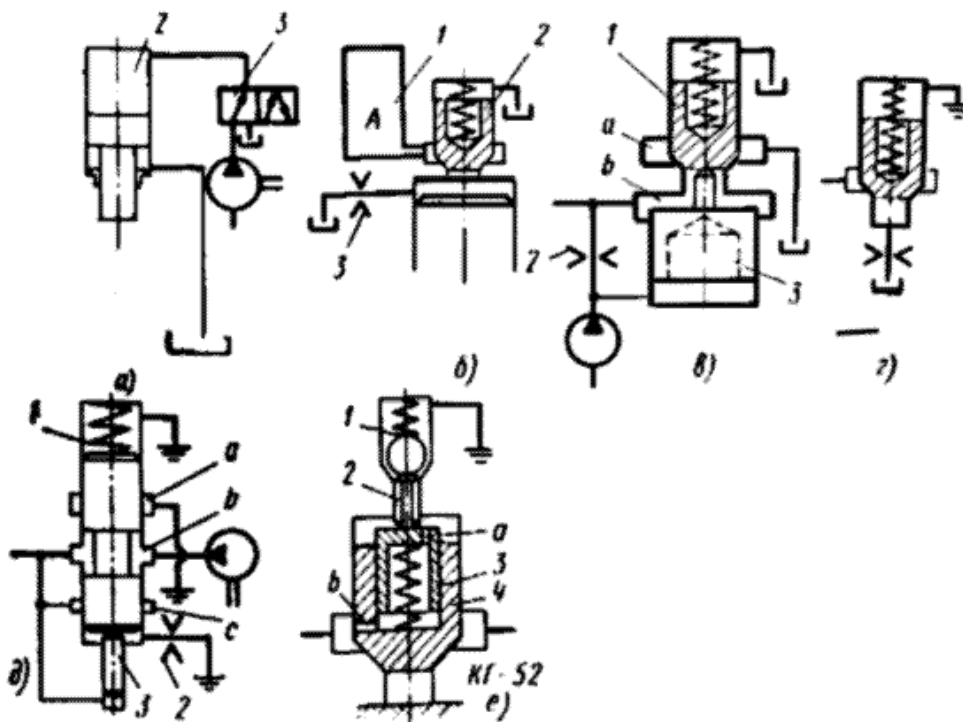


Рис. 5. Схема керування робочими органами різними клапанами-пульсаторам

Тиск в клапані $p_1 > p_K$ визначається податливістю системи, а продуктивність насосу з урахуванням рідини [7], що надходить через клапанну щілину на злив:

$$p_1 = \frac{(Q_H - k\lambda h\sqrt{p_1 - p_c})t}{W\beta},$$

де k - коефіцієнт дроселювання в клапанній щілині; λ - показник, що характеризує зміну площі щілини, відкритої на злив при русі золотника; t - час.

Період повного циклу клапана:

1. відкриття клапана I каскаду;
2. розгін клапану II каскаду;
3. рух клапана до положення, при якому вся подача насосу надходить в бак через клапан II каскаду;
4. робота клапана під налажувальним тиском.

Час спрацювання клапану включає перші три складові періоду повного циклу:

час підйому $t_1 = 0,004$ с;

час розгону $t_2 = 0,00021$ с;

$$\text{час відкриття } t_3 = \frac{h_{II} F_1}{k_I f_I \sqrt{p_K + 0,5\Delta p}},$$

де h_{II} - висота підйому; k_I - коефіцієнт дроселювання витрат через клапан I каскаду; f_I - переріз прохідного отвору; p - тиск статичної настройки клапана; Δp - збільшення тиску в системі.

Тому очевидно, що для збільшення швидкодії клапана-пульсатора потрібно збільшувати габаритні розміри самого клапана; з іншого боку зменшення часу спрацювання обмежується допустимим значенням тиску в системі.

Широке використання таких клапанів [5] в гідросистемах з метою утворення імпульсної подачі робочої рідини до робочого органу обмежується внаслідок ряду недоліків:

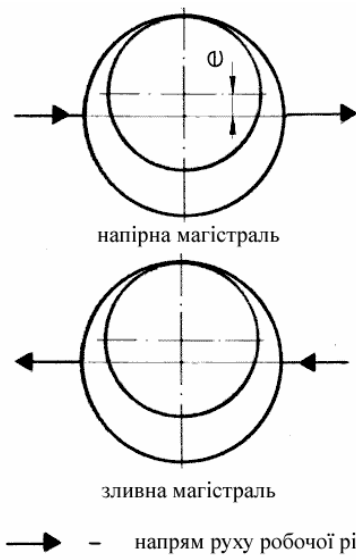


Рис. 6. Схема розподільникового пристрою

робочого органу. Тут в якості пульсатора виступає розподільник, що відкриває та закриває прохідний отвір в залежності від положення золотника. Схематично принцип дії такого розподільника зображено на рис. 6. Золотник примусово обертається в отворі розподільника, а перекриття входного та вихідного отворів відбувається завдяки ексцентриситету з яким виготовлено золотник. Така конструкція розподільника дозволяє отримувати подачу як з імпульсним сигналом, так і з постійним її значенням. Період імпульсного сигналу залежить від частоти обертання приводного валу золотника, а амплітуда – від ексцентриситету золотника. Для того, щоб під час перекриття прохідного отвору в напірній магістралі не відбувалося явище кавітації, зливна магістраль під'єднується до розподільника і перекривається симетрично напірній.

Як альтернативне рішення створення імпульсної подачі пропонується використання гідросхеми (рис. 7) з використанням в якості пульсатора керованого розподільника. Відмінною якістю такої гідросистеми є саме імпульсна подача на відміну від статичної та вібраційної.

Список літератури

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. - М.: Машиностроение, 1971.
2. Ветров Ю. А. Машины для земляных работ. К.: Вища школа, 1976.
3. Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия, М.: Машиностроение, 1974.
4. Пелевін Л. Є. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи, - К, 1999.
5. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. - М.: Машиностроение, 1987.
6. Станевський В. П. Совершенствование рабочего процесса землеройных машин. - К.: Вища школа, 1984.
7. Федорець В. О. Гідроприводи та пневмоавтоматика. - К.: Вища школа, 1995.

1. Він має перебільшені розміри. Конструкція ускладнюється тим, що перехідних перерізах складно використовувати простий пружинний пристрій регулювання тиску, який використовується у всіх звичайних клапанах.

2. Коли подача насосу направлена в бак, він працює з небажаним збільшенням тиску.

3. Габарит клапана перебільшений, так як штовхач повинен діяти на пружину клапана при меншому тиску.

4. Сили тертя, що виникають при контакті поверхонь, не дозволяють точно регулювати величину амплітуди та збільшують величину швидкодії.

Вказані недоліки були взяті до уваги і запропоновано

принципово новий підхід до створення імпульсної подачі робочої рідини до

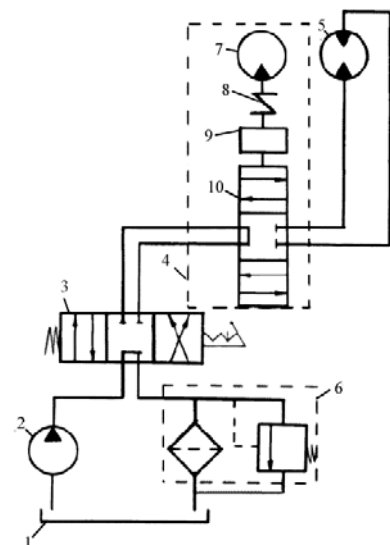


Рис. 7. Гідропривід з імпульсною подачею: 1-бак; 2-насос; 3-попередній розподільник; 4-блок пульсатора; 5-робочий орган; 6-запобіжний клапан; 7-допоміжний двигун; 8-муфта; 9-редуктор; 10-пульсатор

УДК 624.132.3

М.К. Сукач, канд. техн. наук, доцент КНУБА

Ю.П. Филонов, канд. физ-мат. наук, доцент КНУБА

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ НОЖА ЗЕМЛЕРОЙНОЙ МАШИНЫ С ВЯЗКОПЛАСТИЧНЫМ ГРУНТОМ

Для аналитического описания сил резания грунта рабочим органом землеройной машины необходимо знать его напряженное состояние перед лобовой гранью ножа. Ранее была решена плоская задача взаимодействия ножа с подводным илистым грунтом [1]. В настоящей работе предлагается пространственная модель резания водонасыщенного грунта ножом клиновидной формы.

1. Постановка и решение краевой задачи

Грунт представляет собой вязкопластичную несжимаемую однородную среду (типа модели Бингама-Шведова). Основные параметры грунта – коэффициент структурной вязкости μ и предельное напряжение сдвига τ_0 . Считаем, что τ_0 равно сцеплению, как это принято для большинства водонасыщенных грунтов, у которых угол внутреннего трения φ ничтожно мал. Ширина ножа b превышает его длину l (здесь $b = |MM'|$, $l = |OM|$); угол резания равен α , задний угол – β , глубина погружения ножа в грунт – h (рис.1). Резание грунта сопровождается образованием сливной стружки. Движение элементов системы «рабочий орган – грунт» медленное, как это понимается в динамике сплошных сред, ламинарное, установившееся. Нелинейными членами и массовыми силами в уравнении движения будем пренебрегать. Система отсчета связана с ножом, движущимся с постоянной скоростью v_0 . Экспериментально установлено, что стружка грунта имеет два характерных участка – зону текучести I , прилегающую к лобовой поверхности ножа, и зону II , движущуюся как сплошное твердое тело (точнее зона II имеет пренебрежимо малый перепад скоростей $v(y)$ элементов грунта). Сечение BB_1 разделяет эти зоны, то есть на их границе напряжение $\tau = \tau_0$. Скорость твердой фазы вдоль лобовой поверхности ножа \bar{v} , ($\bar{v} \perp \overrightarrow{OY}$, $\bar{v} \parallel \overrightarrow{OX}$).

Запишем для зоны I уравнение Навье-Стокса [2]

$$\mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \text{grad}P = 0. \quad (1)$$

Обозначим $\tilde{y} = |OB|$, $\tilde{y} = |BC|$; величина изменения давления $\hat{P} = -\text{grad}P$ постоянна.

Граничные условия

$$v(0) = 0, \quad v'(y)|_{y=\tilde{y}} = 0. \quad (2)$$

Задача (1 – 2) имеет единственное решение

$$v(y) = \frac{\hat{P}}{2\mu} y(2\tilde{y} - y). \quad (3)$$

При $y = \tilde{y}$ получаем из (3)

$$\bar{v} = \frac{\hat{P}}{2\mu} \tilde{y}^2. \quad (4)$$

Интегрируя (3) и добавляя твердую фазу, найдем поток грунта

$$I_{zp} = b \left(\int_0^{\tilde{y}} v(y) dy + \bar{v}\tilde{y} \right) = b \left(\frac{2}{3} \bar{v}\tilde{y} + \bar{v}\tilde{y} \right) = b\bar{v}y_1, \quad (5)$$

где по определению $y_1 = \frac{2}{3} \tilde{y} + \tilde{y}$.

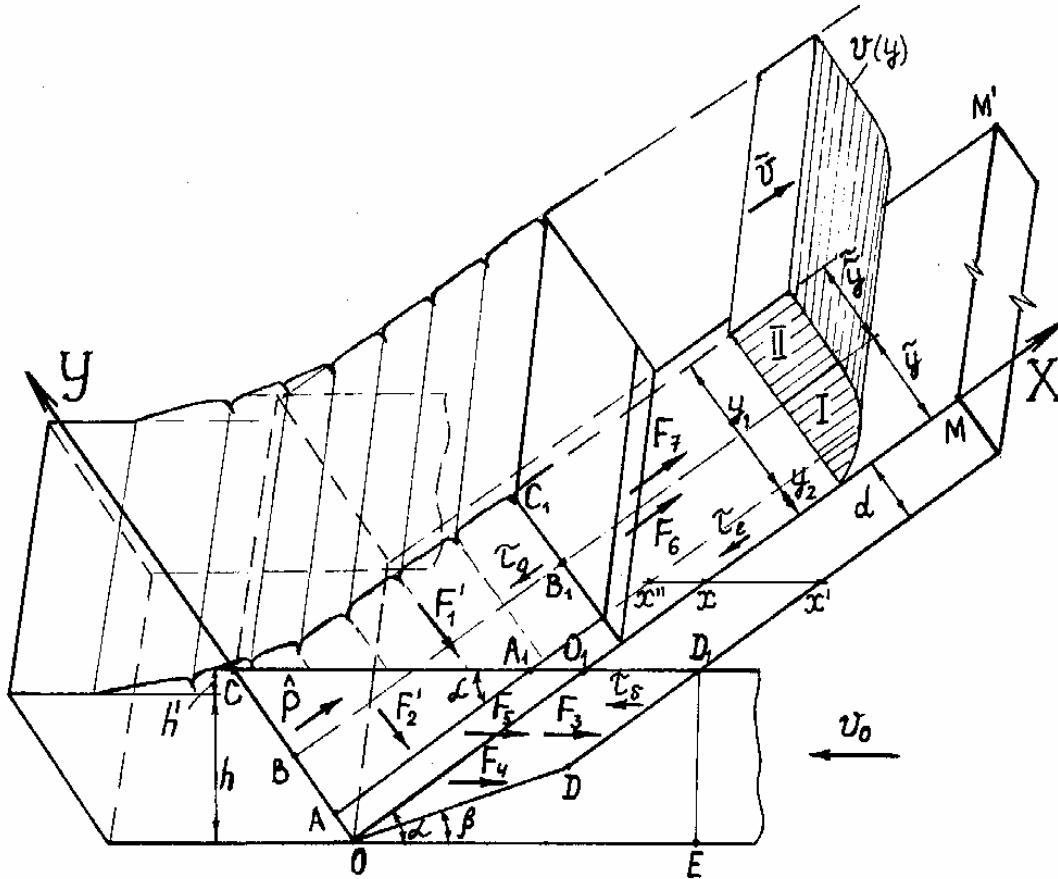


Рис.1. Расчетная схема резания вязкопластичного грунта широким ножом

Зону толщиной y_1 от поверхности грунта назовем квазитвердой. Она несет более 85% потока, даже при полностью жидком грунте, когда $\tau_0 = 0$. Это можно показать, вычислив поток в зоне $y_2 = \frac{\tilde{y}}{3}$, используя зависимости (3) и (4):

$$I_2 = b \int_0^{\frac{\tilde{y}}{3}} v(y) dy = b \int_0^{\frac{\tilde{y}}{3}} \frac{\hat{p}}{2\mu} y(2\tilde{y} - y) dy = b \frac{\hat{p}}{2\mu} \left(y^2 \tilde{y} - \frac{y^3}{3} \right) \Big|_0^{\frac{\tilde{y}}{3}} = b \frac{\hat{p}}{2\mu} y^3 \frac{8}{81} = b \frac{8}{81} \bar{v}\tilde{y}.$$

Отношение этого потока к общему I_{zp} , взятому из формулы (5): $\frac{8}{81} \frac{\tilde{y}}{y_1} < \frac{8}{81} \cdot \frac{3}{2} = \frac{4}{27} < 0,15$.

При реальном сцеплении грунта, когда $\tau_0 > 0$, доля квазитвердого потока тем больше, чем больше τ_0 (точнее – см. далее выражение для критерия $\varepsilon = \frac{y_2}{y_1}$).

В прилегающем к ножу слое толщиной y_2 при малой доле общего потока происходит основной перепад скоростей (более 55 % от максимальной) и, следовательно, прирост касательного напряжения за счет вязкости. Это очевидно из соотношения

$$\frac{v\left(\frac{\tilde{y}}{3}\right)}{\bar{v}} = \frac{\hat{P}}{2\mu} \frac{\tilde{y}\left(2\tilde{y} - \frac{\tilde{y}}{3}\right)}{3} = \frac{5}{9} \geq 0,55,$$

где использованы формулы (3) и (4).

Поток грунта, набегающий на лобовую поверхность ножа (вдалеке от него), $I = v_0 h b$.

Принимая сохранение потока $I_{zp} = I$, из (5) получим

$$\bar{v} y_1 = v_0 h. \quad (6)$$

Реологическое уравнение вязкопластичного грунта

$$\tilde{\tau} = \mu \frac{\partial v}{\partial y}, \quad (7)$$

где $\tilde{\tau} = \tau - \tau_0$ – добавочное касательное напряжение между слоями грунта в зоне I .

Из формулы (7) получаем, дифференцируя зависимость (3),

$$\tilde{\tau} = \hat{P}(\tilde{y} - y). \quad (8)$$

Значит, добавочное касательное напряжение τ_l на лобовой поверхности ножа (при $y = 0$) будет

$$\tilde{\tau}_l = \hat{P}\tilde{y}, \quad (9)$$

а, учитывая выражение (4):

$$\hat{P} = \frac{2\mu\bar{v}}{\tilde{y}^2}; \quad \tilde{\tau}_l = \frac{2\mu\bar{v}}{\tilde{y}}. \quad (10)$$

Опыт показывает, что стружка вязкопластичного грунта отделяется от массива сплошной лентой, практически без неровностей на внешней стороне. Тем не менее, в некоторых (крайних) случаях со стороны свободной поверхности наблюдаются деформации сжатия фрагментов стружки, углубления которых направлены перпендикулярно передней плоскости ножа. Поэтому, поскольку такой эффект существует, будем в первом приближении считать, что в процессе резания грунта фрагменты стружки испытывают сдвиговые напряжения в плоскости перпендикулярной лобовой грани ножа, обуславливающие уменьшение скорости перемещения стружки по ножу и увеличение ее толщины. Тогда

$$\bar{v} = v_0 \cos \alpha \quad (11)$$

и из соотношения (6)

$$y_1 = \frac{h}{\cos \alpha}. \quad (12)$$

Введем критерий $K = \frac{\mu v}{\tau_0 y}$, полученный в работе [1], и критерий

$$k = K \cos^2 \alpha = \frac{\mu\bar{v}}{\tau_0 y_1}, \quad (13)$$

Значение K обратно пропорционально критерию пластичности Π , известному из теории движения жидкостей в трубах [2]. Введем также безразмерные величины

$$\eta = \frac{\tilde{\tau}_l}{\tau_0}; \quad \varepsilon = \frac{y_2}{y_1}, \quad (14)$$

динамически и геометрически характеризующие роль вязкости в процессе резания грунта.

Тогда из (10) для $\tilde{\tau}_l$, равенства $\tilde{y} = 3y_2$, формул (13) и (14) получим связь между этими критериями

$$\varepsilon\eta = \frac{2}{3}k. \quad (15)$$

Рассматривая указанные выше фрагменты стружки на лобовой грани ножа можно предположить, что перепад давлений от величины \hat{P} у основания зоны II (в сечении BB_1) до нулевого перепада на поверхности грунта (в сечении CC_1) меняется линейно (учитывая наличие малой зоны текучести между ними). Тогда равновесие отдельного фрагмента грунта приводит к равенству

$$\frac{\hat{P}}{2}|BC| = \frac{\hat{P}}{2}(y_1 - 2y_2) = \tau_0. \quad (16)$$

Подставим в (16) значение \hat{P} из (10) с учетом соотношения (15):

$$y_1 - 2y_2 = 9 \frac{\tau_0 y_2^2}{\mu \bar{v}} = \frac{9}{k} \left(\frac{y_2}{y_1} \right)^2 y_1 = \frac{9\varepsilon^2}{k} y_1. \text{ Поделив на } y_1, \text{ получим } 1 - 2\varepsilon = \frac{9}{k} \varepsilon^2.$$

Решая это квадратное уравнение, находим

$$\varepsilon = \frac{1}{9} \left(\sqrt{9k + k^2} - k \right) \quad (17)$$

$$\text{и из (15): } \eta = \frac{2}{3} \left(\sqrt{9k + k^2} + k \right). \quad (18)$$

2. Расчет сил, действующих на нож

Определим горизонтальные составляющие сил F_1 и F_2 , расходуемых на образование стружки грунта. Нормальная к лобовой поверхности сила, обусловленная сдвигом фрагментов стружки относительно друг друга при взаимодействии с режущей кромкой ножа,

$$F'_1 = \tau_0 b y_1 = \frac{\tau_0 b h}{\cos \alpha}. \quad (19)$$

Ее горизонтальная составляющая

$$F_1 = F'_1 \sin \alpha = \tau_0 b h \operatorname{ctg} \alpha. \quad (19')$$

Сила трения вырезаемой стружки о грунт в боковых прорезях, направленная перпендикулярно к лобовой поверхности ножа,

$$F'_2 = \tau_0 y_1^2 \operatorname{ctg} \alpha = \frac{2\tau_0 h^2}{\sin 2\alpha}. \quad (20)$$

(Здесь берем удвоенную площадь треугольника ACA_1 , учитывая две боковые грани ножа и пренебрегая слоем толщиной y_2 , не связанным со стружкообразованием). Горизонтальная составляющая этой силы

$$F_2 = F'_2 \sin \alpha = \frac{\tau_0 h^2}{\cos \alpha}. \quad (20')$$

Найдем теперь силу F_3 , действующую по касательной к боковым граням в горизонтальной плоскости. Обозначим P_1 – давление у нижней кромки ножа, в точке O . Тогда давление в произвольной точке x на расстоянии \overline{OX} ножа

$$P_x = P_1 - x\hat{P}. \quad (21)$$

Рассмотрим горизонтальный отрезок xx' по боковой поверхности ножа. Перепад $\hat{P}_x = -gradP$ вдоль линии xx' равен (из формулы (21))

$$\hat{P}_x = \frac{P_1 - x\hat{P}}{d_1}, \quad (22)$$

где $d_1 = |xx'| = \frac{d}{\sin \alpha}$ (здесь пренебрегаем участком заострения ножа), или приближенно

$$\hat{P}_x \approx \frac{P_1 \sin \alpha}{d}. \quad (22')$$

Из формул (10) следует, что $\tilde{\tau}_l^2 = 2\hat{P}\mu\bar{v}$. Вдоль боковых граней ножа тоже есть зона текучести, поэтому можно написать аналогичную формулу

$$\tilde{\tau}_0^2 = 2\hat{P}_x\mu v_0. \quad (23)$$

где $\tilde{\tau}_0$ – добавочное касательное напряжение вдоль боковой грани ножа (в горизонтальной плоскости); v_0 – скорость твердой фазы грунта вдоль боковой грани, совпадающая со скоростью ножа.

Здесь и далее считаем, что на боковые грани ножа и прилегающую зону толщиной y_2 действует горизонтальная касательная сила со стороны целика грунта вплоть до высоты $h + h'$ (где $h' = y_2 + \cos \alpha$ – высота бокового валика прорези). Напомним, что $y_2 = |OA|$; $|D_1E| = (y_1 + y_2)\cos \alpha = y_1(1 + \varepsilon)\cos \alpha$.

Силу, затрачиваемую на преодоление сцепления в области OAA_1D_1DO , оценим как

$$F_3 = 2\tau_0 S, \quad (24)$$

где $2S$ – удвоенная площадь этой области (учитывая две боковые грани ножа); $S = S_1 + S_2$:

$$\left\{ \begin{aligned} S_1 &= S_{OAA_1O_1O} = \frac{1}{2}[y_1(1 + \varepsilon)]^2 \operatorname{ctg} \alpha - \frac{1}{2}y_1^2 \operatorname{ctg} \alpha = \frac{1}{2}y_1^2 \operatorname{ctg} \alpha \cdot \varepsilon(2 + \varepsilon) = \\ &= \frac{h^2}{\sin 2\alpha} \varepsilon(2 + \varepsilon); \\ S_2 &= S_{OO_1D_1DO} = y_1(1 + \varepsilon)\operatorname{ctg} \alpha \cdot d - \frac{d^2}{2}[\operatorname{ctg}(\alpha - \beta) - \operatorname{ctg} \alpha] = \\ &= \frac{hd}{2 \sin \alpha}(1 + \varepsilon) - \frac{d^2}{2}[\operatorname{ctg}(\alpha - \beta) - \operatorname{ctg} \alpha]. \end{aligned} \right. \quad (25)$$

Тогда сила F_3 , которая идет на преодоление сцепления грунта на боковых гранях ножа,

$$F_3 = \tau_0 \left\{ \frac{2\varepsilon(2 + \varepsilon)h^2}{\sin 2\alpha} + \frac{hd(1 + \varepsilon)}{\sin \alpha} - d^2[\operatorname{ctg}(\alpha - \beta) - \operatorname{ctg} \alpha] \right\}. \quad (26)$$

Найдем давление P_1 как результат действия нормальных к ножу сил F'_1 , F'_2 и давления $\hat{P}l$, расходуемого на преодоление вязкого трения стружки по лобовой грани ножа,

$$P_1 = \frac{F'_1 + F'_2}{bl} + \hat{P}l. \quad (27)$$

Из формулы (9) и определения \tilde{y} , ε , η в (15), (17), (18) вычислим \hat{P} :

$$\hat{P} = \frac{\tilde{\tau}l}{\tilde{y}} = \frac{\tau_0\eta}{3\epsilon y_1} = \frac{\tau_0}{3y_1} \frac{\eta^2}{\epsilon\eta} = \frac{\tau_0}{3y_1} \frac{4}{9} \frac{\left(\sqrt{9k+k^2}+k\right)^2}{\frac{2}{3}k} = \frac{2}{3} \frac{\tau_0}{h} \cos \alpha (3+\eta). \quad (28)$$

Подставляя в формулу (27) значения \hat{P} из (28) и F'_1, F'_2 из (19), (20), получим

$$P_1 = \tau_0 \left[\frac{h}{l \cos \alpha} + \frac{2h^2}{bl \sin 2\alpha} + \frac{2}{3} \frac{l}{h} \cos \alpha (3+\eta) \right]. \quad (29)$$

Далее из (23), (22') и (29) добавочное касательное напряжение $\tilde{\tau}_\delta$ будет

$$\tilde{\tau}_\delta = \sqrt{2\hat{P}_x \mu\nu_0} = \sqrt{\frac{2\mu\nu_0 \sin \alpha \tau_0}{d} \left[\frac{h}{l \cos \alpha} + \frac{2h^2}{bl \sin 2\alpha} + \frac{2}{3} \frac{l}{h} \cos \alpha (3+\eta) \right]}. \quad (30)$$

Находим силу, которая идет на преодоление вязкого сопротивления стружки в слое, примыкающем к боковым граням ножа (в области OO_1D_1DO), используя (30) и (25),

$$F_4 = 2\tilde{\tau}_\delta S_2 = \left[\frac{2h(1+\epsilon)}{\sin \alpha} - d \operatorname{ctg}(\alpha - \beta) + d \operatorname{ctg} \alpha \right] \sqrt{2\mu\nu_0 \tau_0 d \left[\frac{h}{l} \operatorname{tg} \alpha + \frac{h^2}{bl \cos \alpha} + \frac{l}{h} \sin 2\alpha \left(1 + \frac{\eta}{3} \right) \right]} \quad (31)$$

На отрезке xx' (см. рис.1) величина $-\operatorname{grad}P = \hat{P} \cos \alpha$ и добавочное касательное напряжение $\tilde{\tau}$ может быть вычислено аналогично $\tilde{\tau}_\delta$, взяв \hat{P} из формулы (28),

$$\tilde{\tau} = \sqrt{2\hat{P} \cos \alpha \cdot \mu\nu_0} = 2 \cos \alpha \sqrt{\frac{\tau_0}{h} \left(1 + \frac{\eta}{3} \right) \mu\nu_0}. \quad (32)$$

Тогда сила, расходуемая на преодоление вязкости в слое грунта перед боковыми гранями ножа (в области OAA_1O_1O), используя (32) и (25), будет

$$F_5 = 2\tilde{\tau}S_1 = \frac{2\epsilon(2+\epsilon)h^{1,5}}{\sin \alpha} \sqrt{\mu\nu_0 \tau_0 \left(1 + \frac{\eta}{3} \right)}. \quad (33)$$

Сила, компенсирующая горизонтальную составляющую того давления у нижней кромки ножа, которое тратится на преодоление вязкого трения на его лобовой поверхности

$$F_6 = \frac{\hat{P}bl^2}{2} \sin \alpha = \frac{\tau_0 bl^2}{6h} (3+\eta) \sin 2\alpha. \quad (34)$$

Горизонтальная составляющая силы F_7 , которая идет на преодоление трения (сцепления и вязкости) вдоль лобовой поверхности ножа,

$$F_7 = \tau_l bl \cos \alpha = \tau_0 (1+\eta) bl \cos \alpha. \quad (35)$$

Полная сила резания грунта в горизонтальном направлении включает в себя сумму семи составляющих $F = \sum_{i=1}^7 F_i$, где значения ϵ и η находятся по формулам (17) и (18), а критерий

$$k = \frac{\mu\nu_0}{\tau_0 h} \cos^2 \alpha.$$

Выводы

1. Представлена пространственная модель блокированного резания вязкопластичного грунта широким плоским ножом прямоугольной формы в стационарном режиме. Напряжения на

лобовой поверхности и боковых сторонах рабочего органа машины в пределах разрушаемой части грунтового массива описаны через механические параметры грунта – сцепление τ_0 и динамическую структурную вязкость μ .

2. В расчетной модели учтены сопротивления, обусловленные сцеплением между фрагментами сливной стружки, ее пригрузкой в боковых прорезях при отделении от массива, силами сцепления и вязкости от трения грунта по боковым граням ножа, силами вязкого сопротивления между слоями грунта в зоне текучести грунта перед ножом, трением стружки (включая силы сцепления и вязкости) по лобовой поверхности ножа, а также силами, компенсирующими давление у нижней кромки ножа, которое расходуется на преодоление вязкого трения грунта вдоль ножа.
3. Силовые характеристики модели выражены через критериальные зависимости, связывающие динамические и кинематические параметры процесса с деформационно-прочностными свойствами среды, и достаточно полно отражают физическую картину резания водонасыщенного вязкопластичного грунта рабочим органом землеройной машины.

Список литературы:

1. Сукач М.К. Разработка глубоководных грунтов. - К.: Наук. думка, 1998.- 348 с.
2. Лойцянский Д.Г. Механика жидкости и газа. - М.: Наука, 1987.- 840 с.

УДК 69.00.25

*І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
М.О. Клименко, асистент КНУБА*

ДО ВИБОРУ ТИПУ БЕТНОЗМІШУВАЧІВ ТА ПРИЗНАЧЕННЯ ЇХ ОБ'ЄМІВ

Становлення України як суверенної правової держави із ринковою економікою вимагає розробки нового покоління будівельних машин із значно вищими від існуючих конструкцій показниками енерго- та ресурсозбереження, ефективності робочого процесу, технологічності виготовлення і ремонту, строку служби тощо. Для досягнення такого результату необхідне не тільки впровадження прогресивних методів виробництва, але й розробка новітніх методів розрахунку основних конструктивних і технологічних параметрів, а також сучасних критеріїв вибору машин і обладнання в залежності від умов роботи, технологічних режимів, т.ін. Останні повинні бути законодавчо закріплені у відповідних стандартах. При цьому досить доречним було б використання наробок державних та громадських організацій із стандартизації і сертифікації провідних держав світу. Як приклад розглянемо один з таких стандартів і порівняємо його із діючими на сьогодні вітчизняними нормативними документами.

Для аналізу візьмемо ГОСТ 16349-85Е "Смесители цикличные для строительных материалов. Технические условия" та чинний в Америці з 17 квітня 1996 року стандарт PMMD 100-96 "Змішувачі бетонних заводів" американського Бюро виробників бетонних заводів (Concrete Plant Manufacturers Bureau – СРМВ). Стандарт є обов'язковим для виконання підприємствами-членами Бюро і покладений в основу перевірки відповідності бетонозмішувачів при їх сертифікації в США.

Розглянемо основні положення цього стандарту.

Як зазначається в документі, в якості параметра, який покладений в основу стандартизації циклічних бетонозмішувачів, є об'єм бетонозмішувача по завантаженню сухими компонентами. На основі цього параметра побудований типорозмірний ряд та запроваджена система градацій. Таким чином, відповідно до стандарту, за типорозмір узятий "найбільший об'єм бетону, який може бути завантажений і якісно перемішаний за умови, що змішувач

знаходиться в своєму нормальному робочому положенні, а бетонна суміш має необхідну рухомість (жорсткість) та розмір крупного заповнювача".

Діапазон допустимих об'ємів по завантаженню сухими компонентами циклічних бетонозмішувачів бетонних заводів встановлюється в межах від 0,5 куб. ярдів (0,382 м³) до 15 куб. ярдів (11,47 м³) і розбитий на 14 типорозмірів (табл. 1), які і визначають об'єм "стандартних" бетонозмішувачів.

Поряд із цим, вводиться жорстка відповідність типу бетонозмішувача типорозміру. Стандартом регламентовано п'ять типів бетонозмішувачів:

Тип I – реверсивний гравітаційний бетонозмішувач, який має два завантажувально-розвантажувальних отвори;

Тип II – гравітаційний перекидний змішувач, барабан якого знаходиться при перемішуванні під кутом 15° до горизонту. Завантажування та розвантаження відбувається через один завантажувально-розвантажувальний отвір;

Тип III – гравітаційний перекидний змішувач із горизонтальною віссю барабана та завантаженням-розвантаженням з одного або із протилежних кінців барабана;

Тип IV – роторний бетонозмішувач;

Тип V – лотковий бетонозмішувач.

Як видно з табл. 1, певному типорозміру (об'єму по завантаженню сухими компонентами) ставиться у відповідність певний тип бетонозмішувача. Типорозмір буде стандартним для даного типу змішувача, якщо в табл. 1 на перетині рядка типорозміру та стовпчика типу змішувача вказане значення мінімального об'єму робочого простору. Наприклад, для реверсивних змішувачів (тип I) стандартними будуть об'єми бетонозмішувача по завантаженню сухими компонентами 1; 2; 3,5 та 4,5 yd³, а для отримання 0,5 yd³ готового замісу може бути використаний тільки роторний бетонозмішувач.

Таблиця 1. Тип бетонозмішувача та його мінімальний об'єм змішувального простору відповідно до PMMD 100-96

Типорозмір, yd ³ / м ³	Мінімальний об'єм змішувального простору бетонозмішувача, ft ³ / м ³				
	Тип I	Тип II	Тип III	Тип VI	Тип V
½ / 0,382				29 / 0,821	
1 / 0,765	94 / 2,662			56 / 1,586	29 / 0,821
1½ / 1,147				72 / 2,039	
2 / 1,529	178 / 5,040	151 / 4,276	192 / 5,437	87 / 2,464	58 / 1,642
3 / 2,294					96 / 2,718
3½ / 2,676	304 / 8,608			134 / 3,794	
4 / 3,058					123 / 3,483
4½ / 3,440	388 / 10,987	288 / 8,155	402 / 11,383	165 / 4,672	153 / 4,332
6 / 4,587		363 / 10,279	492 / 13,932		205 / 5,805
8 / 6,116		472 / 13,366	604 / 17,103		272 / 7,702
9 / 6,881		533 / 15,093	656 / 18,576		307 / 8,693
10 / 7,646		588 / 16,650	708 / 20,048		340 / 9,628
12 / 9,175		682 / 19,312	805 / 22,795		357 / 10,109
15 / 11,468		798 / 22,597	943 / 26,703		

На відміну від американського діючий національний стандарт не передбачає такої жорсткої відповідності, зазначаючи тільки, що рухомі суміші (з осадкою конуса більше 3 см) перемішуються в гравітаційних бетонозмішувачах, а жорсткі – у змішувачах примусової дії. В основу градації типорозмірів покладений також об'єм бетонозмішувача по завантаженню сухими компонентами в літрах в інтервалі від 50 до 9000 л, який розбитий на 13 типорозмірів. Для приготування бетонів стандартом передбачається 3 типи змішувачів: гравітаційні, роторні та лоткові. При цьому для гравітаційних змішувачів встановлено 13 типорозмірів, для роторних – 11, а для лоткових – 7 (табл. 2). Важливими параметрами, які зазначені в ГОСТ 16349-85Е є граничні значення встановленої потужності електропривода змішувальних органів та маси

бетонозмішувача, що дозволяють оцінити енерго- та ресурсоспоживання, а вказане число замісів на годину визначає продуктивність змішувача.

Таблиця 2. Технічні умови до циклічних змішувачів для будівельних матеріалів за ГОСТ 16349-85Е

Марка змішувача	Параметр							
	Об'єм по завантаженню, л	Об'єм готового замісу, л	Кількість циклів роботи на годину, не менше	Крупність заповнювача, мм, не менше	Встановлена потужність електропривода змішувальних органів, кВт, не більше	Маса, кг, не більше	Питоме витрати електроенергії електропривода змішувальних органів, кВт/л, не більше	Питома маса, кг/л, не більше
Бетонозмішувачі примусової дії роторні								
БП-50	50	33	40	40	1,5	125	0,03	2,5
БП-100	100	65	40	40	3	250	0,03	2,5
БП-250	250	165	40	70	5,5	1170	0,022	4,7
БП-375	375	250	40	70	11	1850	0,029	4,93
БП-500	500	330	40	70	15	1250	0,03	2,5
БП-750	750	500	40	70	22	2750	0,029	3,7
БП-750-І	750	500	64	70	18,5	3100	0,025	4,1
БП-1125	1125	750	40	70	30	2850	0,027	2,5
БП-1125-І	1125	750	58	70	30	3300	0,027	2,93
БП-1500	1500	1000	40	70	37	3500	0,025	2,3
БП-3000	3000	2000	40	120	80	7500	0,026	2,5
БП-4500	4500	3000	40	120	120	11250	0,026	2,5
БП-6000	6000	4000	40	120	160	15000	0,026	2,5
Бетонозмішувачі гравітаційні								
БГ-50	50	33	30	40	0,6	100	0,01	2
БГ-100	100	65	30	40	0,6	160	0,006	1,6
БГ-250	250	165	30	70	1,1	750	0,004	3
БГ-375	375	250	30	70	3	1300	0,008	3,5
БГ-500	500	330	30	70	4	1900	0,008	3,8
БГ-750	750	500	30	70	4	1220	0,005	1,6
БГ-1125	1125	750	20	120	11	2000	0,01	1,77
БГ-1500	1500	1000	20	120	15	3000	0,01	2
БГ-1500-І	1500	1000	28	120	11	3200	0,007	2,13
БГ-3000	3000	2000	20	150	22	6300	0,007	2,1
БГ-4500	4500	3000	20	150	30	8700	0,0067	1,93
БГ-6000	6000	4000	20	150	50	12600	0,0083	2,1
БГ-7500	7500	5000	20	150	80	16000	0,01	2,1
БГ-9000	9000	6000	20	150	100	18900	0,01	2,1

Проте, на нашу думку, головною перевагою американського стандарту є те, що в ньому чітко зазначений мінімальний об'єм робочої камери (геометричний об'єм), який для даного типу бетонозмішувача дозволяє отримати бетонну суміш належної якості в кількості, рівній об'єму

бетонозмішувача по завантаженню сухими компонентами. Це особливо важливо щодо гравітаційних змішувачів, для яких недостатність змішувального простору призводить до збільшення часу перемішування або до неможливості отримання якісної суміші взагалі. Геометричний об'єм будь-якого "стандартного" бетонозмішувача повинен відповідати значенням в табл. 1: величина об'єму внутрішнього змішувального простору повинна бути не менше мінімального об'єму, який вказаний для даного типорозміру і типу змішувача. Наприклад, для приготування $3,5 \text{ yd}^3$ ($2,676 \text{ м}^3$) бетонної суміші реверсивний змішувач повинен мати геометричний об'єм барабана не менше 304 ft^3 ($8,6 \text{ м}^3$).

Поряд з цим в стандарті наводяться формули для розрахунку об'ємів робочої камери, які в трансформації для об'ємів в кубічних метрах набувають наступного вигляду:

- для реверсивних гравітаційних бетонозмішувачів (тип I): $V = 3,111 \cdot C + 283, \text{ м}^3$;
- для гравітаційних перекидних змішувачів, барабан яких знаходиться при перемішуванні під кутом 15° до горизонту (тип II):
 - для 2 та $3 \frac{1}{2} \text{ yd}^3$ ($1,529 \text{ м}^3$ та $2,676 \text{ м}^3$) – $V = 8,269 \cdot \log_{10} C + 2,748 \text{ м}^3$;
 - від $4 \frac{1}{2}$ до 7 yd^3 ($3,440 \text{ м}^3$ та $5,352 \text{ м}^3$) – $V = 17,018 \cdot \log_{10} C + 0,989 \text{ м}^3$;
 - від 8 yd^3 і більше ($6,116 \text{ м}^3$ і більше) – $V = 33,754 \cdot \log_{10} C + 13,168 \text{ м}^3$;
- для гравітаційних перекидних змішувачів із горизонтальною віссю барабана (тип III):
 - для 1 та $3 \frac{1}{2} \text{ yd}^3$ ($0,765 \text{ м}^3$ та $2,676 \text{ м}^3$) – $V = 3,644 \cdot C^{0,94} \text{ м}^3$;
 - від 4 yd^3 і більше ($3,44 \text{ м}^3$ і більше) – $V = 4,728 \cdot C^{0,71} \text{ м}^3$;
- для роторних бетонозмішувачів (тип IV): $V = 1,148 \cdot C + 0,708, \text{ м}^3$;
- для лоткових бетонозмішувачів (тип V) - від $\frac{1}{2}$ до 4 yd^3 ($0,832 \text{ м}^3$ та $3,058 \text{ м}^3$):
 $V = 1,185 \cdot C + 0,099, \text{ м}^3$,

де V – геометричний об'єм робочої камери; C – об'єм змішувача по завантаженню, м^3 .

Дуже цікавим і цінним є також трактування американським стандартом поняття "об'єму робочої камери" (геометричного об'єму змішувача).

Для гравітаційних змішувачів цей об'єм визначається як місткість барабану за виключенням футерування, якщо воно є. Лопасті, шнеки, лопатки, а також їх кронштейни не враховуються. Будь-яка частина змішувального барабану в кінці завантажувальної (розвантажувальної) горловини, яка розташовується за площиною з діаметром барабану 24 дюйми (61 см), виключається з об'єму – тобто в розрахунок береться тільки той переріз, діаметр якого є достатнім для забезпечення гравітаційного перемішування при падінні матеріалу (за стандартом не менше 61 см). Об'єм циліндричних або конічних завантажувальних пристроїв та розвантажувальних жолобів, які виступають за основну частину змішувального барабана, виключаються з загального об'єму. Крім того, як зазначається в стандарті, об'єм змішувального простору, який знаходиться нижче горизонтальної площини, що проходить через найнижчу точку найнижчого отвору, який є відкритим при перемішуванні, повинен бути не менше 70% від об'єму бетонозмішувача по завантаженню сухими компонентами.

Для встановлення відповідності останнім вимогам ми провели аналіз параметрів деяких вітчизняних та закордонних гравітаційних бетонозмішувачів.

Для розгляду ми взяли гравітаційні перекидні бетонозмішувачі (тип II) фірми Johnson Ross, США (рис. 1). За даними фірми випускаються моделі із наступними характеристиками (табл. 3):



Рис. 1. Змішувач фірми Johnson Ross, США

Таблиця 3. Технічні характеристики гравітаційних бетонозмішувачів фірми Johnson-Ross

Типорозмір та об'єм по завантаженню			Потужність привода обертання барабана, кВт			Кількість змішув. лопастей	Маса, т	Питомі витрати енергії, кВт/л	Питома маса, кг/л
yd ³	м ³	л	Потужність двигуна	Кількість двигунів	Разом				
4,5	3,44	3440,7	29,8	1	29,8	3	6,804	0,0087	1,98
6	4,59	4587,6	22,4	2	44,8	3	12,701	0,0098	2,77
8	6,12	6116,8	29,8	2	59,6	4	14,515	0,0097	2,37
10	7,65	7646,0	37,3	2	74,6	4	16,33	0,0098	2,14
12	9,18	9175,2	44,8	2	89,6	4	17,917	0,0098	1,95
15	11,47	11469,0	56,0	2	112	4	19,958	0,0098	1,74

Як бачимо, об'єми по завантаженню сухими компонентами усіх змішувачів повністю збігається із встановленими стандартом РММД 100-96 значеннями типорозмірів.

Порівнюючи отримані дані із показниками за ГОСТ 16349-85Е (табл. 2), бачимо, що тільки молодші моделі змішувачів Johnson Ross мають гірші показники енергоспоживання в порівнянні із енерговитратами, регламентованими національним стандартом, в той час як із збільшенням об'єму маємо картину абсолютно протилежну. При цьому із збільшенням типорозміру відносна різниця зростає. Крім того, слід відзначити практично сталі значення питомої енерго- та металоємності для всіх моделей фірми Johnson Ross (рис. 2, 3).

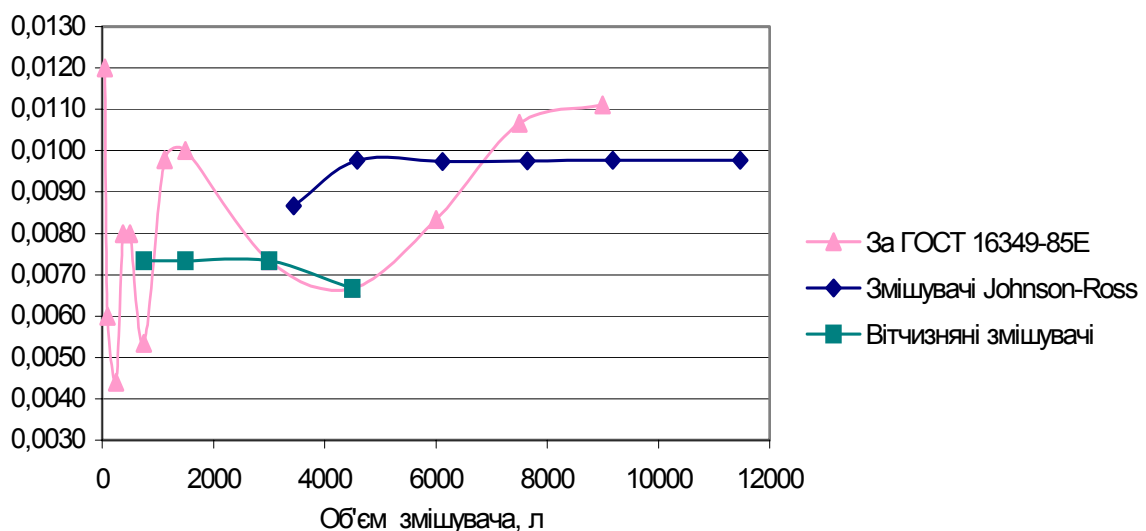


Рис. 2. Залежність питомих витрат енергії, кВт/л, від об'єму змішувача

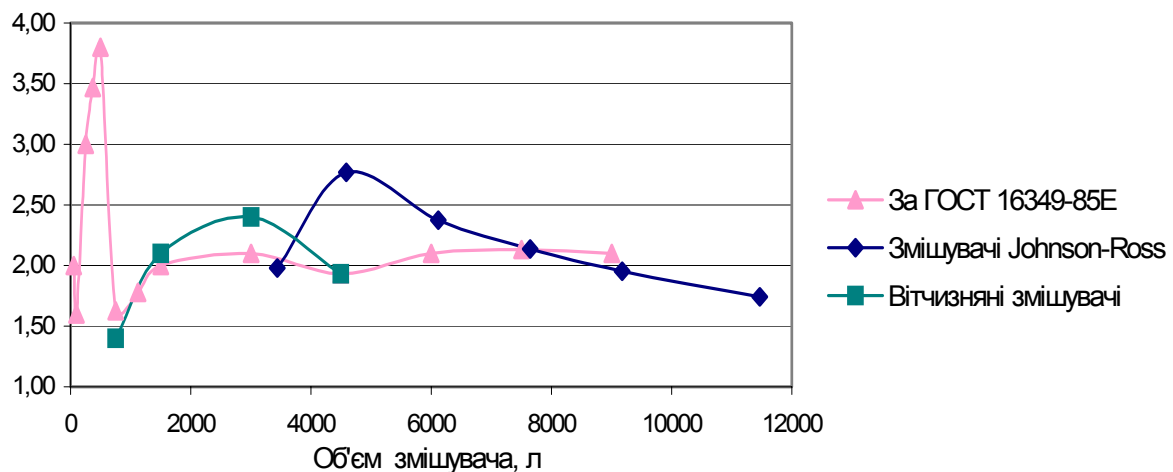


Рис. 3. Залежність питомої маси змішувача, кг/л, від його об'єму

Користуючись даними про геометричні розміри барабана бетонозмішувача Johnson Ross типорозміру 12 уд³ (9,2 м³), встановлюємо, що геометричний об'єм барабана становить $\approx 19,37$ м³, що відповідає нормованому значенню мінімального об'єму барабана, зазначеному в стандарті РММД 100-96 (табл.1, стовпчик 3). В той же час, об'єм барабана до нижнього зрізу завантажувальної горловини – 8,87 м³, що також є більшим регламентованих стандартом 70% від об'єму бетонозмішувача по завантаженню сухими компонентами ($9,2 \times 0,7 = 6,44$ м³).

Із вітчизняних машин для розгляду візьмемо змішувачі ЗАТ "Бетонмаш", Слов'янськ, Україна. За даними заводу-виробника вони мають такі характеристики:

Таблиця 4. Технічні характеристики гравітаційних бетонозмішувачів вітчизняного виробництва (ЗАТ "Бетонмаш")

Параметр	Марка змішувача			
	СБ-91Б	СБ-153А	СБ-103	СБ-162
Об'єм готового замісу, л	500	1000	2000	3000
Об'єм по завантаженню, л	750	1500	3000	4500
Кількість циклів на годину	до 100	до 100	до 120	до 120
Крупніють заповнювача, мм	70	120	120	150
Частота обертання барабана, об/хв	20	17,12	13	13
Потужність привода обертання барабана, кВт	5,5	11	22	30
Маса, кг	1050	3150	7200	8700
Питомі витрати енергії, кВт/л	0,0073	0,0073	0,0073	0,0067
Питома маса, кг/л	1,40	2,10	2,40	1,93

Відповідно до наявних даних про розміри змішувального барабана визначаємо, що для змішувачів СБ-103 та СБ-94 (модель, яка була замінена змішувачем СБ-103) об'єм барабана до нижнього зрізу розвантажувального отвору становить відповідно 2,12 м³ і 1,17 м³ (за стандартом РММД 100-96 повинно бути $3 \times 0,7 = 2,1$ м³ та $1,5 \times 0,7 = 1,05$ м³), а геометричний об'єм барабана дорівнює 5,2 м³ і 2,91 м³ (за стандартом РММД 100-96 повинно бути не менше 6,69 м³ та 4,2 м³). Таким чином, встановлюємо, що вітчизняні змішувачі не відповідають вимогам мінімального об'єму змішувального простору, що потенційно може бути причиною зменшення частки роботи гравітаційних сил при перемішуванні. Питомі ж показники енерго- та металоємності не виходять за межі, встановлені стандартом ГОСТ 16349-85Е (рис 2, 3).

Отримані результати досить яскраво свідчать про необхідність розробки нових національних стандартів на бетонозмішувальну техніку, а також впровадження новітніх прогресивних підходів до вибору основних конструктивних і технологічних параметрів змішувачів та методик їх розрахунку.

Список літератури

1. ГОСТ 16349-85Е "Смесители цикличные для строительных материалов. Технические условия". М.: Госкомитет СССР по стандартам. 13.12.1985. – 12 с.
2. Стандарт РММД 100-96 "Змішувачі бетонних заводів". Concrete Plant Manufacturers Bureau – CPMB, USA. 17.04.1996. – 7 с.

УДК 666.40.9

 В.М. Гарнець, канд. техн. наук, проф. КНУБА,
 А.В. Сосюра, асп. КНУБА

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОЛИКО-ЕКСТРУЗІЙНОГО ФОРМУВАННЯ ПУСТОТНИХ ПАНЕЛЕЙ

Ролико-екструзійний метод формування пустотних панелей перекриття має переваги технічного та технологічного характеру в порівнянні з відомими вібраційними [1, 2] та безвібраційними роликовими [2, 3]. Бетоноформуючі агрегати, що використовуються для формування пустотних плит екструзією в сполученні з вібрацією або пресуванням розробляються відомими світовими фірмами такими як "Partek" (Фінляндія), "Spiroll" (Канада), "LPE", а також агрегат "Ren Deguo" (Китай). В конструктивному рішенні, що розробляється в КНУБА, процес формування забезпечується взаємодією екструдера та формуючого ролика (рис.1), що принципово відрізняє його від відомих агрегатів. Ролико-екструзійне формування

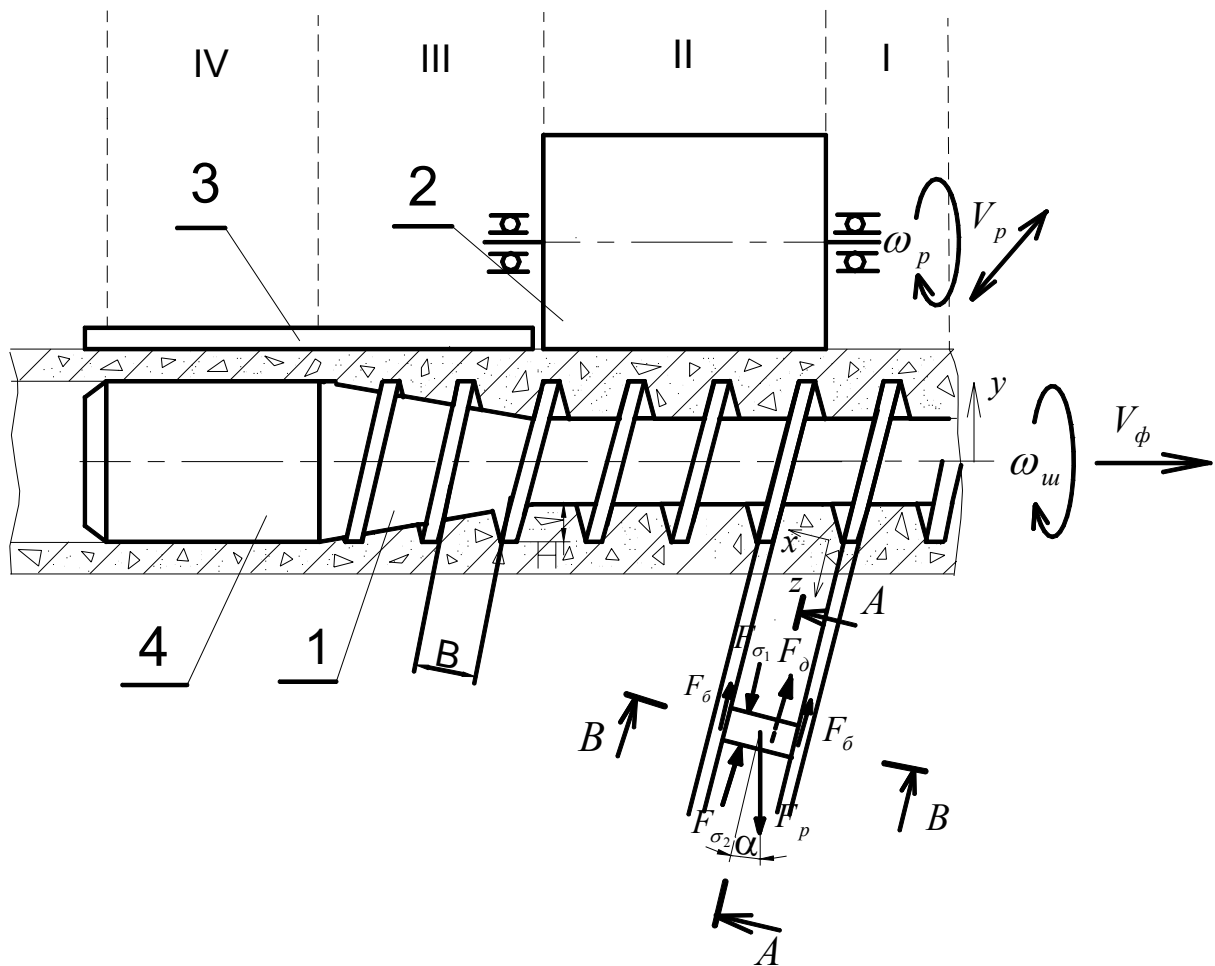


Рис. 1. Розрахункова схема процесу ролико-екструзійного формування

відбувається за рахунок одночасної пресуючої дії шнек-екструдера 1, який діє в масиві суміші, нагнітаючи її в порожнину форми, і розкочуючого ролика 2, який виконує поверхнєве ущільнення виробу за рахунок багаторазового вдавлювання нових порцій суміші (підсіпки). Остаточне формування та формоутворення панелі відбувається після проходження калібруючої частини екструдера 4 та стабілізуючої плити 3. Рух всього агрегату із швидкістю V_ϕ здійснюється за рахунок реактивних сил, що створюють витки екструдера в напрямку, протилежному пресуючим зусиллям. Виходячи з досвіду роботи аналогічних машин [2,3],

можливо стверджувати, що комбінована подвійна дія поверхневого розподільного ролика та глибинного шнек-екструдера забезпечить ефективність процесу ущільнення.

В зв'язку із складністю процесу формування, умовно поділимо його на чотири етапи. На першому етапі (I) на елемент діють гідростатичний тиск суміші з бункера та шнек-екструдер. При цьому суміш, що витікає з бункера, транспортується першими 2-3 витками під ролик і частково ущільнюється. По мірі накопичення суміші та її ущільнення на другому етапі (II), де на елемент діють ролик та шнек-екструдер, внутрішні напруження і, відповідно, навантаження на елементи агрегату, зростають. На третьому етапі (III) завершується процес ущільнення. Зменшення пресуючої площі витків за межами дії ролика призводить до зниження внутрішніх напружень, які на четвертому етапі (IV) під стабілізуючою плитою 3 поступово зникають і саме цьому сприяє калібруюча частина 4.

Визначення силових та енергетичних співвідношень в процесі ролико-екструзійного формування проведемо за допомогою розрахункової схеми, показаної на рис.1. Розглядаємо напружений стан елементарного об'єму матеріалу, що знаходиться в замкненому контурі, на другому етапі формування, де, гіпотетично, діють найбільші навантаження. В процесі формування має місце всебічне стискання елемента. Тому напруження в напрямку OX між витками і OY між роликом та серцевиною шнека будуть відрізнятися від напружень в напрямку OZ , паралельному до витків шнека, на величину коефіцієнта бокового стискання k [4, 5]:

$$\sigma_{xx} = k\sigma_{zz} \text{ та } \sigma_{yy} = k\sigma_{zz} \quad (1)$$

Рівняння рівноваги сил, що діють на етапі (I) на елемент в напрямку осі z :

$$F_{\sigma_1} + F_p \cos \alpha - F_{\sigma_2} - F_\delta - 2F_\delta = 0 \quad (2)$$

де F_{σ_1} та F_{σ_2} - сили від дії нормальних напружень σ_{zz} , що діють у поперечному перерізі каналу; F_p - дотична сила дії ролика на матеріал; F_δ та F_δ - сили тертя дна та бокових поверхонь каналу.

Враховуючи те, що по висоті витка шнека H розподіл напруг буде неоднорідним, а також зміну товщини витка вирази для діючих сил і реакцій запишемо через середньо інтегральні значення σ_{zz} та σ_{xx} :

$$F_{\sigma_1} = \tilde{\sigma}_{zz} B_{cp} H \quad F_{\sigma_2} = (\tilde{\sigma}_{zz} + d\tilde{\sigma}_{zz}) B_{cp} H \quad F_p = \tau_{zy} B_e dz \quad (3)$$

$$F_\delta = (\tau_{zy} + d\tau_{zy}) B_w dz \quad F_\delta = \tau_{xz} H dz$$

Середньо інтегральні значення нормальних напружень по висоті витка запишуться у вигляді:

$$\tilde{\sigma}_{zz} = \frac{1}{H} \int_0^H \sigma_{zz}(y) dy \quad \tilde{\sigma}_{xx} = \frac{1}{H} \int_0^H \sigma_{xx}(y) dy \quad (4)$$

Дотичні напруження визначаються як добуток діючих відповідних нормальних на коефіцієнт зовнішнього тертя:

$$\tau_{zy} = f\sigma_{yy} \text{ та } \tau_{xz} = f\sigma_{xx} \quad (5)$$

Величини, що входять до формул (3), визначаються із схеми, що показана на рис.2. Підставляємо (3) в (2) і, вирішуючи рівняння, отримуємо:

$$-\frac{d\tilde{\sigma}_{zz}}{dz} + \tilde{\sigma}_{zz} \left(\frac{kf}{H} (\cos \alpha - 1) + \frac{kf}{2B} (\sin \delta \cos \alpha + \sin \delta) - \frac{2kf}{B} \cos \delta \right) = 0 \quad (6)$$

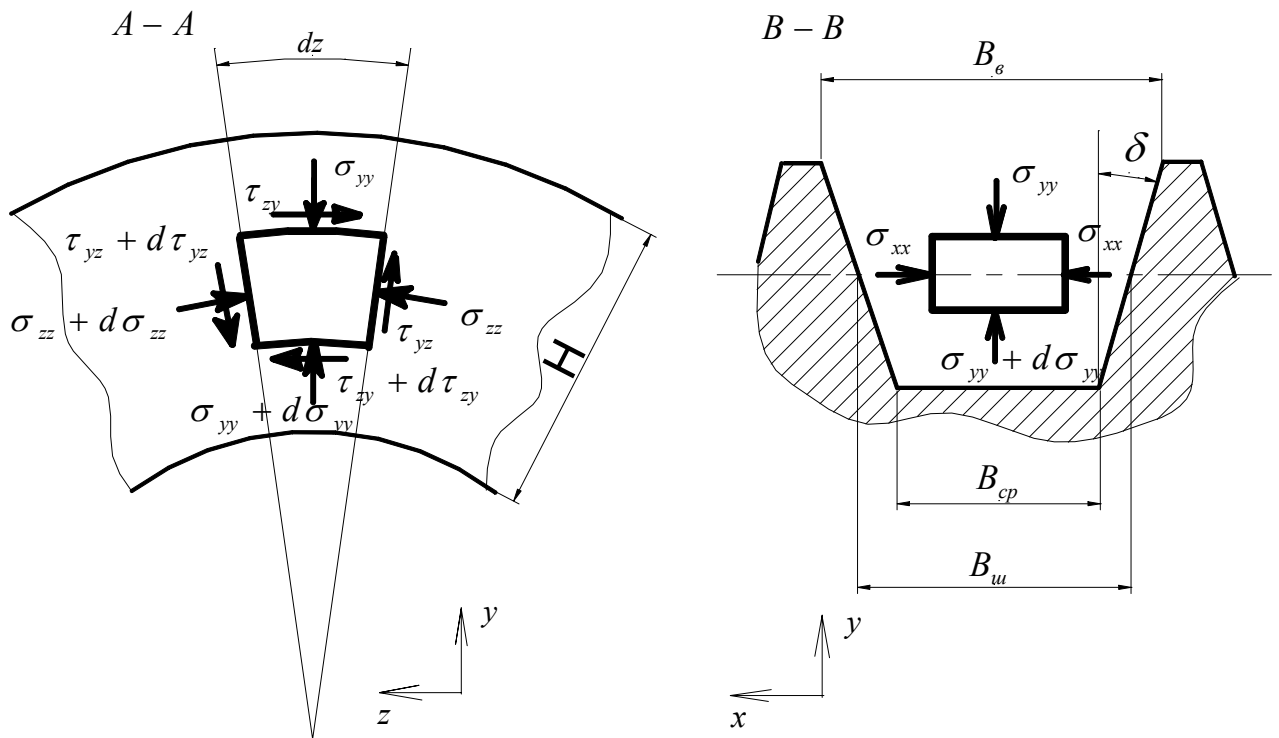


Рис.2. Схема напружень, що діють на елемент суміші (перерізи А-А і В-В знесені з рис. 1)

Введемо позначення:

$$F_{\alpha, \delta} = \frac{kf}{H} (\cos \alpha - 1) + \frac{kf}{2B} (\sin \delta \cos \alpha + \sin \delta) - \frac{2kf}{B} \cos \delta, \quad (7)$$

де $F_{\alpha, \delta}$ – це кутовий параметр, який залежить від кута транспортування α та кута нахилу витків δ .

Вираз (6) буде мати остаточний вигляд:

$$-\frac{d\sigma_{zz}}{dz} + \tilde{\sigma}_{zz} F_{\alpha, \delta} = 0. \quad (8)$$

Так як на початку ущільнення існує початкове напруження, яке створює стовп суміші, що знаходиться в бункері, то інтегрування (6) проводимо при умові $\tilde{\sigma}_{zz} = \sigma_0$ при $z=0$ і отримуємо функцію:

$$\tilde{\sigma}_{zz}(z) = \sigma_0 \exp(F_{\alpha, \delta} z). \quad (9)$$

Визначаючи умови формування, можна зазначити, що σ_0 на першому етапі (I) буде складатись з напружень $\sigma_{\text{бун}}$ від дії бетонної суміші, яка знаходиться в бункері і визначається як гідростатичний тиск:

$$\sigma_{\text{бун}} = \rho gh \quad (10)$$

де ρ – щільність бетонної суміші; g – прискорення вільного падіння; h – висота стовпа бетонної суміші в бункері.

Тоді формула (9) має вигляд:

$$\tilde{\sigma}_{zz}(z) = \rho gh \exp(F_{\alpha, \delta} z). \quad (11)$$

На другому етапі (II) нормальні напруження, які створюються завдяки дії ролика σ_p при вдавлюванні підсипки [6]:

$$\sigma_p = q_x = q_{\max} \left(\frac{Rh_0 + x^2}{Rh_0 + x_k^2} \right)^{\beta-1} \exp(\pm \gamma) \quad (12)$$

де q_{\max} – максимальний тиск, що виникає під роликом; R – радіус ролика; h_0 – товщина виробу; x та x_k – координати точок; β – коефіцієнт, що залежить від властивостей бетонної суміші і визначається експериментально; γ – показник ступіні, який залежить від точки прикладення на дузі контакту та умов взаємодії ролика з бетонною сумішшю.

Підставивши (12) в (9) отримаємо формулу для визначення напружень:

$$\tilde{\sigma}_{zz}(z) = q_{\max} \left(\frac{Rh_0 + x^2}{Rh_0 + x_k^2} \right)^{\beta-1} \exp(F_{\alpha,\delta} z \pm \gamma). \quad (13)$$

Напруження, які будуть отримані після розв'язання цих рівнянь обумовлять властивості середовища на кожному етапі формування, а також дозволять визначити зусилля, які виникають в процесі пресування та діють на елементи агрегату.

Список літератури

1. Ли В.А. Изготовление железобетонных изделий способом непрерывного формования. - 1986.
2. Гарнець В.М. Прогресивні бетоно-формуєчі агрегати і комплекси. К.: Будівельник, 1991 - 144 с.
3. Авт. св. UA 33971A 6B28B1302.
4. Сапожников М.Я. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий. М.: Машиностроение, 1962 – 190 с.
5. Басов Н.И. Расчёт и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов. М.: Химия, 1986. - 488 с.
6. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликowego формования бетонных смесей. Автореферат дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук Киев – 1986

УДК 62183:681

Е.П. Григоровський, д-р техн. наук, професор КНУБА

АВТОМАТИЧНА СИСТЕМА РЕГУЛЮВАННЯ НАТЯГУ ПОЛОТНА З ПІДТРИМУВАННЯМ СТРУМУ ЯКОРЯ

Відповідно до принципу посереднього підтримування натягу на сталому рівні, коли потік двигуна має змінюватися пропорційно r_p , а струм при $F=const$ зберігається сталим, більшість систем регулювання натягу будують з двох взаємозв'язаних систем: стабілізації струму якоря двигуна намотувального пристрою з дією на напругу головного перетворювача і регулювання ЕРС двигуна з дією на потік збудження. Оскільки $\omega = iV/r_p$, а $e_\delta = C_\delta \omega \Phi$, то при

$$e_\delta = iC_\delta \Phi \frac{V}{r_p} = R_2 V$$

Потік змінюється пропорційно радіусу рулону;

$$\Phi = \Phi_{\max} \frac{r_p}{r_{p\max}}, \quad (1)$$

де $r_{p\max}$ – максимальний радіус рулону; Φ_{\max} – відповідний потік.

початкового потоку збудження, який відповідає даному /коли йдеться про початок намотування – мінімальному/ значенню радіуса рулону. Це роблять, охоплюючи РЕ від'ємним зворотним зв'язком через контакти. Регулятор ЕРС набуває характеристик аперіодичної ланки з одиничним коефіцієнтом підсилення, і на виході його усталюється напруга, яка дорівнює напрузі задавання радіуса рулону $U_{з,р}$. Перед початком перемотування контакти розмикаються, і напруга на виході інтегратора зберігається, поки на вході РЕ сигнал дорівнює нулеві.

Потік збудження, який відповідає поточному значенню радіуса рулону, треба зберегти, коли стрічка й обірветься. Звичайно це фіксує спеціальний давач, діючи на реле, яке своїм контактом /на рис.1 не зображено/ шунтує П2, завдяки чому напруга на вході інтегратора починає дорівнювати нулеві, а на його виході з'являється напруга, яка відповідає значенню радіуса рулону, при якому сталося обривання. Проте навіть коли забезпечити фіксацію потрібного значення потоку, а не вжити додаткових заходів, швидкість намотувального пристрою різко зростатиме. Справді, коли припустити, що напруга, що знімається із ЗН_т, стала, то різке зменшення якірного струму під час обривання стрічки призведе до того, що замкнена система регулювання струму, прагнучи відновити заданий струм, збільшуватиме напругу перетворювача ТП1 і це спричинить збільшення швидкості двигуна. Щоб цього не сталося, ЗН_т живиться від підсилювача ПЗ, який має таку характеристику, що, коли вхідний сигнал дорівнює нулеві, його вхідна напруга дорівнює напрузі обмеження. На вході сигнал ПЗ $U_з = V$ порівнюється із сигналом зворотного зв'язку за ЕРС. У нормальному режимі намотування задавальний сигнал приблизно дорівнює сигналу зворотного зв'язку, напруга на виході ПЗ дорівнює напрузі обмеження і стала. Під час обривання, коли ЕРС починає зростати, сигнал зворотного зв'язку стає більшим за $U_з$, підсилювач ПЗ виходить з обмеження і система переходить у режим підтримування сталості ЕРС за рахунок дії на напругу перетворювача. Оскільки потік двигуна відповідає значенню радіуса рулону, при якому сталося обривання, система підтримує швидкість двигуна, яка приблизно відповідає даним значення швидкості V і радіуса r_p .

Величина сигналу u_k визначає динамічну складову струму, за рахунок якої створюється динамічний момент $M_{дин} = M_{дин1} + M_{дин2}$. Якщо перемотувана стрічка має малу товщину, то швидкість зміни радіуса рулону dr_p/dt незначна. Тоді складовою $M_{дин2}$ нехтують, припускаючи, що $M_{дин} = M_{дин1}$. З урахуванням того, що система регулювання ЕРС змінює потік пропорційно радіусові, можна визначити закон, за яким має змінюватися динамічний струм під час розганяння й гальмування:

$$i_{ядин} = \frac{M_{дин1}}{C_{\partial\phi}} = \frac{M_{дин1}}{r_p} \frac{r_p \max}{C_{\partial\phi \max}},$$

або, враховуючи вираз

$$M_{дин1} = \left(\frac{q \cdot 10^3 \pi B}{2i} r_p^3 + \frac{I_0 i}{r_p} \right) \frac{dV}{dt};$$

запишемо

$$i_{ядин} = \left(\frac{q \cdot 10^3 \pi B}{2i} r_p^2 + \frac{I_0 i}{r_p} \right) \frac{r_p \max}{C_{\partial\phi \max}} \frac{dv}{dt}. \quad (2)$$

Якщо П3 являє собою підсилювач з однаковим на всіх входах коефіцієнтом передачі I і коефіцієнт передач РС в обох каналах також однаковий, то компенсуюча напруга

$$u_k = R_{дс} i_{ядин}. \quad (3)$$

З (2) можна бачити, що ця напруга зв'язана функціонально залежністю з радіусом рулону r_p і прямо пропорційна прискоренню. Якщо швидкість усталена, то $u_k = 0$.

Функціональну схему пристрою, який формує напругу u_k , зображено на рис.2. Напруга на вході функціонального перетворювача /ФП/ пропорційна радіусові рулону. ФП відповідно формує напругу $u_{\Phi\Pi}$, яка дорівнює u_k при $(dv/dt)_{max}$. Реальне значення прискорення задає подільник напруги /ПН/. Компенсуюча напруга має різні знаки під час прискорення й сповільнення, що забезпечується ввімкненням контактів відповідно КП і КС. В усталеному режимі всі контакти розімкнені. Як напругу, пропорційну радіусові рулону, можна використати напругу на виході регулятора ЕРС, коли підпорядкованим контуром є контур потоку /див. дис.1/. У деяких схемах її дістають як результат поділу напруги давача швидкості /тахогенератора/ на двигуні намотувального пристрою:

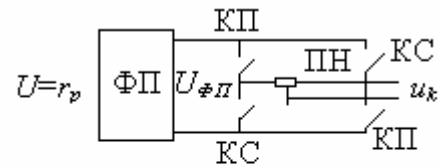


Рис.2. Функціональна схема формувача напруги.

$$u_{\partial ш} = R_{\partial ш} \omega_1 = R_{\partial ш} \frac{V}{r_p}, \tag{4}$$

на напругу тахогенератора на двигуні МІ клітки чи секції,

$$u_{\partial ш.к} = R_3 V, \tag{5}$$

де R_3 – коефіцієнт пропорційності.

Як залежить $U_{\Phi\Pi}$ від радіуса рулону при $dU/dt = const$, зображено на рис.3. За різних співвідношень $r_{p\ max}$ та $r_{p\ min}$ цю залежність можна апроксимувати більш чи менш складною кривою.

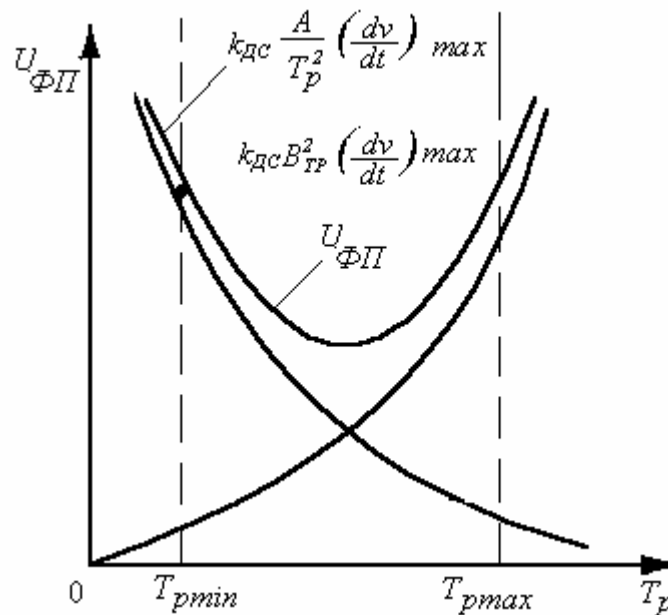


Рис.3. Характер залежності $U_{\Phi\Pi}$ від радіуса рулону

У схемах з невисокими вимогами до підтримування сталості натягу застосовують простіші способи компенсації динамічного струму, коли на час розганяння й гальмування установлення струму змінюються на сталу величину.

Описану систему посереднього регулювання доповнено зовнішнім контуром прямого регулювання натягу з давачем ДН_Г і регулятором РН_Г. Через те, що контур регулювання натягу містить пружне полотно, він має не надто велику швидкодію. Проте, завдяки його використанню можна зменшити вплив збурень, зумовлених втратами обертання й складовою динамічного моменту $M_{дин2}$. На вході РН_Г порівнюються встановлення ЗН_Г і сигнал давача

натягу DH_T . Якщо задане встановлення якірного струму забезпечує натяг, то напруга на виході RH_T дорівнює нулеві.

Якщо усталене значення натягу не відповідає заданому, встановлення струму керують вихідною напругою RH_T .

Список літератури

1. Є.П. Григоровський. Методи і системи керування електроприводами в будівництві. - К.:УМК – ВО при Міносвіти України, 1991, - 198 с.

УДК 64-83:681.51(075.08)

Сакалл Імад – Акрам, аспірант КНУБА

СИНТЕЗ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ РОБОЧИХ МАШИН У БУДІВНИЦТВІ ТА ІНЖЕНЕРНИХ МЕРЕЖЕВИХ СИСТЕМАХ

Розглянемо коротко алгоритм і методіку розв'язання трьох основних задач синтезу систем автоматичного керування електроприводами машин інженерних мереж, будівельних та інших робочих машин як будівельного виробництва, так і об'єктів житлово-комунального господарства.

У першій задачі – функціонального синтезу – як початкові дані відомий масив вузлів, що апроксимують відомий закон зміни вихідної координати системи керування електроприводом машин у будівництві. У цьому разі за динамічну характеристику вихідної координати взято залежність $x_3 = f(t)$.

Розрахункові вирази для розглядуваної задачі матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_{3,i} &= x_{3,i} - x_{3,i-1}; \\ x_{2,i} &= 2T_2 \Delta x_{3,i} / (k_4 \Delta t) + 2x_{3,i-1} / k_4 - x_{2,i-1}; \\ \Delta x_{2,i} &= x_{2,i} - x_{2,i-1}; \\ x_{1,i} &= 2T_1 \Delta x_{2,i} / (k_3 \Delta t) + 2x_{2,i-1} / k_3 - x_{1,i-1}; \\ \Delta x_{1,i} &= x_{1,i} - x_{1,i-1}; \\ u_1 &= 2x_{1,i} / (k_1 \Delta t) + 2k_2 x_{3,i-1} - u_{i-1}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

На рис. 1 зображена структурна схема алгоритму синтезу, яка об'єднана для розв'язання задач функціонального й структурно-параметричного синтезу систем керування електроприводами робочих машин.

Процедура обчислень полягає ось у чому:

1. Вводять для всіх змінних початкові умови, які дорівнюють нулю, числові значення всіх відомих параметрів системи, крок обчислення Δt , ідентифікатори змінних, масив вузлів інтерполяції – 12 точок заданої функціональної залежності $x_3 = f(t)$ /оператор 1/.
2. Оператор 2 обчислює поточний час лічби.
3. Підпрограма інтерполяції /оператор 3/ обчислює змінну x_3 в точках, відмінних від вузлів інтерполяції.
4. Оператори 4 та 5 забезпечують відповідно обчислення пристроїв змінних $\Delta x_{3,i}$ та $\Delta x_{2,i}$ і абсолютних значень $x_{3,i}$ та $x_{2,i}$.
5. Оператор 6 сприяє обчисленню $\Delta x_{1,i}$ і вислідної вхідної дії на першу ланку $\sum x_{1,bxi}$ за співвідношенням:

$$\Sigma x_{1bxi} = \frac{\Delta x_{1,i}}{k_1 \Delta t}. \quad (2)$$

6. Логічний оператор 7 перевіряє умову задавання вхідної дії.

У розглядуваній першій задачі функція $u(t)$ невідома, отже, робиться перехід до оператора 8.

Оператор 8 обчислює функції $u(t)$.

Оператор 9 забезпечує виведення одержаного результату на пристрій друку.

Логічний оператор 10 перевіряє умову закінчення лічби. Якщо ця умова не виконується, то відбувається повернення до оператора 2 для обчислення на наступних кроках за тією самою процедурою. У противному разі розв'язання задачі вважається закінченим.

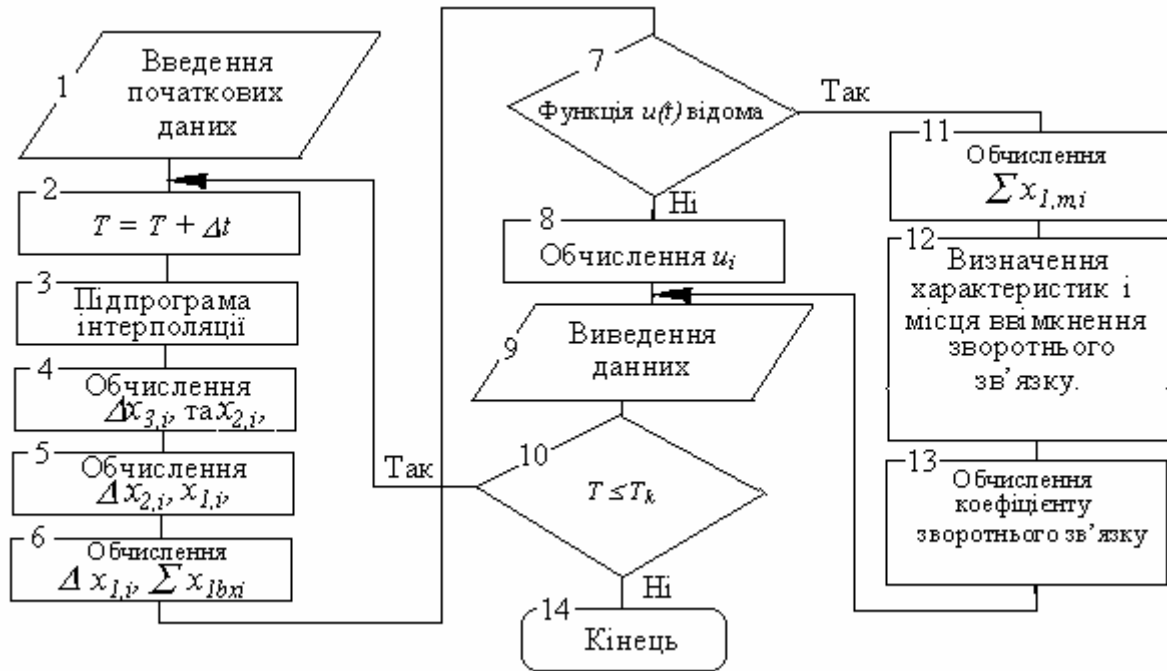


Рис. 1. Структурна схема алгоритму синтезу

У цьому прикладі структура й параметри всіх трьох ланок відомі і виконується синтез дій на вхід першої з них. Відповідно до цього в розглядуваному випадку процедуру обчислень запрограмована з метою зменшення кількості операцій не за паралельним, а за послідовним принципом, тобто зациклюється вся програма розрахунку. Характеристика функціональної дії на вхід системи $u(t)$, одержана внаслідок виконаного синтезу, має вид лінійної залежності $u = kt$, де $k = 10$ (рис. 2).

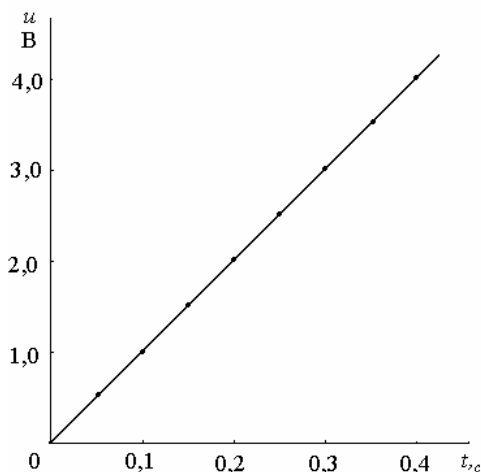


Рис.2. Характеристика функціональної дії на вхід системи $u(t)$

У задачі управління структурно-параметричного синтезу системи електроприводом будівництва та інженерних мереж як початковий використовується масив вузлів, що апроксимують заданий закон зміни вихідної координати системи $x_3 = f(t)$. Відомі також структура послідовного ланцюжка ланок з вихідними координатами x_1, x_2, x_3 і числові значення їх параметрів. Задано й закон зміни зовнішньої дії на вхід системи: $u = kt$.

Потрібно визначити додаткову вхідну дію на вхід першої ланки, виконуваних зворотними зв'язками, яка реалізує заданий закон зміни вихідної координати x_3 , а за нею знайти кількість, вид місце ввімкнення і параметри

зворотних зв'язків.

Для розглядуваної задачі розрахункові рівняння матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_{3,i} &= x_{3,i} - x_{3,i-1}; \\ x_{2,i} &= 2T_2 \Delta x_{3,i} / (k_4 \Delta t) + 2x_{3,i-1} / k_4 - x_{2,i-1}; \\ \Delta x_{2,i} &= x_{2,i} - x_{2,i-1}; \\ x_{1,i} &= 2T_1 \Delta x_{2,i} / (k_3 \Delta t) + 2x_{2,i-1} / k_3 - x_{1,i-1}; \\ \Delta x_{1,i} &= x_{1,i} - x_{1,i-1}; \\ \Sigma x_{1,m,i} &= \Delta x_{1,i} / (k_1 \Delta t) - (u_{i-1} - k \Delta t / 2). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Структурну схему алгоритму синтезу для розв'язання розглядуваної задачі зображено на рис.1.

Процедура обчислень полягає ось у чому.

1. Вводять /оператор 1/ початкові дані, описані в попередній задачі. Однак у зв'язку із зміною постановки задачі в початкові дані замість інформації про зворотний зв'язок /коефіцієнт k_2 / введено інформацію про зовнішню вхідну дію на систему /коефіцієнт k /.
2. Операції, виконувані операторами 2-6, лишаються такими самими /описані в попередній задачі/.
3. Оскільки в розглядуваній задачі функції $u(t)$ на вході системи відома, то логічний оператор 7 виконує перехід до оператора 11.
4. Оператор 11 обчислює шукані дії зворотних зв'язків рівнянням системи (2).
5. Оператор 12 забезпечує знаходження місця ввімкнення й характеристики зворотного зв'язку. У діалоговому режимі ця операція виконується обчисленням і виведенням на дисплей залежностей $x_{1,i} = f(\Sigma x_{1,m,i})$, $x_{2,i} = f(\Sigma x_{1,m,i})$, $x_{3,i} = f(\Sigma x_{1,m,i})$, і аналізом інженером-оператором одержуваних характеристик з погляду можливості їх реалізації.

У випадку параметричного синтезу систем керування електроприводом машин будівництва та інженерних мереж задають масив вузлів, який апроксимує заданий закон зміни вихідної координати системи $x_3 = f(t)$. Відомі структура, числові значення параметрів першої та третьої ланок, а також зовнішня дія на вхід системи $u=kt$ і коефіцієнт зворотного зв'язку h_2 . Задані параметри системи мають, наприклад, числові значення, наведені вище.

Необхідно знайти значення параметрів другої ланки T_1 і K_3 , які реалізують за заданих умов закон зміни вихідної координати системи $x_3 = f(t)$.

Задачу розв'язують ходом "справа" і "зліва". Розрахункові рівняння для розглядуваної задачі матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_{3,i} &= x_{3,i} - x_{3,i-1}; \\ x_{2,i} &= 2T_2 \Delta x_{3,i} / (k_4 \Delta t) + 2x_{3,i-1} / k_4 - x_{2,i-1}; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_{2,i} &= x_{2,i} - x_{2,i-1}; \\ \Delta x_{1,i} &= [(u_{i-1} + \Delta u_i / 2) - k_2 x_{3,i-1}] k_1 \Delta t; \\ \Delta x_{1,i} &= x_{1,i} + x_{1,i-1}; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Значення T_1 і K_3 обчислюють так:

$$T_1 = (\Delta t / \Delta x_{2,i}) [x_{1,i-1} + \Delta x_{1,i} / 2] k_3 - x_{2,i-1}; \quad (5)$$

$$k_3 = \frac{\Delta x_{2,i} T_1 / \Delta t + x_{2,i-1}}{x_{1,i-1} + \Delta x_{1,i} / 2}. \quad (6)$$

Структурну схему алгоритму параметричного синтезу зображено на рис. 3.

Процедура обчислень полягає ось у чому:

1. Вводять /оператор 1/ початкові дані, описані в першій задачі. Однак у зв'язку із зміною постановки задачі не вводять інформації про параметри другої ланки, але додатково вводять значення коефіцієнта k , який визначає зовнішню вхідну дію на систему.
2. Оператор 2 обчислює поточний час обчислень.
3. Підпрограма інтерполяції /оператор 2/ обчислює значення координати x_3 у точках, відмінних від вузлів інтерполяції.
4. Оператор 4 забезпечує обчислення $\Delta x_{3,i}, x_{2,i}, \Delta x_{2,i}$ /хід "справа"/ за (3).
5. Оператор 5 обчислює $\Delta x_{1,i}, x_{1,i}$ /хід "зліва"/ за (4).
6. Логічний оператор 6 визначає подальший хід розв'язування задачі. Якщо k_3 - коефіцієнт підсилення другої ланки - відомий, то для обчислення сталої часу ланки T_1 виконується перехід до оператора 7, у іншому випадку – до оператора 8.
7. Значення K_3 може бути відомим або заданим оператором. Під час розв'язування пошукових варіаційних задач вводиться масив можливих значень коефіцієнта K_3 у бажаному чи можливому діапазоні його зміни і визначається відповідний йому масив значень T_1 /оператор 7/. З усіх можливих значень k_3 вибирається найсприйнятливіше і фізично легкорезалізоване. У діалоговому режимі цю операцію виконує людина-оператор. Значення T_1 обчислюється за (5).
8. Коли значення k_3 – шукане, то задаються значення величини T_1 і виконується варіаційний пошук k_3 /оператор 8/ аналогічно описаному. Значення k_3 знаходиться з (6).
9. Оператор /9/ забезпечує виведення даних на пристрій друку, а оператор 10 зациклює програму розрахунку чи забезпечує її закінчення.

Під час розрахунку всіх задач синтезу систем керування електроприводами будівельних машин, машин технологічних ліній підприємств будівельної індустрії, машин мережних систем комунального господарства, як і в самих інженерних мережах, з допомогою сучасних засобів обчислювальної техніки одержано результати, що узгоджуються із структурою та параметрами початкової системи, а це дає змогу з високою вірогідністю одержуваних результатів впровадити інверсний метод у практику дослідження автоматизованого управління в зазначених системах.

Список літератури

1. Башарин А.В., Новиков В.А., Соколовский Г.Г. Управление электроприводами. - Л.: Энергоиздат, 1982.
2. Вершин О.Е. Применение микропроцессоров для автоматизации технологических процессов. - П.: Энергоиздат, 1986
3. Григоровский Е.П. отдельные вопросы электрического привода рабочих машин, К.: УМК ВО 1978
4. Григоровский С.П. Методи і системи керування електричними приводами в будівництві - К.: УМК ВО 1991.

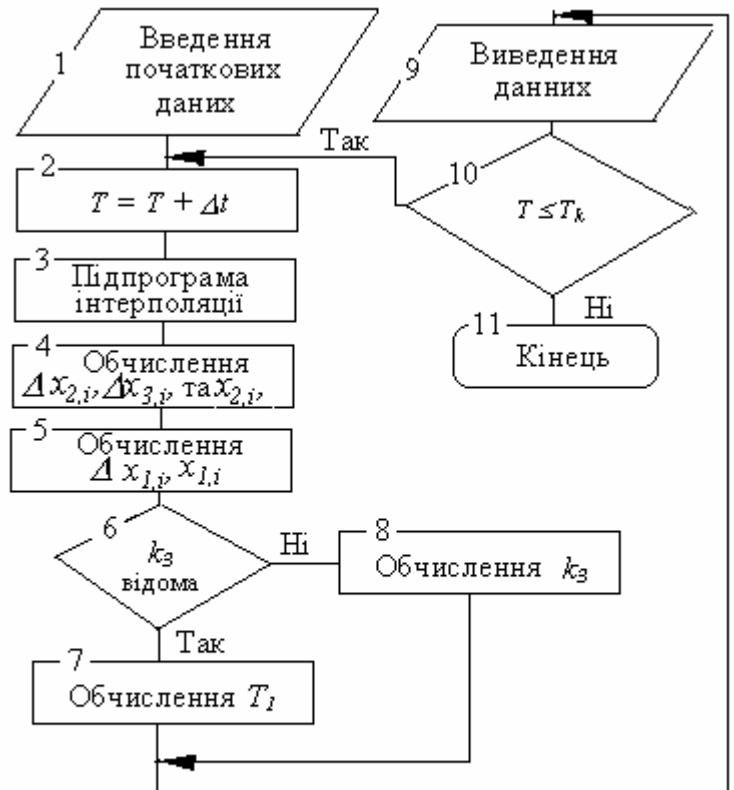


Рис. 3. Структурна схема алгоритму параметричного синтезу

УДК 681.515.001

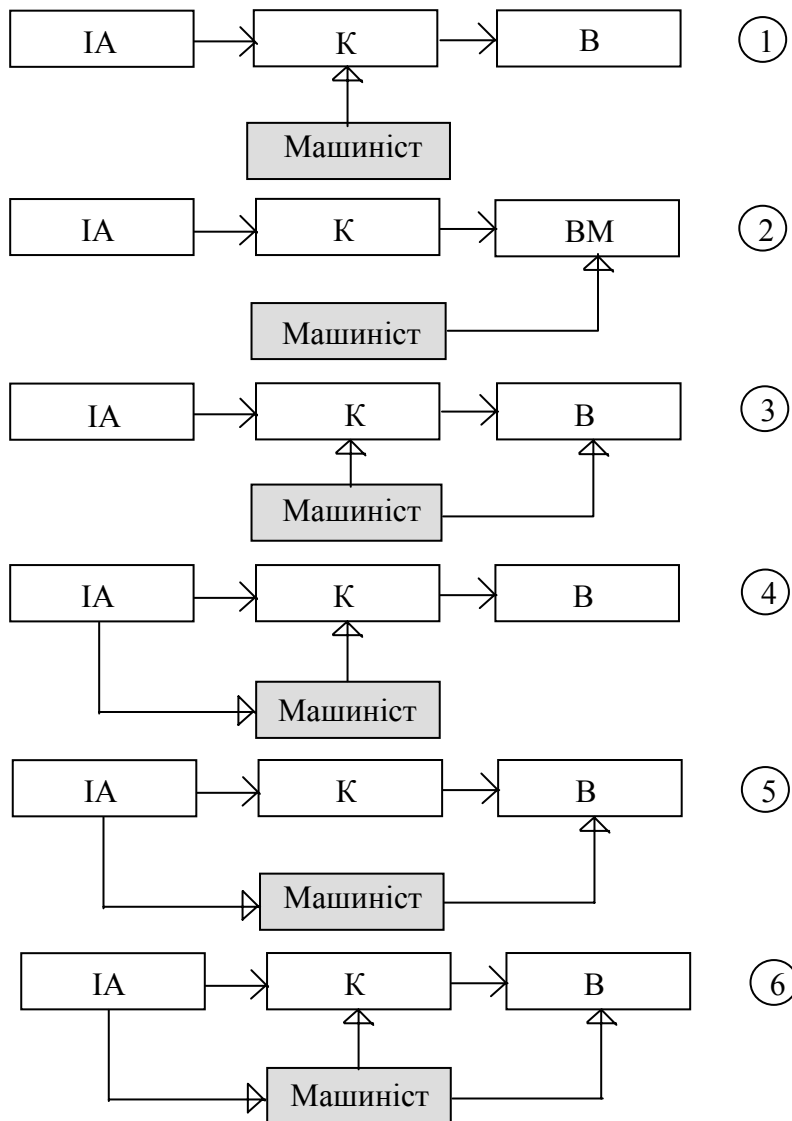
А.П. Пух, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
О.Г. Тімінський, канд. техн. наук, асистент КНУБА

МЕТОДИКА СИНТЕЗУ СТРУКТУРИ АВТОМАТИЗОВАНОГО УПРАВЛІННЯ БУДІВЕЛЬНИМИ МАШИНАМИ

При синтезі автоматизованої системи управління особливої уваги заслуговує етап попереднього проектування. На цьому етапі використовується метод декомпозиції системи: виробничий процес поділяють на складові частини, кожна з яких розглядається як автономний об'єкт управління [1]. Для такого об'єкту можна скласти функціональний контур управління у вигляді послідовної структури, що містить три компоненти: інформаційний автомат (ІА), керуючий автомат (КА) та виконавчий механізм (ВМ). При цьому обидва автомати є умовними компонентами системи, які виконують потрібні функціональні операції.

Якщо хоча б з одним із вказаних компонентів повинна взаємодіяти людина-машиніст, то отримаємо так звану «ергатичну» систему. Тут основна задача полягає в організації оптимальної, в певному сенсі, взаємодії машиніста з різними компонентами контуру управління.

Розглянемо призначення автоматів і функції машиніста в елементарних ергатичних системах.



ІА служить для збирання та первинної обробки інформації про стан об'єкту управління. В результаті цього можуть формуватися два потоки контрольних сигналів: робочий і оперативний. Робочий потік сигналів подається на входи КА, який виробляє по певним (заданим) алгоритмам керуючий вплив на ВМ. На підставі оперативного потоку сигналів машиніст змінює алгоритм роботи КА або стан ВМ. Для виконання цього він може безпосередньо обробляти частину вхідної інформації, координувати свої дії з роботою іншого машиніста або використовувати отримані директивні вказівки.

Різні варіанти взаємодії машиніста з компонентами контуру управління утворюють шість типів елементарних ергатичних систем (рис.1). Тут машиніст і автомати є потенційними носіями певних позитивних

Рис.1. Структури елементарних ергатичних систем

властивостей. Потрібно використовувати різні сполучення цих властивостей в ергатичних системах виділених об'єктів управління.

Робота машиніста характеризується високою стійкістю до перешкод (1), можливістю сприйняття образів (2), розвиненою індуктивною логікою (3), високою гнучкістю переорієнтації (4), гарною здібністю до навчання (5) і можливістю розкриття невизначеностей (6) – дії при несподіваних ситуаціях. Інформаційний автомат має високу чутливість (7) і швидкість обробки інформації (8). Керуючий автомат відрізняється стабільністю в роботі (9), високою швидкодією (10), чіткою дедуктивною логікою (11) і постійною готовністю (12). Позначений в дужках номер кожної властивості буде використаний при подальшому викладенні матеріалу.

Однак, потенційні можливості реалізації вказаних властивостей машиніста і автоматів залежать від характеру розподілу функцій між ними. Тому кожний тип ергатичної системи можна оцінювати кількісно певним набором нормованих значень окремих показників $\{\alpha_1, \alpha_2 \dots \alpha_{12}\}$. Тут показник α_i характеризує ступінь використання i -ої властивості машиніста або автоматів в конкретній системі.

В першому наближенні нормування значень α_i рекомендується проводити таким чином. При сприятливих умовах реалізації i -ої властивості можна приймати $\alpha_i = 1$. Коли є фактори, що обмежують можливість реалізації, слід зменшити значення α_i до 0,5. Якщо реалізація суттєво ускладнена, тоді необхідно приймати $\alpha_i = 0$.

В роботі [2] виконаний аналіз функціональних особливостей елементарних ергатичних систем, на підставі якого виконане нормування значень окремих показників $\alpha_1 \dots \alpha_{12}$ для кожного типу системи (табл. 1).

В залежності від особливостей виробничого процесу, необхідно вводити вагові коефіцієнти $k_1 \dots k_{12}$, що визначатимуть значимість відповідних окремих показників в ергатичній системі кожного об'єкту управління. Тоді оптимальну структуру ергатичної системи конкретного об'єкту можна вибирати по максимальній величині комплексного показника якості:

$$Q = \sum_{i=1}^{12} k_i \cdot \alpha_i$$

Для ефективного використання цієї розрахункової формули величини коефіцієнтів $k_1 \dots k_{12}$ і окремих показників $\alpha_1 \dots \alpha_{12}$ повинні бути сумірними. Тому градацію $k_1 \dots k_{12}$ рекомендується встановлювати таким чином. Коли i -та властивість має суттєве значення, $k_i = 1$; при другорядному значенні властивості $k_i = 0,5$; якщо ж вона не має практичного значення, то $k_i = 0$.

Прийняті значення вагових коефіцієнтів властивостей для ергатичної системи кожного об'єкту управління слід вказувати у відповідних графах табл. 1.

Таблиця 1. Окремі показники та вагові коефіцієнти властивостей

Тип ергатичної системи	Показники використання властивостей											
	машиніста						ІА		КА			
	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6	α_7	α_8	α_9	α_{10}	α_{11}	α_{12}
1	1,0	1,0	1,0	0,5	0,5	0,0	0,5	0,5	1,0	1,0	1,0	1,0
2	1,0	1,0	1,0	0,5	1,0	1,0	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
3	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	0,5	0,5	0,5	0,5
6	0,5	0,5	0,5	1,0	0,5	0,5	1,0	1,0	0,5	0,5	0,5	0,5
Вагові коефіцієнти властивостей	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7	k_8	k_9	k_{10}	k_{11}	k_{12}

Ергатичні системи, в яких не може бути реалізована властивість, що має суттєве значення для даного об'єкту, виключаються з процесу кількісного оцінювання як неприйнятні.

Взаємовпливи між ергатичними системами різних об'єктів можуть позначатися на величині потоку контрольних сигналів або на обсязі вхідної інформації, яку обробляє машиніст. Тому якісні характеристики вибраних автономно ергатичних систем зберігаються після їх поєднання в загальну структуру (рис.2).

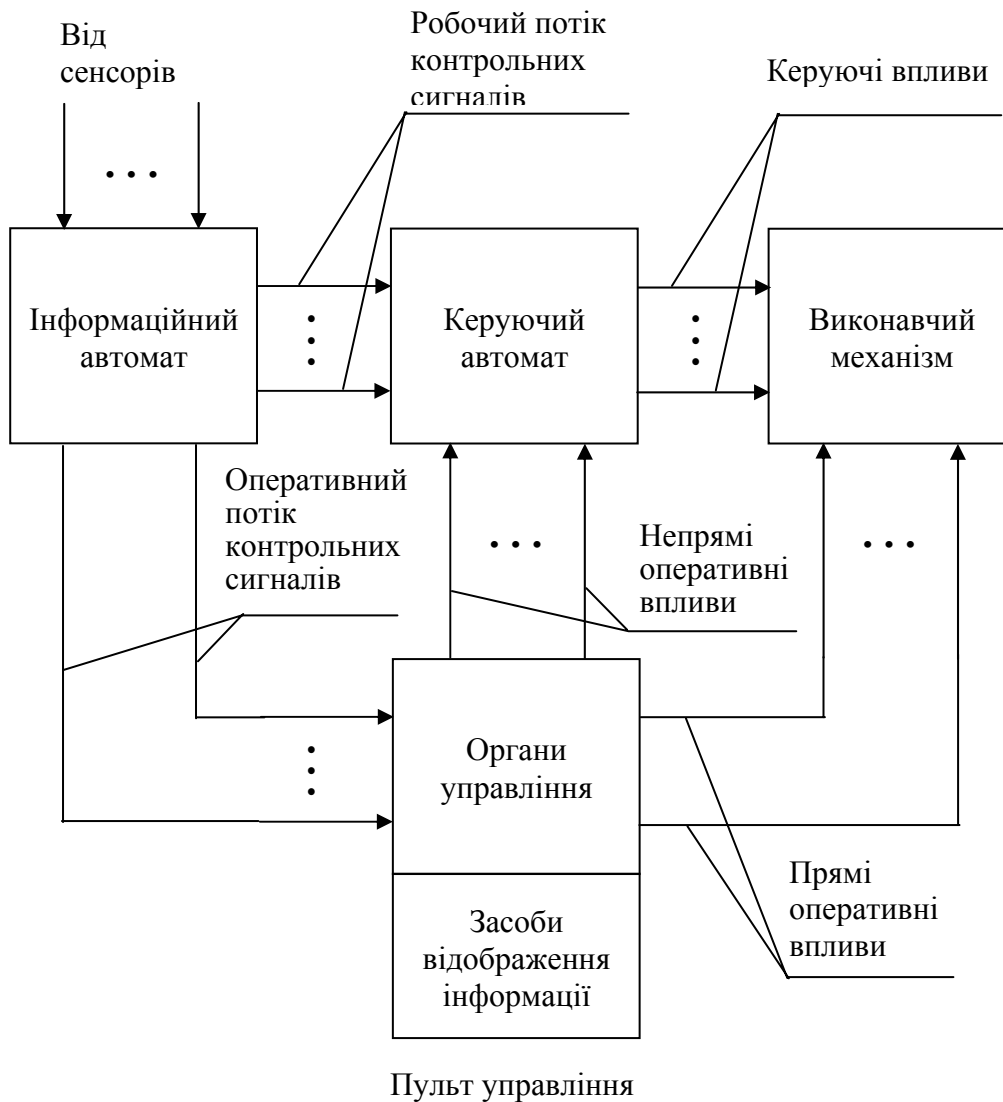


Рис. 2. Структура автоматизованого управління будівельною машиною

На підставі вибраних ергатичних систем для конкретної структури автоматизованого управління необхідно скласти перелік контрольних сигналів робочого й оперативного потоків, вказати умови формування керуючих впливів, а також описати характер прямих і непрямих оперативних впливів.

Список літератури

1. Словарь по кибернетике / Под ред. В.С.Михалевича – 2-е изд. – К.: Гл. ред. УСЭ им.М.П.Бажана. 1989. – 751с.
2. Пух А.П., Тиминский А.Г. Общая методика выбора структуры элементарных эргатических систем // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – 2000, №2(7). – С. 63-65.

АНАЛІЗ ТА СИНТЕЗ СТРУКТУРИ КОМПЛЕКСНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІДНОВЛЕННЯ ОБЛИЦЮВАННЯ ФАСАДІВ

Організаційно-технологічні рішення з реставрації облицювання фасадів будинків являють собою комплексний складний процес і може задаватися структурою [1]. Досвід виконання подібних робіт вказує на те, що складовими комплексного процесу є технологічні процеси обстеження фасадів, підготовки к виконанню процесів, виробництва матеріалів і конструкцій, та реставрації облицювання. У формалізованому вигляді комплексний процес це множина складових:

$$OTP = \{O, B, П, TP\}, \quad (1)$$

де O – рішення з технології обстеження фасадів будинків; B – рішення з технології виробництва та доставки розчинів і керамічних виробів; $П$ – рішення з підготовки до виконання процесів на фасадах будинків. Основними з них є роботи з влаштування і переміщення риштувань та вантажопідіймальних механізмів; TP – рішення з технології відновлення облицювання фасадів будинків.

Варіанти OTP характеризуються взаємовідношеннями між складовими елементами і представлені наступними комбінаціями, які автор звів до чотирьох основних варіантів:

У першому варіанті організована роздільна технологія обстеження фасадів і сумісна технологія виробництва і реставрації. В цьому випадку двічі відбувається етап підготовки риштувань, що підвищує витрати і стає малоефективним, але в деяких випадках такі рішення мають місце і бувають ефективними.

У другому варіанті OTP передбачається сумісна організація процесів обстеження, виробництва і реставрації. Таке організаційне рішення можливе, коли наявність дефектів очевидна і без спеціального дослідження, що дозволяє почати разом обстеження і виробництво. Риштування та вантажопідіймальні механізми устанавлюють лише в одному циклі, і за рахунок цього досягається економічний ефект.

Третій варіант OTP передбачає до початку основних робіт виконання візуального обстеження фасадів будинків з землі або з простих і дешевих риштувань. Ретельне обстеження, виробництво і реставрація виконуються сумісно. Цей варіант дозволяє з високою точністю обгрунтувати і налагодити виробництво виробів з мінімальними витратами.

Четвертий варіант OTP по своїй суті такий як і третій, але організація усіх процесів відбувається на захватках (за захватки, як правило, приймаються смуги фасадів). Такий метод організації процесів віднесено до потокового і, на наш погляд, він відповідає раціональному рішення, до якого треба наближатися. Його переваги у найменшій тривалості всього технологічного циклу ремонтних робіт, у зниженні трудовитрат і собівартості.

Для остаточних висновків, що стосується ефективності тих чи інших OTP необхідно провести дослідження основних показників трудомісткості, тривалості і собівартості реставраційних робіт, і виявити що і яким чином на них впливає. Для цього по-перше потрібно було відібрати найважливіші фактори.

Розробка ефективної технології відновлення облицювання фасадів базується на вивченні механізмів зношення і пошкодження великорозмірних керамічних плит і фігурних елементів із кераміки, які відбулися при експлуатації будинків і споруд.

Для того, щоб виконати дослідження основних показників ремонтних технологій слід було розробити алгоритм формування структури OTP , а для цього – формалізувати технологічні рішення (TP) і фактори (D), які впливають на цей процес:

$$TP = \Psi(D). \quad (2)$$

Для формалізації взаємозв'язків між окремими елементами структури TP і D скористаємося теорію множин [2]. Припустимо, що технологічний процес TP це множина відокремлених технологічних процесів (p_i) нижчого рівня:

$$TP = \{p_1, p_2, \dots, p_m\}. \quad (3)$$

Множина дефектів і пошкоджень, які впливають на формування структури TP , представлена формулою:

$$D = \{d_1, d_2, \dots, d_n\}, \quad (4)$$

де d_1, d_2, \dots, d_n – групи і підгрупи дефектів і пошкоджень.

Взаємозв'язок встановлюється відношенням R_{ij} між елементами цих двох множин і визначається декартовим множенням:

$$B = D \cdot TP = [(d_1, p_1), (d_2, p_2), \dots, (d_n, p_m)]. \quad (5)$$

Елементами нової множини (B) (варіанти рішень) є упорядковані пари елементів множин D і TP . Алгоритм цих відношень слід представити у вигляді логічної матриці (табл. 1).

Таблиця 1. Загальний вигляд логічної матриці відношень між TP і D

Дефекти D	Процеси TP			
	P_1	P_2	...	P_m
d_1	0	1	...	0
d_2	1	0	...	1
d_3	0	1	...	0
...
d_n	1	1	...	0

Для побудування матриці введена логічна змінна:

$$X_{ij} = \begin{cases} 1, \text{ коли } (d_i, p_j) \in R; \\ 0 - \text{ в іншому випадку} \end{cases}. \quad (6)$$

З цих позицій виконано аналіз і систематизацію дефектів керамічних великорозмірних плит фасадів багатоповерхових будинків (табл. 2).

Таблиця 2. Елементи множини дефектів і пошкоджень облицювання фасадів будинків

Дефекти D		Дії при виконанні процесів	Частота появи, %
Групи d_i	Підгрупи d_{ij}		
Тріщини d_1	Ширина розкриття $\delta = 0.1-5 \text{ мм}$ d_{11}	Герметизація	7,75
Шви d_2	Ширина швів	$\delta=0.1-5 \text{ мм}$ d_{21}	Те саме
		$\delta=5-15 \text{ мм}$ d_{22}	Заповнення та розшивка
Порожнечі d_3	Глибина	$\delta=2-5 \text{ мм}$ d_{31}	Заповнення
		$\delta=5-30 \text{ мм}$ d_{32}	Те саме
Відшарування по плиті d_4	Обсяг пошкодження	$V_y < 5 \text{ см}^3$ d_{41}	Шпаклювання
		$V_y > 5 \text{ см}^3$ d_{42}	Штукатурка
Відрив плити d_5	Плоскої	d_{51}	Заміна
	Фігурної	d_{52}	Заміна
Кольорові зміни d_6		d_{61}	Фарбування, тонування

Визначено такі групи пошкоджень: тріщини; шви; пустоти; відшарування по плитам; відрив плит; зміна кольору та гігроскопічність плит і швів. Остання група не відноситься до серйозних дефектів, але як показав досвід, сучасні технології вкриття керамічних плит гідрофобізаторами доцільно застосувати при відновленні фасадів. Групи дефектів розділені на підгрупи з умов використання передбачених дій і технологічних процесів. Оцінювалися основні параметри пошкоджень. Для тріщин це ширина розкриття, яка з результатів обстеження облицювання становить 0,1-5 мм. і ці пошкодження з'являються у 7,75% випадків.

При ширині швів 0,1-5 мм потрібна герметизація як і для тріщин, а при ширині швів 5-15 мм – слід застосовувати заповнення іншими розчинами по іншій технології.

Дефекти швів це найбільш розповсюджене пошкодження і зустрічається у 31,15% випадках (такий високий відсоток визначено з урахуванням тих випадків, коли шви заповнюються при зміні плит та заповненні порожнин). Порожнини між плитами і муруванням при заміні плит частково заповнюються штукатуркою, а між штукатуркою і плитами заливаються або ін'єктуються рідкими розчинами. Ось чому при глибині від 2 до 5 мм їх слід заповнювати методом ін'єкції, а при глибині 5-30 мм вже потрібна заливка спеціальними розчинами. Частота з'явлення порожнин понад 12,28%.

Відшарування на плитах у вигляді відколов, раковин та отворів при невеликих обсягах пошкоджень (до 5 см³) шпаклюються або замащуються.

При відшаруванні плит в обсязі більш 5 см³ і при відшаруванні по усій поверхні слід використовувати тонкі штукатурки із спеціальних розчинів. На сьогодні тонкі штукатурки займають переважне місце серед інших видів опорядження фасадів будинків [3,4]. Заміна плити у вигляді штукатурки з наданням поверхні кольору існуючих плит будемо звати методом "імітації". Частота з'явлення таких дефектів на фасадах будинків дорівнює 8,59%.

Заміна плит, як і заповнення швів, зустрічається дуже часто у 36,98% випадках. На наш погляд, технології зміни плоских плит і фігурних керамічних елементів фасадів різняться між собою, тому і пошкодження віднесені до різних підгруп.

Зміна кольору плит і розчинів відбувається від дії різних факторів, тому як дефект включена у перелік множини D. Крім того, процес тонування потрібен при влаштуванні відновлених елементів фасадів, для того, щоб колір нових швів, плит і штукатурок не відрізнявся від кольору старих поверхонь. Частота з'явлення цих технологій не більш 2,25%.

Для виявлення структурних елементів множини TP виконано аналіз структур технологічних процесів, результат якого представлені в табл. 3. При цьому по-перше відібрані складні процеси і розподілені на операції, потім з цих операцій побудовано інші процеси. До складних відносяться процеси заміни керамічних плоских і фігурних плит.

Аналіз простих процесів і операцій дозволив встановити наступні технологічні рішення TP:

P1 – процес підготовки місць і поверхонь для виконання основних відновлювальних робіт. До складу цього процесу надходять операції з вилучення зруйнованих плит, старого непридатного розчину та з очистки місць на муруванні. До нього також відносяться операції з очистки швів, тріщин, отворів та інше;

P2 – процес свердління отворів у муруванні і плитах, установка і закріплення металевих анкерів, які потрібні для зачеплення металевої сітки, а також для фіксації і закріплення керамічних плит при улаштуванні. Як правило, анкерні стержні (дюбелі) фіксують в отворах за допомогою спеціальних полімер-розчинів [5, 6];

P3 – заповнення втрат штукатуркою в один, два, а іноді і в три шари (в три шари штукатурять, коли замість установлення нових плит виконується імітація плит розчином). При частковому відшаруванні плит також слід використовувати технологію імітації плит одношаровою тонкою штукатуркою на основі полімер-цементних паст [3,4]. Після вилучення пошкодженої плити для великорозмірних плит глибина простору до мурування дорівнює 50-80 мм. Тому для цього процесу надходить установлення металевої сітки. Для армування штукатурки передбачаються також тонкі неметалеві сітки, які слід клеїти до підготовлених поверхонь [7];

P4 – процес установлення і закріплення керамічних плит. При імітації цей процес не потрібен. На плитах свердляться отвори, у які установлюють і закріплюють пірони (штири). Ці пірони зв'язують плиту з сусідніми плитами, крім того пірони нержавіючим дротом зв'язують з металевою сіткою. Така технологія установлення характерна для великорозмірних плит з природного каменю [8]. Слід подумати над тимчасовим закріпленням плит для скорочення терміну виконання процесів;

P5; P6 – операції заповнення порожнин між плитами і старим розчином (для "бухтячи" плит, коли доцільно їх не відривати) і заповнення тріщин і швів. Процес виконується по двох варіантах методом ін'єкції (*P5*) та методом заливки (*P6*). Різниця між ними лише у розчині та у приладах для подачі розчину у порожнини. Процес може супроводжуватися свердлінням отворів у плитах з послідуною замазкою отворів;

P7; P8 – шпаклювання швів, раковин, відколів. Операції виконуються в залежності від обсягів порожнин. Коли втрати великі ($V_v > 5 \text{ см}^3$) застосовується операція (*P7*), а при малих втратах ($V_v \leq 5 \text{ см}^3$) – операція (*P8*);

P9 – операція нанесення ґрунтовки виконується коли передбачається фарбування або шпаклювання;

P10 – операція нанесення тонуального шару фарбами, мастикою, пастами тощо. Тонувальний шар фарб підбирається за кольором до плит фасаду і до кольору швів;

P11 – операція гідрофобізації поверхонь як відновлених ділянок, так і старих. Для цього слід використовувати спеціальні гідрофобізуючі розчини.

Отже в результаті аналізу складових технологічних процесів, які використовуються при відновленні облицювання фасадів великорозмірними плитами, встановлено, що усі технологічні процеси можна складати з простих процесів (*TP*) і операцій (*P*) (див. табл. 3) в залежності від властивостей дефектів (*D*).

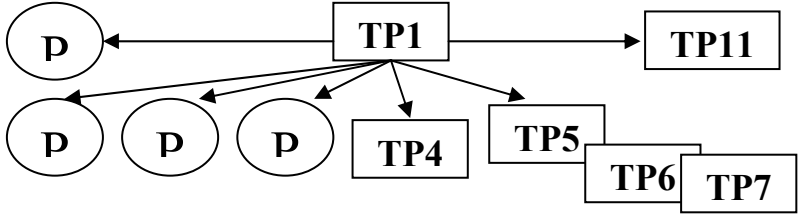
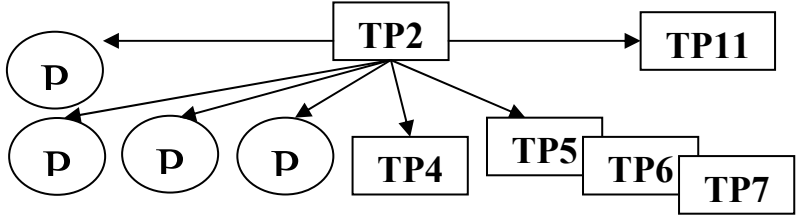
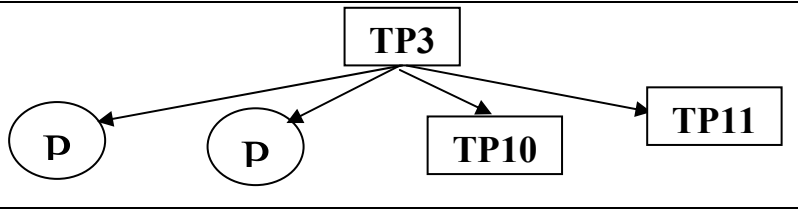
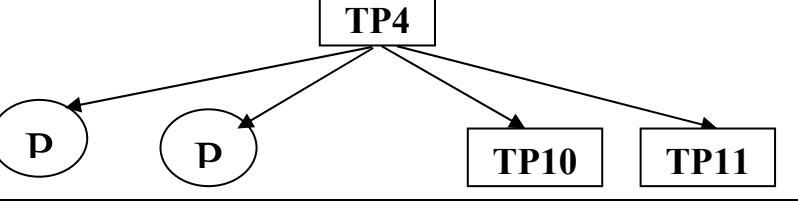
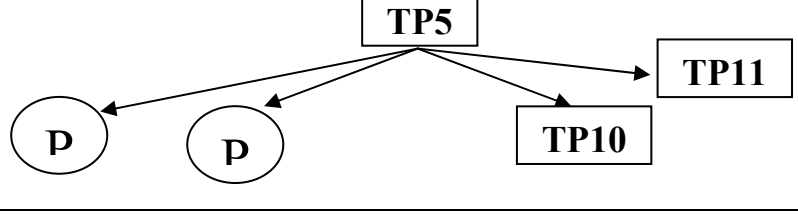
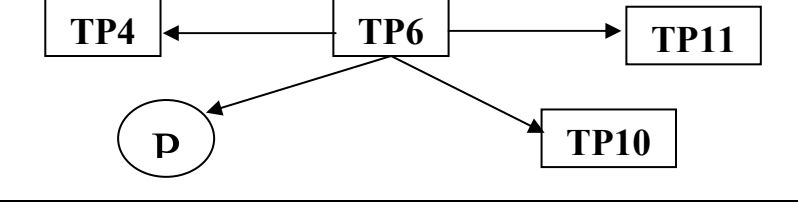
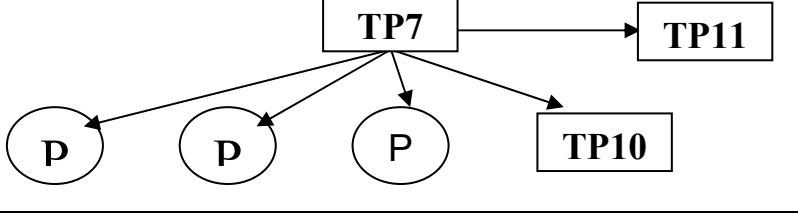
Базовими операціями для синтезу технологічних процесів є операції *P1, P2...Pm*. У нашому випадку їх одинадцять. Таке розподілення важливе для подальшого дослідження витрат при виконанні технологічних процесів. Цей метод у науці позначено як метод функціонального вартісного аналізу "(ФВА)" [9, 10].

Характер впливу факторів *D* на вибір технологічних рішень *TP* наведено в табл. 4. Слід відмітити, як і передбачалося, що найбільш складними і витратними технологіями є заміна плоских і фігурних керамічних плит (*TP1* і *TP2*), у яких присутні всі структурні елементи множини. Далі йде технологія заміни плит штукатуркою (імітація) і заповнення. Найпростішими технологіями за кількістю операцій і за трудовитратами є тонування й гідрофобізація поверхонь (*TP10; TP11*). Але тонування дуже відповідальна операція і потребує найвищої кваліфікації виконавців.

Практично у всіх випадках присутні технології тонування і гідрофобізації, що додатково ускладнює виконання комплексного технологічного процесу відновлення облицювання фасадів. В останні роки дуже інтенсивно розвиваються технології штукатурки і заповнення втрат облицювання розчинами, які відразу відповідають потрібному кольору. Закордонні фірми поставляють розчини з 6000 варіантами гама кольорів [8].

Як бачимо із табл. 3, однакові операції (*P_i*) присутні у різних технологічних рішеннях *TP1, TP2, ... TP11*, а із табл. 2 бачимо, що водночас на вертикальній смузі фронту робіт з частотою від 2,25 до 29,25% присутні практично усі дефекти d_{ij} . Ось чому слід розглянути комплекс технологічних процесів (ΣTP_i) з точки зору методів організації процесів тобто варіанти послідовного, паралельного і потокового методів виконання цих процесів (*TP*) і виявити межі раціональних організаційно-технологічних рішень.

Таблиця 3. Елементи множини технологічних процесів відновлювання облицювання фасадів будинків великорозмірними плитами

Варіанти технологічних процесів TP_i		Структурна схема процесу
Позначення	Назва	
1	2	
$TP1$	Заміна плоских плит на нові	
$TP2$	Заміна фігурних плит на нові	
$TP3$	Герметизація тріщин або швів	
$TP4$	Заповнення та розшивка швів	
$TP5$	Заповнення порожнин (ін'єкція)	
$TP6$	Заповнення порожнин заливкою	
$TP7$	Замазка та шпаклювання	

Продовження табл. 3

1	2	3
TP8	Штукатурка по плиті	
TP9	Штукатурка по муруванню "Імітація"	
TP10	Фарбування, Тонування	
TP11	Фарбування	

Таблиця 4. Логічна матриця формування технологічних рішень TP в залежності від чинників D

Дефекти ($D_{i,j}$)		Структурні елементи технологічних процесів, P_i										
групи, i	підгрупи, j	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11
d1	d11	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1
d2	d21	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1
	d22	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1
d3	d31	0	1	0	0	1	0	0	0	1	1	1
	d32	1	0	0	0	1	1	0	0	1	1	1
d4	d41	1	0	0	0	1	0	1	1	1	1	1
	d42	1	0	1	0	0	0	0	0	1	1	1
d5	d51	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	d52	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
d6	d61	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0
d7	d71	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1

Для виконання операцій і процесів (P_i) потрібні різні розчини і штучні матеріали. Організувати виробництво розчинів чи скористатися існуючими це теж проблема, яку слід вирішувати. Заміна старих плит на нові потребує виробничої бази, яка для фігурних керамічних елементів відсутня. Для створення кустарного підприємства по виготовленню кераміки це теж проблема. Скористатися існуючими заводами, які випускають керамічні плити проблематично, оскільки для заміни потрібні плити 60-х років.

Метод "імітації" при сучасних технологіях сухих сумішів дозволяє відмовитись від самостійного виробництва керамічних плит, але для фігурних елементів він не підходить.

Практично у всіх операціях (P_i) використовуються розчини цементні чи полімерцементні, які потребують часу для отримання бажаних властивостей: міцності, твердіння, тужавлення чи інших. У сукупності всі ці очікування впливають на термін виконання комплексного процесу (ΣTP) відновлення облицювання, але для того щоб установити, як їх властивості впливають на технологічний процес ремонту треба ще додатково провести дослідження розчинів і визначити вплив засобів механізації.

Таким чином, аналіз та синтез структури комплексного технологічного процесу відновлення облицювання фасадів дозволив визначити фактори, які впливають на формування структури технологічних рішень. Для цього методами теорії множин формалізовані дефекти облицювання і елементи структури технологічних процесів, встановлені відношеннями двох множин, що дозволило розробити логічну матрицю вибору варіантів технологічних процесів в залежності від суті та впливу характеру пошкоджень. Крім того, обмежено перелік операцій і процесів, з яких методом синтезу складаються одинадцять технологічних рішень.

Встановлено, що всі технологічні рішення водночас присутні при відновленні облицювання фасадів, а це дуже ускладнює організацію процесів ремонту. Заміна старих плит на нові, а також використання різних розчинів потребує створення виробничої бази, без якої неможливо проведення ремонту великорозмірних плит фасаду, а для цього повинні бути розроблені технологічні і організаційні рішення по виготовленню і застосуванню складових декоративних розчинів і композицій для надійного з'єднання керамічних плит і фігурних елементів з поверхнею фасадів.

Список літератури:

1. Черненко В. К. Методы монтажа строительных конструкций. – К.: Будівельник, 1982. – 208 с.
2. Гмурман В. Е. Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике. / Учеб. пособие. – М.: Высш. шк., 1979. – 400 с.
3. Громов Ю. Е. и др. Индустриальная отделка фасадов зданий. / Ю. Е. Громов, В. И. Леженков, Г. В. Северинова. – М.: Стройиздат, 1980. – 70 с.
4. Завражин Н. Н. и др. Производство отделочных работ в строительстве: Зарубежный опыт. / Н. Н. Завражин, Г. В. Северинова, Ю. Е. Громов. – М.: Стройиздат, 1987. – 310 с.
5. Нохріна Л. А. Технологія кріплення устаткування анкерними болтами на акрилових клеях. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05 23 08. – Харків, ХДТУБА, - 2000. – 18 с.
6. Яворский В.Г. Монтаж строительных конструкций при реконструкции зданий. – К.: Будівельник, 1981. – 189 с.
7. Ghedini Sandqelbe Fassadenbekleidung fur Altban. – V: Dachdeckerhandwerk, 1977. – Vol. 98, - №16. – p. 1184-1186.
8. Малин В. И., Дамье-Вульфсон В. Н. Наружная и внутренняя облицовка зданий природным камнем. – М.: Высш. шк., 1991. – 304 с.
9. Шилов Е. Й., Гойко А. Ф. Измайлова Є. В., Гриценко О. С. Складання кошторисної документації за допомогою укрупнених показників / Навч. посібн. К.: КНУБА, 2001. – 127 с.
10. Шрейбер К. А. Вариантное проектирование при реконструкции жилых зданий. – М.: Стройиздат, 1991. – 284 с.

УДК 624.132

*Кривцов Н.В., д-р техн. наук, Национальный НИИ охраны труда,
Гулеватый С, И., канд. техн. наук, корпорация "Укргрострой",
Озеров Е.В., управление "Укргрозовзрывпром"*

БЕСТРОИЛОВЫЕ ВЗРЫВЧАТЫЕ СОСТАВЫ ДЛЯ БЕСШПУРОВОГО РАЗРУШЕНИЯ КРУПНОКУСКОВОГО МАТЕРИАЛА ЭНЕРГИЕЙ ВЗРЫВА

Для получения известного всем щебеночного материала необходимо затратить большие усилия, в том числе, использовать энергию взрыва. При дроблении взрывом скалы, получается разрушенная горная масса, в которой находятся как крупные, так и мелкие куски породы. Мелкие грузят в транспортные машины и затем в бункера дробилок, где они додрабливаются на щебень. А вот с большими камнями, так называемыми в горном деле, негабаритами существует целая проблема. Негабариты нельзя поместить ни в кузов автосамосвала, не говоря уже о бункере дробилки. Но негабарит, это далеко не отходы, а сырье для получения щебня. Но тут необходимы дополнительные меры, состоящие в доразрушении этих больших кусков породы.

Разрушение крупнокускового материала наиболее актуально при ведении подъемных и открытых горных работ (дробление негабаритных фракций), а также при разрушении отходов металлургического производства (металлические слитки).

Используемые в промышленности методы разрушения крупнокускового материала имеют ряд существенных недостатков. Методы основанные на механическом разрушении крупнокускового материала – низкопроизводительны, трудоемки и очень дорогостоящие, видимо поэтому и не находят широкого применения в промышленности. Методы разрушения крупнокускового материала с использованием энергии взрыва более эффективны. Наиболее широко используемый шпуровой метод разделки крупнокускового материала очень трудоемкий, требует перфораторного обуривания и по материальным затратам хотя и дешевле механических методов разрушения, но достаточно дорог для производителей. Реже используемый на практике метод взрывного разрушения крупнокускового материала накладными зарядами заводского изготовления хотя и высокопроизводительный, не трудоемкий, но из-за высокого расхода ВВ, его высокой цены и зачастую сложной установки компактного, требуемой формы заряда на поверхности разрушаемого объекта, а также присущего этому методу побочного эффекта - возникшей интенсивной воздушно-ударной волны, не находит применения в промышленности.

Выполненный детальный технико-экономический анализ взрывных методов разрушения крупнокускового материала показал, что в этих методах операция бурение (ручное шпуровое перфораторное) является основным сдерживающим фактором в широком использовании взрывных методов в промышленности. Изучение мирового опыта и тенденций в шпуровом бурении однозначно свидетельствуют о бесперспективности совершенствования операции бурения за счет его механизации (исключения ручного обуривания), так как эффективная система механизированного обуривания резко удорожает работы по разделке негабарита и потребует существенных капитальных и текущих затрат на создание, закупку и нормальное функционирование бурового оборудования. Поэтому создание высокоэффективной технологии взрывного разрушения крупнокускового материала должно базироваться на принципиальном исключении операции бурение в этой технологии и использовании в качестве базовой ее основы - метода дробления негабарита накладными зарядами.

Как уже нами отмечалось, метод дробления негабарита накладными зарядами не имеет широкого применения из-за ряда существенных недостатков присущих этому методу, которые можно устранить путем использования в качестве накладного заряда - дешевого взрывчатого вещества (ВВ) местного приготовления со специфическим действием "раздавливания". Как известно, такого эффекта можно достичь с помощью ВВ чувствительного к импульсу электродетонатора, детонирующего шнура и одновременно имеющего низкую скорость

детонации, мягкий растянутый импульс. Такие характеристики могут иметь ВВ с малой плотностью. Базируясь на фундаментальных исследованиях, разработку ВВ для накладного заряда вели на основе малоплотных взрывчатых составов (МПВС), представляющих собой многокомпонентную механическую смесь окислителя, температурного воспламенителя и поверхностно активного вещества, которое каждое в отдельности не являются взрывчатыми веществами. Варьируя процентным соотношением компонент в составе и технологией приготовления, регулируются физико-механические (вязкость, плотность) и взрывные (теплота взрыва, скорость детонации) свойства МПВС.

Разработка специальных МПВС для накладного заряда основывалась на анализе протекания химических реакций взрывного горения, детонации у различных типов существующих ВВ, МПВС и их составных компонент. С этих позиций анализировались все применяемые на практике промышленные ВВ, МПВС и при всех прочих равных условиях предпочтение отдавалось тем взрывчатым материалам, которые включали в свой состав не дефицитные и дешевые компоненты. В результате такого анализа установлено, что наиболее целесообразно для наших целей использование взрывчатых смесей на основе аммиачной селитры. Это объясняется доступностью селитры, как исходного сырьевого материала широкой производственной базой ее изготовления и низкой стоимостью, а также сравнительной безопасностью переработки смесей на ее основе.

Как известно, во взрывчатых смесях аммиачная селитра выполняет функцию окислителя, а горючим могут быть различные органические соединения, а также металлические не металлические порошки. Опытным взрывникам-производственникам известно, что аммиачная селитра ранее применялась в чистом виде как малочувствительное ВВ при массовых взрывах, которое инициировалось мощными промежуточными инициаторами. Исследователям-взрывникам хорошо известно, что инициирующую способность селитры можно повысить за счет дополнительного диспергирования ее гранул перед использованием. Учитывая последнее, нами были проведены эксперименты по оценке инициирующей способности селитры в зависимости от дисперсности ее гранул. Установлено, что из выпускаемых промышленностью разновидностей селитры наиболее приемлемой для наших целей является порошкообразная селитра ЖВ, а обыкновенная гранулированная селитра может быть использована только после ее измельчения до дисперсности с размером зерен менее 1,5 мм. Анализ вариантов возможных горючих добавок к порошкообразной селитре показал, что лучшей добавкой является алюминиевая пудра. Однако, эксперименты со смесью селитры с пудрой (с различными соотношениями горючего и окислителя) показали, что стабильной взрываемости исследуемых смесей очень трудно достичь даже в лабораторных экспериментах, а в условиях промышленного использования сделать это практически невозможно. Это обусловлено, в первую очередь, сложностью создания равномерности смешивания селитры с пудрой, а также особенностями протекания реакции детонации таких смесей. Зафиксированные параметры импульсов у этих смесей характеризуются повышенной скоростью нагружения, укороченной длительностью процесса и повышенным максимальным напряжением в импульсе, в сравнении с характеристикой взрывного процесса чистой аммиачной селитры. Между тем, сравнивая параметры импульса исследуемой смеси с параметрами взрывного разложения аммонита - БЖВ, было замечено некоторое улучшение характеристик процесса детонации испытанных смесей.

Анализ работ, посвященных исследованию процессов взрывчатого превращения различных типов ВВ, показывает, что существенную роль в регулировании параметров импульса ВВ играет его исходное состояние, в первую очередь плотность ВВ. Повышение плотности ВВ приводит к увеличению его скорости детонации и максимальных напряжений в импульсе. Многими исследователями отмечается, что с повышением пористости ВВ (фактически увеличением доли воздуха в ВВ) его импульс при взрыве растягивается и, при определенных условиях, некоторые ВВ бризантного типа могут работать как метательные ВВ.

Все изложенное позволило перейти к отработке рецептуры взрывчатого состава с требуемыми свойствами взрывного воздействия. Для этого в смесь аммиачной селитры с пудрой была введена специальная добавка (поверхностно-активное вещество ПАВ), обеспечивающая

вспенивающий эффект. На основе анализа химических реакций, происходящих в предложенной смеси, экспериментов по испытанию ее взрываемости, создан взрывчатый состав с требуемыми характеристиками. Разработанный специальный МП8С, названный Игфанит-"М", представляющий собой серую пастообразную смесь плотностью 0.6-0,8 г/см³, состоящую из аммиачной селитры, ПАВа и алюминиевой пудры или порошка, имеющий скорость детонации 2000-2600 м/с, критический диаметр 50 мм, работоспособность по отношению к аммониту 6-ЖВ-0.78-0.89.

Как известно, изготовление взрывчатых веществ /ВВ/ требует соблюдения особых мер безопасности. Используемое оборудование должно быть изготовлено в искро- и электробезопасном исполнении, без наличия трущихся металлических частей и т.д. Учитывая сложности экономического положения страны, к подбираемому оборудованию предъявлялось требование - наличие его серийного производства на заводах Украины или в странах СНГ. Прежде, чем перейти к выбору оборудования, нами была разработана схема подготовки компонентов и приготовления МПВС механизированным способом. Технологическая схема механизированного изготовления МПВС состоит из двух этапов работ. На первом этапе производится предварительная подготовка компонентов МПВС - измельчение аммиачной селитры (компонента 1) смешивание добавки 1 (температурного воспламенителя) с добавкой 2 (поверхностно-активное вещество - ПАВ) и получение компоненты 2.

Как уже отмечалось, из выпускаемых промышленностью сортов аммиачной селитры наиболее приемлемая для МПВС является порошкообразная аммиачная селитра - ЖВ. Ее главная особенность - высокая дисперсность. Выпускаемая заводом-изготовителем селитра-порошок представляет собой измельченную массу со средним куском - 1 мм. Как известно, измельчение аммиачной селитры обеспечивает повышение ее работоспособности при взрывном разложении и одновременно способствует равномерному и интенсивному взаимодействию с компонентой 2 при их смешивании. Однако, несмотря на наличие в составе описанной селитры водоустойчивой добавки - ЖВ, она весьма склонна к слеживаемости. В особенности при ускоренном производстве селитры на зароде, когда она, еще не остывшая, грузится в транспортные средства и отправляется потребителю. Как правило, при поступлении такой селитры на склад заказчика она теряет свойство сыпучести и приобретает крепость /прочность/, причем в отдельных кусках прочность селитры достигает 200-300 кг/см². Естественно, что использование такой селитры по назначению становится весьма затруднительным и требует ее предварительного измельчения.

Детальное изучение вопроса механического дробления минеральных сред показало, что эффективное измельчение (возвращение в исходное состояние) слежавшейся порошкообразной селитры может быть достигнуто на дробилках. После консультаций со специалистами Госнадзорохрантруда Украины, в качестве базовой дробилки выбрано серийное устройство АИР-20, выпускаемое промышленностью СНГ во взрывобезопасном исполнении. После специальных доработок устройство перерабатывает до 1 тонны/час слежавшейся селитры с одновременным растариванием ее из мешков и обеспечивает дисперсионный состав измельченной селитры в основной своей массе не более 1 мм.

Как уже отмечалось, в качестве окислителя в составе МПВС может быть использована аммиачная селитра, изготовленная из обычной гранулированной селитры. Но ее подготовка на АИР-20 невозможна, из-за низкого качества измельчения гранул селитры, что обусловлено конструктивными особенностями устройства.

В этой связи специально для измельчения гранулированной селитры в условиях управления "Украгровзрывпром" был испытан зерноизмельчитель дискового типа, выполненный в искробезопасном исполнении. Проведенные предварительные и контрольные испытания дали положительные результаты и в настоящее время управление "Украгровзрывпром" совместно с Национальным научно-исследовательским институтом охраны труда ведут приемочные испытания нового устройства в карьерах корпорации "Украгрострой". По результатам этих испытаний устройство будет допущено к постоянному применению в Украине.

Как уже отмечалось выше, на предварительном этапе работ, кроме измельчения селитры, производится создание компоненты 2, путем смешивания добавки 1 (температурного воспламенителя) с добавкой 2 (ПАВ). В качестве смешивающего устройства выбран смеситель с червячным ротором. Создание компоненты 2 не является взрывоопасной операцией, поэтому эти работы в принципе могут производиться смесителем с электрическим приводом. С целью уменьшения пыления добавки 1 (напр., алюминиевой пудры) она первоначально смешивается с добавкой 2 (ПАВ) в специальной емкости путем механического их смешивания. После чего, полученная текучая пастообразная смесь тщательно размешивается в смесителе. После предварительной подготовки компоненты 1 и 2, выполняются работы по 2-му этапу - непосредственному приготовлению МПВС.

Работы по МПВС Игфанит-"М" проводились на специальном роторном смесителе типа строительного растворосмесителя РБ-80ЭУ-2, с гидравлическим, шкиво-ременным, цепным и др. приводами. Технология и последовательность операций по приготовлению МПВС включает: расфасовку порций компоненты 1 и 2 на четыре части; размещение порций компоненты 1 (1/4 ее часть) в емкости смесителя; включение смесителя и размещение компоненты 2 (1/4 ее часть), смешивание в течение 3-5 минут; засыпка компоненты (1/4 ее часть), а затем компоненты 2 /1/4 ее часть/ и смешивание в течение 3-5 минут; затем последовательную засыпку оставшихся компонентов 1 и 2, а также по необходимости усиливающей добавки.

В настоящее время в Украине МПВС Игфанит-"М" эффективно используется на предприятиях ассоциации "Укрвзрывпром" (в специализированных организациях "Укргровзрывпром", "Черноморвзрывпром", "Харьковвзрывпром") в качестве зарядов в технологии бесшпуровой разделки негабаритных фракций и крупнокускового материма. По новой технологии разрушено более 400 тыс. м³ негабаритных фракций и крупнокускового материала. Технология включает:

- приготовление МПВС по месту производства взрывных работ;
- размещение его в виде накладных зарядов на негабаритных фракциях. установку инициатора (ДШ или ЭД);
- монтаж взрывной сети и взрывание. Технично-экономические показатели технологии:
- средняя стоимость 1 т МПВС Игфанит-"М" /на 1.04.00 г./ - 650 грн.;
- удельный расход МПВС Игфанит-"М" -1,5-2,5 кг/м³;
- интенсивность ударной воздушной волны, в сравнении с аммонитом 6 ЖВ -0.5;
- разлет кусков разрушенной негабаритной отдельности не превышает 25-30 м;
- кусковатость разрушенной горной массы - регулируется.

Таким образом в результате выполненных исследований, опытно-промышленных работ разработана и внедрена новая бесшпуровая технология взрывного разрушения крупнокускового материала, главной отличительной особенностью которой является то, что в качестве ВВ накладного заряда используется специальный МПВС Игфанит-"М", обеспечивающий эффективное и качественное дробление крупнокускового материала. Использование новой технологии позволяет существенно снизить трудоемкость и стоимость вторичного дробления в карьерах рудной, нерудной и угольной промышленности, при разрушении металлических слитков в металлургическом производстве. Кроме того, МПВС Игфанит-"М" может быть эффективно использован при шпуровой и скважинной отбойке скальных массивов, контурном взрыве, добыче блочного камня.

МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРИЧНИХ ВІДМОВ ГІДРОПРИВОДІВ ЕКСКАВАТОРІВ З УРАХУВАННЯМ ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПРИ ПРОГНОЗУВАННІ ТА ОЦІНЦІ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ

Оцінка експлуатаційної надійності будівельних машин – один із важливих факторів визначення їх якості та ефективності функціонування, а забезпечення необхідного рівня надійності машин є гарантією їх конкурентоспроможності як на внутрішньому так і на зовнішньому ринку. Але реальна ситуація при експлуатації особливо нових гідрофікованих екскаваторів (а також кранів, навантажувачів) склалася така, що практично майже відсутні необхідні дані про показники їх надійності (ПН) в умовах експлуатації, а існуючі методи оцінки ПН не зовсім прийнятні, а тому не завжди ефективні при оцінці ПН гідроприводів і вимагають вдосконалення.

Аналізи відмов гідроприводів (ГП) одноківшових екскаваторів (ОЕ) та особливостей його функціонування показують, що найбільш характерними видами відмов ГП, наряду з іншими, є параметричні відмови, формування яких в часі приводить до поступової втрати рівня роботоздатності його елементів та зниження, внаслідок цього, ефективності функціонування всього ГП, що при певних умовах розцінюється також як параметрична відмова. Це дає підстави вважати функціональні можливості ГП, його ефективність, одним із аспектів надійності і вказує на необхідність урахування їх при оцінці показників надійності. Звідси постає питання про доцільність знаходження інших підходів при оцінці надійності гідроприводів та розробку методів оцінки ПН на основі моделей параметричних відмов, з урахуванням ефективності функціонування ГП та стохастичної залежності між ними.

В даній роботі автором пропонується метод оцінки ПН із застосуванням імітаційного моделювання, суть якого полягає в наступному. На основі інформації, одержаної в результаті діагностування гідроприводів в умовах експлуатації на протязі часу $t_0 - t_r$, описуються закономірності зміни об'ємного ККД - η_j ($j = 1, 2, \dots, N$) кожного із N основних гідроелементів (гідронасоси, гідроциліндри, секції гідророзподільників, гідродвигуни), які лімітують надійність ГП. Реалізації об'ємного ККД (ОККД) елементів описуються нестационарним випадковим процесом $\eta_j(t)$, який протікає під впливом широкого спектру експлуатаційних факторів ($X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$). За характеристику випадкових функцій в перерізах часу t_i прийняті одномірні густини імовірнісного розподілу $f_j(\eta; t_i)$, які, як встановлено дослідженнями, добре узгоджуються з нормальним законом розподілу. Апроксимація параметрів законів розподілу на відрізку $t_0 - t_r$ дозволяє одержати прогнозні моделі $f_j(\eta; t_i)$ для перерізів часу $t_i > t_r$. В якості екстраполяційної функції параметрів прийнята степенева функція. При нормальному законі розподілу ОККД апроксимації підлягають початкові та центральні моменти $m_{\eta_j}(t)$ та $\sigma_{\eta_j}^2(t)$:

$$m_{\eta_j}(t_i) = m_{\eta_{oj}} - V_j t_i^{\alpha_j}; \quad (1)$$

$$\sigma_{\eta_j}^2(t_i) = \sigma_{\eta_{oj}}^2 + \sigma_{v_j}^2 t_i^{2\alpha_j}, \quad (2)$$

де значення $m_{\eta_{oj}}; \sigma_{\eta_{oj}}; V_j; \sigma_{v_j}$ та α_j визначаються експериментальним шляхом.

При розподілі ОККД за іншими законами - законом Вейбула, гамма-розподілом, або логарифмічно-нормальним, які також можуть мати місце, апроксимації підлягають параметри цих законів: параметри масштабів $a_\eta(t), \lambda_\eta(t), \mu_\eta(t)$ та форми $b_\eta(t), a_\eta(t), \sigma_\eta(t)$ відповідно. На основі кореляційного та регресійного аналізу за результатами експерименту визначається вплив експлуатаційних факторів на закономірності тренду параметрів.

Використовуючи для параметрів нормального закону розподілу залежності (1) та (2) встановлюється функція множинної регресії та її характеристики для коефіцієнта $V_j=f(X_1, X_2, \dots, X_N)$, який представляє собою умовну швидкість зміни параметра з урахуванням дії факторів.

Вважається, що при заданих граничних значеннях η_{gp_j} елемент ГП буде роботоздатний по параметру η_j , якщо дотримується умова роботоздатності $\varphi_j = \eta_j - \eta_{гран_j} > 0$ і навпаки, якщо $\varphi_j < 0$, то це трактується як параметрична відмова j -го елементу.

Для специфічних в плані формування параметричних відмов так званих функціональних дільниць (ФД), які представляють собою послідовно з'єднанні гідроциліндр та гідророзподільник, що відносяться до підсистем рукояті, стріли та ковша, граничним значенням ОККД такої ФД вважається узагальнений ОККД - $\eta_{ФДгран}$. Тому умовою їх роботоздатності прийнято [1]:

$$\varphi_j = \eta_{гц_j} \cdot \eta_{gp_j} - \eta_{ФДгран_j} > 0. \quad (3)$$

При наявності в гідравлічних лініях згаданих ФД гідрозамків або зворотних клапанів керованих (ЗКК), які встановлено між гідророзподільниками та гідроциліндрами, роботоздатність ФД в такому випадку виражається через умови роботоздатності її елементів:

$$\varphi_j = \eta_{гц_j} - \eta_{гцгран_j} > 0; \quad (4)$$

$$\varphi_j = \eta_{gp_j} - \eta_{gpгран_j} > 0. \quad (5)$$

Якщо граничні значення ОККД гідроелементів та ФД задані законом розподілу, то замість детермінованих значень $\eta_{гран_j}$ розглядають його випадкові значення, які для всіх елементів ГП, ФД і всіх перерізів часу можна описувати нормальним законом розподілу.

Прогнозування функцій розподілу імовірностей випадкового процесу $\eta(t_i)$ для будь-якого перерізу часу t_i при заданих умовах експлуатації дає можливість формування параметричних імовірнісно-фізичних моделей відмов, за якими визначаються імовірності збереження роботоздатності (ІЗР) елементів за умовами $\varphi_j > 0$:

$$P(\varphi_j > 0; t_i) = P\{\eta_j(t_i) > \eta_{гран_j}; t_i\} = \int_{\eta_{гран}} f(\eta_j, t_i) d\eta; \quad (6)$$

$$P(\varphi_j > 0; t_i) = P\{\eta_{гц_j} \cdot \eta_{gp_j} > \eta_{ФДгран_j}; t_i\} = \iint_{\eta_{гц} \cdot \eta_{gp} > \eta} f(\eta_{гц}, \eta_{gp}) d\eta_{gp} d\eta_{гц}. \quad (7)$$

Вважаючи відповідність рівня ефективності функціонування ГП певному заданому граничному рівню як одну із умов W роботоздатності ГП, приймаємо, що збільшення тривалості робочого циклу екскавації $t_{ц}$ відносно заданого граничного значення $t_{ц.зад}$ в момент часу t_i також трактується як параметрична відмова (тобто $W = t_{ц} - t_{ц.зад} > 0$). Знаючи залежність значення тривалості робочого циклу екскавації $t_{ц}$ від об'ємних ККД гідроелементів η_j , можна прогнозувати значення $t_{ц}(t_i)$ для моменту часу t_i :

$$t_{ц}(t_i) = Y\{\eta_1(t_i), \dots, \eta_j(t_i), \dots, \eta_N(t_i)\}. \quad (8)$$

Функціональна залежність $t_{ц} = Y\{\cdot\}$ встановлюється експериментальним шляхом або за допомогою математичного моделювання.

Імовірність збереження заданого граничного рівня ефективності ГП за параметром $t_{ц}$ в момент часу t_i знаходиться за формулою:

$$P(W < 0, t) = P\{t_{ц}(t_i) < t_{ц.зад}, t_i\} = \int_0^t f\{Y(\cdot); t_i\} dt, \quad (9)$$

де $f\{Y(\cdot); t_i\}$ - густина розподілу імовірності тривалості робочого циклу в момент t_i .

Так як між умовами роботоздатності φ_j та ефективністю функціонування існує стохастичний зв'язок, то формула для визначення ІЗР при параметричних відмовах для моменту t_i в загальному вигляді запишеться так:

$$P(t_i) = P_1 \{W < 0; t_i / (\varphi_1 > 0) \cap \dots \cap (\varphi_j > 0) \cap \dots \cap (\varphi_N > 0); t_i\} \times P_2 \{(\varphi_1 > 0) \cap \dots \cap (\varphi_j > 0) \cap \dots \cap (\varphi_N > 0); t_i\}, \quad (10)$$

де $P_1\{\cdot\}$ - умовна імовірність збереження ефективності функціонування ГП при заданому граничному значенні $t_{ц.зад.}$, яка визначена при умові безвідмовного функціонування всіх елементів та функціональних ділянок ($\varphi_j > 0$); $P_2\{\cdot\}$ - імовірність збереження умов роботоздатності всіх елементів та ФД ($\varphi_j > 0$).

Наявність корельованих зв'язків між параметричними відмовами елементів та ефективністю ГП, складність визначення коефіцієнтів кореляції і відсутність в класичній теорії надійності методів визначення умовних імовірностей, наявність функцій випадкових аргументів та випадкових граничних значень ОККД елементів ГП унеможливають використання аналітичних форм для визначення $P(t_i)$.

Окреслені задачі вирішуються за допомогою методів [2] статистичного моделювання (метод Монте-Карло) процесів формування зазначених параметричних відмов ГП та стохастичної залежності між ними. Узагальнена блок-схема алгоритму визначення показників надійності ГП на прикладі одноківшового екскаватора представлена на рисунку 1.

Імітаційним моделюванням для кожного моменту часу t_i , починаючи з $t_{min}=0$, із шагом Δt формуються прогнозні значення параметрів відомого за експериментальними даними закону розподілу ОККД j -го гідроеlementу ($j=1, N$). Для нормального закону розподілу такими параметрами будуть $m_{nj}(t_i)$ та $\sigma_{nj}(t_i)$.

В перерізі часу t_i для всіх елементів ГП за допомогою генератора випадкових чисел формується заданий масив послідовних реалізацій ($q_{ji} = 1, M$) рівномірно розподілених в інтервалі (0,1) випадкових величин ξ_{mji} . Після формування чергового q_i -го номера реалізації згенеровані числа запам'ятовуються і за прогнозними параметрами закону розподілу (в даному випадку нормального) і відповідною математичною моделлю одержуємо масив випадкових значень ОККД елементів ГП - η_{jq_i} (де $q = 1, \dots, M_{ji}$):

$$\eta_{jq_i}(t_i) = m_{nj}(t_i) + \sigma_{nj}(t_i) \cdot \left(\sum_{m=1}^{12} \xi_{mji} - 6 \right). \quad (11)$$

Якщо граничні значення ОККД елементів та ФД є випадковими (спосіб 1) і задаються нормальним законом розподілу з параметрами $m_{n_{гран.j}}$ та $\sigma_{n_{гран.j}}$, то аналогічним чином за формулою (11) розраховуються випадкові граничні значення ОККД, які запам'ятовуються.

При детермінованих граничних значеннях ОККД (спосіб 2) $\sigma_{n_{гран.j}} = 0$.

В залежності від конструктивного виконання гідроприводу екскаватора, тобто наявності в лініях гідроциліндрів гідрозамків або ЗКК (схема 1) чи їх відсутності (схема 2), а також від можливого способу (1 чи 2) завдання граничних значень ОККД програма реалізує чотири варіанти розрахунку показників надійності.

В першому випадку (схема 1 + спосіб 2) для кожної реалізації $q_{ji} \leq M_{ji}$ спочатку здійснюються перевірки умов збереження роботоздатності ($\varphi_{jq_i} = \eta_{jq_i} - \eta_{j_{ГРАН}} > 0$) всіх елементів. Якщо при q -ій реалізації змодельовані значення η_{jq_i} хоча б одного елемента виходять за межі області роботоздатного стану ($\eta_{jq_i} < \eta_{j_{ГРАН}}$), то фіксується порушення умови роботоздатності j -го елемента. Тобто настає стан параметричної відмови всього гідроприводу при даній q -ій реалізації (стан А) як системи із послідовно з'єднаними елементами. Після запам'ятовування стану А цикл перевірки умов роботоздатності всіх елементів повторюється для наступних реалізацій (при $q+1$) $\eta_{j(q+1)i}$ і т.д.

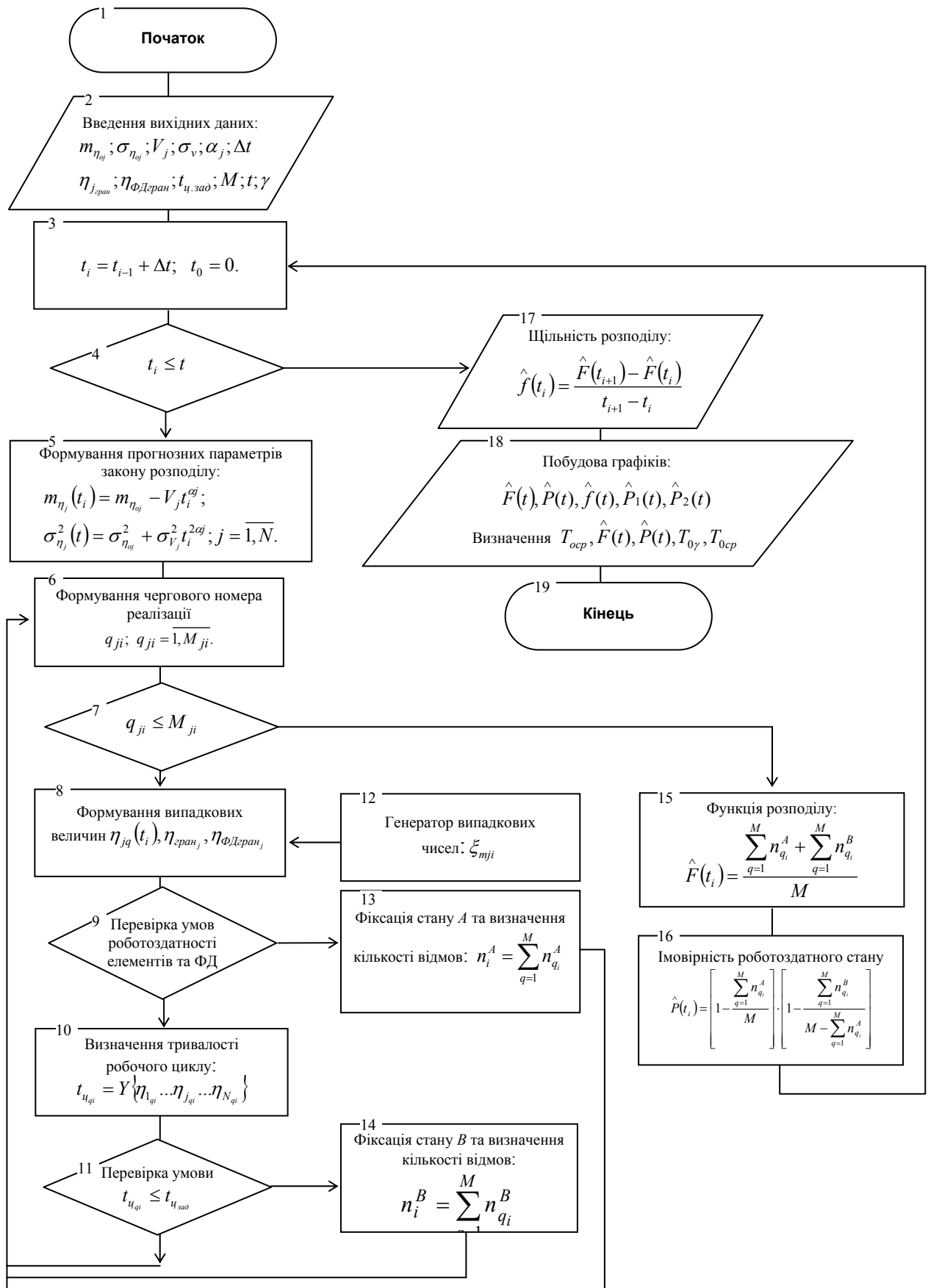


Рис. 1. Узагальнена блок-схема алгоритму визначення показників надійності гідроприводу

В другому випадку (схема 1 + спосіб 1) перевірка умов роботоздатності елементів ГП здійснюється аналогічно, але замість детермінованого значення граничного ОККД відповідного елемента підставляється його випадкове значення $\eta_{гран\ j_i}$.

При реалізації третього варіанту розрахунку (схема 2 + спосіб 2) для змодельованих випадкових значень ОККД окрім перевірки умов робото здатності всіх елементів проводиться перевірка умов роботоздатності функціональних ділянок підсистем ГП, як умов при яких добуток випадкових значень ОККД відповідних секцій гідророзподільників та гідроциліндрів (випадковий узагальнений ОККД) перевищує граничні детерміновані значення ОККД і ФД:

$$\begin{cases} \forall_j \eta_{гр\ jqi} > \eta_{гран\ j} \\ \forall_j \eta_{гц\ jqi} \cdot \eta_{гр\ jqi} > \eta_{ФД\ гран\ j} \end{cases} \quad (12)$$

Четвертий варіант (схема 2 + спосіб 1) дозволяє задавати випадкові граничні значення $\eta_{ФД\ гран\ j}$ та $\eta_{гран\ j}$, а порівняння (12) здійснюється із згенерованими їх значеннями у відповідності до заданого закону розподілу.

Незалежно від варіанту, при порушенні хоча б однієї умови роботоздатності фіксується параметрична відмова гідроприводу при q -ій реалізації в момент часу t_i (стан А).

Після фіксації відмови цикл перевірки заданих умов роботоздатності повторюється для наступних реалізацій.

В разі одночасного збереження всіх умов роботоздатності елементів вважається, що гідропривід ОЕ відповідає роботоздатному стану (стану \bar{A}) при заданих граничних значеннях діагностичних параметрів $\eta_{j\ гр\ran}$ {тобто $\bar{A} = (\varphi_{1q_i} > 0) \cap \dots \cap (\varphi_{jq_i} > 0) \cap \dots \cap (\varphi_{Nq_i} > 0)$ }. І тільки при цій умові (при стані \bar{A}) визначається рівень ефективності функціонування всього ГП за інтегральним показником – тривалістю робочого циклу $t_{ц}$. Для цього значення параметрів η_{jq_i} підставляються у формулу залежності $t_{цq_i}$:

$$t_{цq}(t_i) = Y\{\eta_{1q}(t_i), \dots, \eta_{jq}(t_i), \dots, \eta_{Nq}(t_i)\}. \quad (13)$$

Далі здійснюється порівняння одержаної випадкової величини $t_{цq_i}$ із заданим замовником або нормативним граничним значенням $t_{ц\ зад}$. В разі невідповідності умови збереження заданого рівня ефективності ($W_{q_i} = t_{цq_i} - t_{ц\ зад} < 0$) фіксується параметрична відмова гідроприводу (стан В). Якщо $W_{q_i} > 0$, то ГП вважається роботоздатним (стан \bar{B}). Після цього цикл перевірки умов роботоздатності повторюється для наступних реалізацій η_{jq_i} .

Процес моделюється для всієї на початку заданої множини реалізацій $q_i = \overline{1, M}$. При $q_i \geq M$ цикл моделювання для моменту часу t_i завершується і підраховується загальна кількість відмов (станів А та В) в інтервалі Δt_i :

$$n_i^A = \sum_{q=1}^M n_{qi}^A; \quad n_i^B = \sum_{q=1}^M n_{qi}^B. \quad (14)$$

Для перерізу часу t_i в інтервалі ($\Delta t = t_i - t_{i-1}$) визначаються значення функцій розподілу $\hat{F}(t_i)$, яка дорівнює імовірності відмови $\hat{Q}(t_i)$, та імовірності збереження роботоздатного стану $\hat{P}(t_i)$ гідроприводу:

$$\hat{F}(t_i) = \frac{\sum_{q=1}^M n_{qi}^A + \sum_{q=1}^M n_{qi}^B}{M} = \hat{Q}(t_i); \quad (15)$$

$$\hat{P}(t_i) = \left[1 - \frac{\sum_{q=1}^M n_{qi}^A}{M} \right] \left[1 - \frac{\sum_{q=1}^M n_{qi}^B}{M - \sum_{q=1}^M n_{qi}^A} \right]. \quad (16)$$

В даному випадку складові формули (16) оцінки імовірності збереження роботоздатності ГП відповідають складовим виразу (10) $P_1(\cdot)$ та $P_2(\cdot)$:

$$P_1\{W < 0; t_i / (\varphi_1 > 0) \cap \dots \cap (\varphi_j > 0) \cap \dots \cap (\varphi_N > 0); t_i\} = 1 - \frac{\sum_{q=1}^M n_{qi}^B}{M - \sum_{q=1}^M n_{qi}^A}; \quad (17)$$

$$P_2\{(\varphi_1 > 0) \cap \dots \cap (\varphi_j > 0) \cap \dots \cap (\varphi_N > 0); t_i\} = 1 - \frac{\sum_{q=1}^M n_{qi}^A}{M}. \quad (18)$$

Середнє квадратичне відхилення оцінки $\hat{P}(t_i)$ розраховується за формулою:

$$\sigma_{\hat{P}} = \sqrt{\frac{\hat{P}(1 - \hat{P})}{M}}. \quad (19)$$

Після одержання результату розрахунку $\hat{P}(t_i)$ перевіряється умова:

$$\xi \leq \xi_{\text{зад}}, \quad (20)$$

де ξ та $\xi_{\text{зад}}$ - відповідно розрахункове та задане значення відносної (або абсолютної) точності результату. При виконанні умови (20) процес моделювання припиняється, в іншому випадку відбувається перехід до чергового циклу реалізацій.

Поточне значення відносної похибки ξ розраховується за формулою:

$$\xi = t_\beta \sqrt{\frac{1 - \hat{P}}{M \cdot \hat{P}}}, \quad (21)$$

де $t_\beta = \sqrt{2}\Phi^{-1}(\beta)$ - функція, зворотна функції Лапласа (квантіль нормального розподілу, який відповідає довірчій імовірності β).

При одержанні позитивного результату за умовою (20) визначається довірчий інтервал для розрахованого значення імовірності \hat{P} при відносній похибці ξ та заданій довірчій імовірності β . Розрахунок нижньої та верхньої довірчих меж проводиться за формулами:

$$\underline{P}_n = \hat{P} - t_\beta \sqrt{\frac{\hat{P}(1 - \hat{P})}{M}}; \quad (22)$$

$$\overline{P}_e = \hat{P} + t_\beta \sqrt{\frac{\hat{P}(1 - \hat{P})}{M}}. \quad (23)$$

Після цього імітаційний процес і розрахунки $P_1(\cdot)$, $P_2(\cdot)$, $\hat{P}(t_i)$ та $\hat{F}(t_i)$ для моменту часу t_i завершуються і моделювання розпочинається спочатку в кожному із наступних перерізів часу t_{i+1} , t_{i+2} і т.д. через шаг Δt , для яких визначаються значення щільності імовірності розподілу $\hat{f}(t)$ наробітку до відмови:

$$\hat{f}(t_i) = \frac{\hat{F}(t_{i+1}) - \hat{F}(t_i)}{t_{i+1} - t_i} = \frac{\hat{P}(t_i) - \hat{P}(t_{i+1})}{t_{i+1} - t_i}. \quad (24)$$

Визначена за формулою (24) щільність розподілу характеризує щільність умовного розподілу $f(t/\forall \varphi_j > 0, W > 0)$ величини наробітку t до відмови гідроприводу при заданих умовах роботоздатності або при заданих граничних значеннях ОККД $\eta_{гран.j}$, $\eta_{ФДгран.j}$ та рівня ефективності його функціонування $t_{ц.зад}$.

Середній наробіток до відмови та його довірчий інтервал розраховується за формулами:

$$T_{o\text{cp}} = \int_0^{\infty} t \cdot f(t/\forall \varphi_i > 0, W > 0) dt = \int_0^{\infty} P(t) dt; \quad (25)$$

$$\int_0^{\infty} \underline{P}(t) dt \leq T_{o\text{cp}} \leq \int_0^{\infty} \overline{P}(t) dt. \quad (26)$$

Гамма-процентний наробіток $T_{0\gamma}$ до відмови ГП можна визначити із співвідношень:

$$P = P_r \{ \forall \varphi_j(t_\gamma) > 0; W(t_\gamma) > 0 \} \geq 0,01\gamma; \quad (27)$$

$$\text{або } P(t_\gamma) = \int_{t_\gamma}^{\infty} f(t/\forall \varphi_i > 0, W > 0) dt = 0,01\gamma. \quad (28)$$

Оцінка гамма-процентного наробітку знаходиться імітаційним моделюванням як те значення t_γ , для якого виконується рівність (27) $P(t_\gamma) = 0,01\gamma$.

За отриманими результатами будуються графіки функцій $\hat{F}(t) = \hat{Q}(t)$, $\hat{P}(t)$, $\hat{P}_1(t)$, $\hat{P}_2(t)$, $\hat{f}(t)$.

Розроблений метод оцінки та прогнозування показників надійності гідроприводу одноківшового екскаватора дає можливість в більш повній мірі враховувати механізм формування параметричних відмов ГП, його функціональні та конструктивні особливості, стохастичну залежність між параметричними відмовами елементів ГП та його ефективністю функціонування в цілому.

Використання на практиці запропонованого методу дозволить одержувати більш реальні оцінки ПН, дасть можливість прогнозувати та керувати ними в залежності від умов експлуатації та заданих умов роботоздатності ГП одноківшових екскаваторів і, в принципі, інших гідрофікованих будівельних машин (кранів, навантажувачів).

Список літератури

1. Лесько В.І. Імовірнісні моделі роботоздатності функціональних ділянок гідроприводів одноківшових екскаваторів // Техніка будівництва. Науково-технічний збірник. Вип. №5. – К.: Академія будівництва України, 1999. – С.14 - 19.
2. Бусленко Н.П., Шрейдер Ю.А. Метод статистических испытаний (Монте-Карло) и его реализация на цифровых вычислительных машинах. – М.: Физматгиз, 1961. – 226 с.



ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

1. В журналі друкуються наукові роботи за розділами: фундаментальні основи будівельної, гірничої і дорожньої техніки; механізація трудомістких робіт; нова будівельна, дорожня і гірнична техніка (вітчизняна і закордонна); автоматизація, комп'ютеризація і модернізація технологічних процесів і машин в цивільному, промисловому, дорожньому і меліоративному будівництві; стандартизація, експлуатація і ремонт будівельної, гірничої і дорожньої техніки; аварійно-рятувальна і інженерна техніка; основні законодавчі акти і постанови відносно цього переліку.
2. Матеріали статті, що представляють в редакцію, повинні мати: супровідний лист керівництва організації; рекомендацію відповідного підрозділу (завірену виписку з протоколу засідання кафедри); експертний висновок про можливість опублікування, оформлений в організації, звідки виходить рукопис; дозвіл Держпатенту на відкриту публікацію матеріалів по заявці на винахід; рецензію на статтю; реферат, в якому коротко викладений основний зміст рукопису (обсягом до **0,5** стор. тексту); дискету **1,44"** з файлом статті (в тому числі рисунків, таблиць тощо). Стаття повинна бути відредагована і підписана всіма авторами із зазначенням дати відправки статті, точної поштової адреси і контактного телефону, e-mail (за наявності).
3. Редакція приймає рукописи у **2-х** примірниках обсягом до **7** стор., включаючи літературу, що містить до **7** найменувань. Кількість ілюстрацій і таблиць за площею не повинна перевищувати **30 %** від загального обсягу статті. Текст рукопису виготовляють на комп'ютері шрифтом Times New Roman Суг розміром **12** з інтервалом **1**; розмір назв рисунків, таблиць і літератури **11**. Відступи від краю аркуша до тексту: зверху **25**, зліва **20**, справа **20**, низу **20**, абзацний **10**.
4. В заголовку статті (в лівому куті) вказують УДК, рядком нижче (похилим шрифтом) – ініціали та прізвища авторів, їх наукові ступені і вчені звання (звання в недержавних академіях не вказують); назву статті дають по центру рядка (великими буквами прямим жирним шрифтом).
5. В матеріалі статі бажано навести: актуальність роботи, мету і задачі дослідження, основну ідею або концепцію роботи, методику та опис дослідження, висновки (в яких подають одержані результати, їх наукову новизну, практичну значущість та рекомендації до подальшого використання).
6. Ілюстративний матеріал виконується за допомогою графічних процесорів або шляхом сканування фотографій чи рисунків, виконаних тушшю. Розмір ілюстрацій не більше **18×25** см. Ілюстрацій вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.
7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (приклади дані в Бюлетені ВАК України, № 2, 2000, С.61-62). В список вносять тільки опубліковані роботи.
9. При доопрацюванні статті після рецензії на першій сторінці вказується її редакційний номер, число, місяць, рік і помітка "рукопис після доопрацювання". До цього рукопису обов'язково прикладають відповіді на всі зауваження рецензента. Датою надходження статті вважається момент одержання редакцією її остаточного тексту.
10. Рукописи, не прийняті до опублікування, авторам не повертаються. Редакція має право скорочувати і вносити редакційні зміювання тексту рукописів. Коректура статей авторам не надається. Гонорар за опубліковані статті не виплачуються.
11. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 9

Підписано до друку
Умовн.друк.арк. 6.04

Формат 60×84 1/8
Обл.-вид.Арк.6.5

Папір офсетний. Друк різогр.
Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214