

Київський політехнічний інститут

З правами рукопису

Яковенко Валерій Борисович

УДК 621:534

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ

Спеціальність: 01.02.06. - динаміка, міцність машин,  
приладів та апаратури.

Автореферат  
дисертації на здобуття вченого ступеню  
доктора технічних наук

Київ - 1993

Робота виконана у Науково-дослідному інституті проблем механіки "Ритм" Київського політехнічного інституту і Київському інженерно-будівельному інституті.

Науковий консультант: - академік Академії технологічних наук України, Засл. діяч науки і техн. України, доктор технічних наук, професор Павловський М.А.

Офіційні опоненти: - доктор технічних наук, професор Василенко М.В.  
- доктор технічних наук, професор Туник А.А.  
- доктор фізико-математичних наук, професор Каюк Я.Ф.

Ведуча організація: Київський автомобільно-дорожній інститут, кафедра теоретичної і прикладної механіки

Захист відбудеться 13 вересня 1993р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої Ради Д 068.14.04. в Київському політехнічному інституті за адресою: 252056, м.Київ, пр. Перемоги 37, КІП, корп. I, ауд. 166

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці інституту.

Автореферат розіслано 26 липня 1993р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої Ради  
к.т.н., доцент



Онищенко С.С.

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00802909 (S)

ЛННБ ім. В. Стефаніка  
АН України

Дослідження присвячені розробці нових методів моделювання вібраційних систем з застосуванням графів зв'язку. Вони забезпечують розширення можливостей уявлення енергетичних потоків, дослідження, розрахунку, проектування та керування вібраційними системами технологічного призначення. Запропоновані методи структурного моделювання вібраційних систем як передавачів та перетворювачів енергії з використанням графів зв'язку у просторі станів.

Теоретично обґрунтована ефективність методів структурного моделювання вібраційних систем. Такі методи реалізують зручність адаптації механічних проблем до сучасної комп'ютерної технології.

Впроваджено принцип відокремлення моделей, розкриваючий структуру зв'язку вібраційного процесу, як носія технологічної ефективності вібраційної системи, з іншими її елементами.

Розроблені засоби моделювання вібраційних систем на проблемно-орієнтованій мові графів зв'язку. Показано, що використання графів зв'язку дозволяє уявляти вібраційну систему як об'єднання полів джерел енергії, концентрації та розсіяння енергії та топологічних структур зв'язку.

Створені методи імпедансного аналізу одномірних та багатомірних вібраційних систем з зосередженнями і розподільними параметрами. Встановлено вклад вібраційних процесів у структуру зв'язків і функціонування різноманітних вібраційних систем.

Методи моделювання графами зв'язку і імпедансні методи застосовані при проектуванні, дослідженнях та розрахунках різних об'єктів вібраційної техніки, глибоких вібраторів, електромеханічних вібраторів, дослідних стендів, касетних установок, центрифуг, лабораторно-дослідних комплексів і впроваджені у промисловості та учбовому процесі.

### ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність проблеми.** Розвиток вібраційних технологій у напрямку інтенсифікації вібраційних процесів затримується відсутністю засобів моделювання енергетичних зв'язків між джерелом керуючих вібраційних впливів і вібраційним процесом, як носієм технологічної ефективності. Обмеженість засобів відображення топологічної структури енергетичних струмів скорочує уявлення про динаміку функціонування вібраційних машин, розвиток вібраційних процесів, технологічні можливості вібраційних систем.

Розробка методів моделювання засобами графів зв'язку, динаміки вібраційних машин як систем технологічного призначення шляхом вияву зв'язності та опису суттєвих закономірностей вібраційних процесів, використання імпедансних методів розрахунку взаємодії, дозволяє підвищити можливості проектування, досліджень та ефективність практичного застосування вібраційних машин різноманітного технологічного призначення.

**Ціль роботи.** Розробка методів моделювання вібраційних систем графами зв'язку, та імпедансними засобами, забезпечуючих відображення впливу вібруемого середовища на динаміку вібраційних процесів, розширення можливостей створення, розрахунку, дослідження та керування вібраційними системами.

**Наукова новизна.** Обґрунтована ефективність методів структурного моделювання вібраційних систем. Застосування графів зв'язку дозволило вперше побудувати топологічні моделі динаміки вібраційних машин.

Досліджена зв'язність вібраційного процесу, як рівноправної частини, з іншими елементами вібраційної системи на структурному і енергетичному рівні.

Впроваджено принцип відокремлення моделей, розкриваючий множинну структуру зв'язків вібраційних процесів як відображень різноманітних вібраційних технологій.

Розроблені методи імпедансного аналізу одномірних та багатомірних вібраційних систем з зосередженими та розподільними параметрами.

Практичне значення і реалізація результатів. Створення методів моделювання динаміки вібраційних систем на основі мови графів зв'язку, застосування імпедансних методів розрахунку енергетичного стану та взаємного впливу елементів вібраційних машин дозволило запропонувати нові машини, визначити реологічні властивості вібруючих середовищ, забезпечити технологічну ефективність вібраційних процесів.

Методи моделювання застосовані при проектуванні, розробці, розрахунках, дослідженні та практичній реалізації у промисловості різноманітних видів вібраційної техніки: глибоких вібромашин з циліндричним та площинним робочим органом, віброплощадок, віброзбуджувачів, стендів для випробування електро-механічних вібраторів, формовочних установок для виробництва фундаментних опор, проектуванні електромеханічних вібраторів, касетних установок з єдиним віброприводом, експериментальних стендів для вимірювання імпедансних властивостей вібруючих середовищ, вільноролікових центрифуг, лабораторно-дослідних комплексів будівельних машин, та механічного устаткування.

Результати досліджень впроваджені у десяти науково-дослідних, проектних, промислових організаціях міністерств енергетичної, машинобудівної та будівельної промисловості.

Методи моделювання та лабораторно-дослідні комплекси будівельних машин впроваджені у двадцяти вищих навчальних закладах країн Співдружності.

Апробація результатів. Основні результати роботи доповідалися на 4.5 Всесоюзній конференції з статички та динаміки просторових конструкцій (Київ 1978, 1985), 4.5.6 конференціях з реології бетонних сумішей та її технологічних задачах (Рига 1979, 1989), 17 Науково-технічна сесія місцевого будівництва (Польща, Білосток 1981), Всесоюзній конференції з вібраційної техніки (Грузія, Телаві 1987), 6 національний конгрес з теоретичної та прикладної механіки (Болгарія, Варна 1989), Всесоюзний науково-технічний семінар з підвищення технічного рівня ручних машин (Даугавпіліс 1989), Наукових конференціях КІБІ (1981...1992), інститутів Гідропроєкт ім.С.Я.Жука, ВНИИСМІ (Москва 1987), інституту Машинознавства ім.А.А.Благонравова АН СРСР (Москва 1990).

Публікування результатів. Основні результати дисертації викладені у 26 наукових статтях, учбовому посібнику та монографії автора.

Об'єм роботи. Дисертація складається із вступу, п'яти глав, заключення, загальних висновків, списку літератури із 356 найменувань і додатка. Вона містить 297 сторінок, 49 малюнків, 3 таблиці.

## КОРОТКИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

Розвиток нових вібраційних технологій потребує розробки таких засобів моделювання, які мають можливість відобразити множинну та особливості структури енергетичних потоків у вібраційній системі, вплив керуючих вібраційних дій на властивості вібруючих матеріалів і вібраційних процесів. Традиційні моделі теорії коливань не в повній мірі задовольнюють цим вимогам. Між тим практичне співвідношення дозволяє встановити ізоморфізм множини системних понять, методів і моделей до предметної галузі вібраційних технологій. Тому вібраційна система розглядається як топологічний об'єкт маючий внутрішні, та зовнішні енергетичні та інформаційні зв'язки. Моделі вібраційної системи будуються методами графів зв'язку, у просторі станів і відображують відношення між неперервними та дискретними властивостями множини полів концентрації, передачі, перетворення та розсіяння енергії.

Вступ присвячений загальній характеристиці задач моделювання динаміки вібраційних систем. Обґрунтована актуальність побудови та впровадження засобів моделювання вібраційних систем методами графів зв'язку, застосування імпедансних методів для розрахунків та вивчення властивостей вібруємих середовищ. Показано, що такий підхід розкриває нову предметну область у постановці і рішенні задач вібраційної техніки засобами системології, забезпечує зручність адаптації моделей до створення комп'ютерної підтримки дослідження динаміки вібраційних машин і систем.

У першій главі розглядається стан моделювання динаміки вібраційних систем технологічного призначення.

Вібраційна система є головною частиною вібраційної технології і здійснює цілеспрямовану передачу енергії у оброблювальне середовище. Виникаючий при цьому вібраційний процес приводить до утворення нових якостей середовищ, матеріалів, чи руху елементів.

Чисельні експериментальні дані свідчать про різноманітність областей виникнення і подібність вібраційних процесів.

Феномен утворення подібних явищ у різноманітних умовах свідчить про доцільність концентрації уваги на засобах порівняння вібраційних систем, пошуку інваріантних засобів їх опису та уявлення, і обґрунтовує пошук можливостей розширення традиційних структур моделювання.

Розглядаються елементи структури моделювання стосовно вібраційних систем, оснований на роботах М.П.Бусленко, Н.Вінера, В.М.Глушкова, Р.Калмана, О.О.Молчанова, М.М.Моїсеєва, М.Месаровича, К.Р.Полпера, Г.Е.Пухова, П.Фейсрабенда, Р.Шенона.

Реалізовано селективне застосування загальних результатів до прикладної предметної області вібраційних систем. Аналізуються види моделей, рівні та етапи моделювання відокремлені від множини фізичних та абстрактних моделей. Абстрактні моделі мають рівні структурного, логічного та математичного уявлення. Кожний рівень моделювання вібраційних систем вміщує стандартну послідовність етапів: постановки задач, вибору моделі, аналізу, переносу результатів на оригінал. Евристичне значення множини: ціль, вибір, аналіз, перенос, як процедур моделювання динаміки вібраційних систем проявляється у існуванні множини спільних якостей моделі і оригіналу, та права приписування оригіналу підмножини нових властивостей виявлених на моделі.

Етапи моделювання динаміки вібраційних систем включають: актуалізацію множини відомостей про оригінал шляхом деталізації його опису; констатацію неможливості розширення наявних відомостей; вибір, чи побудова моделей, дослідження моделей і перевірка істинності отриманих даних, перенос даних у систему відомостей оригіналу, розширення уявлень про функціонування вібраційної системи.

Моделі вібраційних систем мають множину пізнавальних функцій (уявлення, інтерпретації, пояснення, передбачення, критерію), які найбільш повно проявляються при структурному моделюванні. У свою чергу структурне моделювання передбачає застосування стандартних засобів опису всіх елементів вібраційної системи їх властивостей та структури зв'язків.

Звідси визначається необхідність повернення та адаптації мови графів зв'язку до моделювання вібраційних систем.

Вібраційні системи відрізняються від динамічних систем по двом головним ознакам: мають джерела ціленаправлених, керуючих вібраційних впливів, вібраційні дії збуджують, стимулюють та підтримують корисні вібраційні процеси - носії різноманітних форм технологічної ефективності.

Дослідженню вібраційних систем різноманітних видів присвячені роботи: В.А.Баженова, О.Е.Божко, М.В.Василенко, Ю.С.Воробіюва, В.І.Гуляєва, В.І.Дирди, Я.Ф.Каюка, В.Д.Кубенко, В.О.Кононенко, В.Б.Ларіна, В.В.Матвєєва, М.А.Павловського, Я.Г.Пановка, Г.С.Писаренко, В.Г.Піскунова, В.В.Пилипенко, В.М.Потурєєва, О.О.Рассказова, О.С.Сахарова, А.А.Туніка, К.В.Фролова.

У цих роботах застосована множина подібних моделей для опису різних елементів вібраційної системи, привода, відрозбуджувача, робочого органу, вібруємого середовища, вібраційного процесу, рис.1. Аналітичний огляд показує, що ця подібність не повна як по формі математичного опису так і по системі використаних змінних. Тому існуючі засоби моделювання не можливо пропонувати для повного уявлення динаміки вібраційних систем.

Традиційно застосована декомпозиція вібраційної системи базується на агрегативних ознаках, можливості матеріального відокремлення частини від цілого. Існує важлива ознака подібності вібраційних систем, яка з'являється тільки при їх функціонуванні як вібраційний процес.

Вібраційні процеси розглядали О.О.Афанасьєв, І.І.Блехман, І.І.Биховський, Р.Ф.Ганієв, Б.Г.Гольдштейн, І.Ф.Гончаревич, Б.В.Гусєв, П.Л.Капиця, Г.Я.Куннос, Е.П.Міклашевський, І.І.Назаренко, П.Ф.Овчинніков, К.О.Олехнович, І.Ф.Руденко, О.О.Савінов, В.І.Сівко, В.М.Челомей, В.Н.Шмігальський.

Чисельні дослідження вказують на подібність вібраційних процесів виникаючих у істотно різних вібраційних системах. Тому вібраційний процес, являючись повноправним елементом моделі вібраційної системи, повинен відобразитись в її декомпозиції. Індивідуальні властивості вібраційних систем виявляються у особливостях зв'язності вібраційного процесу з іншими елементами вібраційної системи, вібромашиною і вібруємым середовищем, характеристиками вібраційного процесу

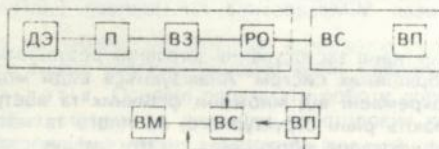


Рис 1

Порівняльний аналіз моделей вібраційних процесів підтверджує невідповідність підходів, різноманітність систем змінних. Досягнення єдності, витікаюче із структурного моделювання, можливо застосуванням енергетичних змінних потенційно, поточно, здібних відобразити різні види елементів вібраційної системи і форми їх зв'язків.

Характеристика стану елементів вібраційної системи на енергетичному рівні забезпечує можливість розширення декомпозиції і використання принципу відокремлення моделей. Принцип відокремлення є узагальненням методів розділу рухів, вперше застосований до моделювання вібраційних систем. Спираючись на енергетичні уяви доцільно відокремлювати вібраційний процес як самостійний елемент і розглядати множину варіантів його зв'язності з іншими елементами.

Введення принципу відокремлення у процедуру моделювання вібраційної системи виражається у можливості розширення декомпозиції вібраційної системи відокремлення вібраційного процесу і розглядом підмножини форми його зв'язків.

Таким чином обґрунтована потреба у застосуванні структурного моделювання, запропоновано розширення декомпозиції вібраційних систем шляхом відокремлення вібраційних процесів.

Друга глава присвячена формалізації і постановці основних задач теорії вібраційних систем. Вивчення предметної області об'єднане з системним підходом, на основі теорії множин, дозволяє здійснити абстрактну формулювання моделей і розглянути множину задач з орієнтацією на мову моделювання.

Розглянуті принципи дослідження фізичності, моделювання, цілеспрямованості стосовно вібраційних систем технологічного призначення.

Формальне уявлення вібраційної системи засновано на відокремленні трьох множин: входів  $U$ , станів  $X$ , виходів  $Y$ , і двох відношень між цими множинами, заданими однозначними відображеннями входу  $\sigma$  і переходу  $\pi$  рис 2.



Рис.2

Основні задачі вібраційних систем зв'язані з аналізом, прогнозуванням та керуванням вібраційною системою. Рішення цих задач базується на побудові множин  $X$  і пари відображень  $\sigma, h$ .

Перелічені задачі існують як верхини ієрархічної структури і служать базою для визначення і постановки множини більш вузьких задач: ідентифікації, реалізації, спостережності, діагностики, керуваності, стійкості, досяжності вібраційних систем. Однак кожна часна задача є лише тією, чи іншою формою спрощення основної. Множина перелічених признаков описує основні властивості вібраційних систем.

Покладення обмежень на відображення  $\sigma, h$  звужують області уявлення вібраційної системи до системи нелінійних диференціальних рівнянь

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= f(x, u, t) \\
 y &= h(x, u, t)
 \end{aligned} \quad (1)$$

Перше рівняння описує стан, а друге спостереження за вібраційною системою  $x, y, u$  - відповідно вектори стану, спостереження та керування.

Конструктивна цінність системної формалізації основних задач теорії вібраційних систем зв'язана з можливістю вивчення структури внутрішніх зв'язків її елементів. Причини відмовлення від традиційної форми уявлення, використаних у теорії коливань, обумовлена бажанням застосувати множину достоїнств структурного моделювання: алгоритмізацію побудови відображень, сприятливі умови побудови проблемно-орієнтованих мов моделювання з використанням теорії графів.

Побудова традиційних моделей обмежена рівнем зв'язності, різноманітністю властивостей елементів. Розширення цих признаков ставить задачі вибору множини незалежних параметрів стану де проявляється обмеженість системи загальноприйнятих моделей і виникає необхідність модифікації засобів моделювання.

Практичне застосування структурного методу також полягає у розробці системи адаптивних моделей, поступово розширюючихся за мірою накопичення дослідницьких даних. Ця умова служить організаційним фактором для розробки методик експериментальних досліджень вібраційних процесів.

Ізоморфізм предметних областей теорії вібраційних систем та теорії управління забезпечує доступ до сучасних систем програмного забезпечення наукових досліджень значно більш істотно розвинутих у технологічному аспекті у теорії управління ніж у теорії коливань.

Гнучкість системного підходу проявляється у можливості послідовного розширення кількості і властивостей елементів моделі.

Розширення декомпозиції вібраційної системи, застосування принципу відокремлення моделей вібраційної машини, вібраційного середовища і вібраційного процесу дозволяє розповсюдити нові властивості елементів моделі

на вібраційні процеси і адаптувати мову графів зв'язку до постановки і вирішення основних задач теорії вібраційних систем.

Третя глава присвячена розробці методів моделювання динаміки вібраційних систем методами графів зв'язку.

Функціонування вібраційних систем засновано на множині форм концентрації, переносу, розподілу та розсіяння енергії. Ці явища характеризуються значною кількістю різнорідних фізичних величин. Тому спроби аналітичного моделювання зтикаються з значними труднощами і досягають успіху тільки у окремих простих, ідеалізованих випадках.

Структурне моделювання дозволяє подолати ці труднощі алгоритмізуючи побудову перехідного і вихідного відображень вібраційної системи шляхом деталізації множини властивостей елементів і множини зв'язків між ними. Порівняння властивостей елементів особливо важливо на енергетичному рівні, тому що дозволяє використати принцип неприривності передачі енергії через послідовність елементів вібраційної системи.

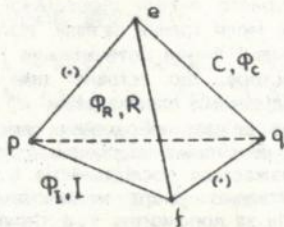
Властивості структури зв'язності мають вирішальне значення при оцінці впливу і вкладу вібраційного процесу у динаміку вібраційної системи. Ведучу роль у оцінці властивостей елементів неперервності і зв'язності грають топологічні методи. Тут необхідно використання нових засобів уявлення природньо відображуваних в своїй структурі властивості неперервності і зв'язності потоків енергії. Ці властивості найбільш випукло відображуються у спеціальному виді графів, графах зв'язку.

Моделюванню електромеханічних систем орієнтованими графами, присвячені дослідження В.Блекуелла, Г.Кеніга, В.П.Сігорського, М.Ф.Ільїнського, В.К.Цаценкіна. Використання цього виду графів базується на системі електромеханічних аналогій. Бажання відобразити у топологічній структурі моделі неперервності і зв'язності потоків енергії відокремити властивості від структури, стало основою розвитку графів зв'язків, запропонованих Г.Пейнтером, Р.Розенбергом, Д.Кернопом, та їх численними послідовниками. Методи графів зв'язку використовуються у моделюванні фізичних систем, які складені з елементів різної природи, що робить їх особливо привабливими. Для моделювання вібраційних систем методи графів зв'язку не здобули потрібного розповсюдження. Їх застосування до моделювання динаміки вібраційних систем технологічного призначення здійснене у даній роботі виявилось дуже плідним, дозволяючи охопити єдиним структурним підходом множини різних задач вібраційної техніки.

Методи моделювання динаміки вібраційних машин і систем графами зв'язку організовані як проблемно-орієнтована мова моделювання. Об'єктом моделювання є вібраційні системи маючи множини входів  $u(t) \in U$  іх функціонування у просторі станів  $X$  визначає множини спостережаних виходів  $y(t) \in Y$ . Основні типи даних мови графів зв'язку включають багатозв'язні елементи і зв'язки визначасмі енергетичними змінними: потенціальною  $e(t)$  та потоковою  $f(t)$ .

Елементи відтворюють вершини графів зв'язку і визначаються набором із дев'яти символів  $S_e, S_f, C, I, R, TF, GY, s, p$ . Група елементів джерел енергії:  $S_e$  - джерело сил або потенціальних змінних  $e$ ,  $S_f$  - джерело швидкостей або поточкових змінних  $f$ . Група акумуляторів енергії вміщує:  $C$  - пружність-концентрацію потенціальної енергії;  $I$  - інерцію-концентрацію кінетичної енергії;  $R$  - опір, розсіяння енергії. Група перетворювачів енергії:  $TF$  - трансформатор здійснює перетворення одноіменних змінних;  $GY$  - гіратор перетворює різноіменні змінні. Зв'язок між елементами здійснюється двома видами перехідних структур:  $s$  - вузол загального потоку,  $p$  - вузол загального потенціалу, рис 3.

Терміни мови графів зв'язку



Символ	Визначення	Назва
<b>джерела</b>		
$S_e \xrightarrow{e}$	$e(t)$ потенціальна	зусилля
$S_f \xrightarrow{f}$	$f(t)$ потокова	поток
<b>аккумулятори</b>		
$C \xleftarrow{e,q}$	$Ce = q \quad \dot{q} = f \quad e = \Phi_C(q)$	пружність
$I \xleftarrow{f,p}$	$I\dot{f} = p \quad \dot{p} = e \quad f = \Phi_I(p)$	інерція
$R \xleftarrow{e,f}$	$R\dot{f} = e \quad e = \Phi_R(\dot{f})$	втрати
<b>перетворювачі</b>		
$\begin{matrix} e_1 & \xrightarrow{TF} & e_2 \\ f_1 & m & f_2 \end{matrix}$	$\begin{bmatrix} e_1 \\ f_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_2 \\ f_2 \end{bmatrix}$	трансформатор
$\begin{matrix} e_1 & \xrightarrow{GY} & f_1 \\ f_1 & r & e_2 \end{matrix}$	$\begin{bmatrix} e_1 \\ f_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r & 0 \\ 0 & r^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_1 \\ e_2 \end{bmatrix}$	гіратор
<b>перехідні структури</b>		
$\begin{matrix} 1 & \xrightarrow{s} & 3 \\ & 2 \uparrow & \end{matrix}$	$f_i = f_j \quad \sum_{i=1}^3 e_i = 0$	спільний поток
$\begin{matrix} 1 & \xrightarrow{p} & 3 \\ & 2 \uparrow & \end{matrix}$	$e_i = e_j \quad \sum_{i=1}^3 f_i = 0$	спільне зусилля

Рис. 3

Основні елементи мови графів зв'язку узагальнюються на нелінійний випадок. Збереження вигляду структурного образу вібраційної системи для нелінійних умов є важливим здобутком мови графів зв'язку. Напрями розширення мають векторний варіант, коли основні змінні потенціальна і потокова являються векторами багатомірного простору, що істотно при моделюванні елементів вібраційних систем з розподільними параметрами.

Побудова множини графів зв'язку вібраційних систем визначає, що вони забезпечують прості процедури отримання рівнянь у просторі станів. Зростання розмірності системи відображається послідовністю  $s, p$  перехідних структур. Такі якості важливі для комп'ютерного моделювання. Різноманітні форми з'єднання основних елементів за допомогою  $s, p$  структур моделюють множини реологічних властивостей матеріалів.

У роботі мовою графів зв'язку побудовані різноманітні моделі практично важливих вібраційних систем, матеріалів з лінійними та нелінійними властивостями. Моделі розглянуті у послідовності підвищення складності від скалярних до векторних.

Узагальнюючи процедури побудови моделей вібраційних систем мовою графів зв'язку досягнуто структурне уявлення яміуюче: поля джерел енергії, концентрації та витрат енергії подані у математичній формі рис.4.

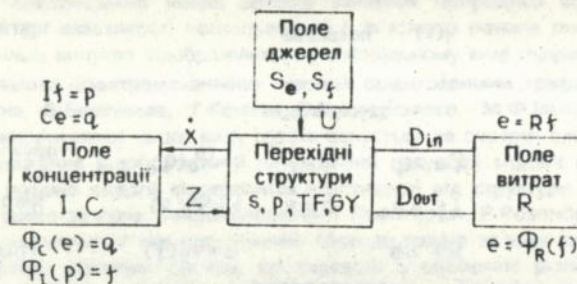


Рис.4.

Таке уявлення визначається системою рівнянь у просторі станів

$$\begin{bmatrix} \dot{X} \\ D_{in} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z \\ D_{out} \\ U \end{bmatrix} \quad (2)$$

Тут  $X$  - вектор стану виражений через імпульс  $p$  для  $I$  елементів і переміщення  $q$  для  $C$  елементів.  $Z$  - вектор стану виражений через потік  $\dot{f}$  для  $I$  елементів і потенціал  $e$  для  $C$  елементів.  $U$  - вхідний вектор джерел зусиль для  $S_e$  джерел швидкості для  $S_f$ .  $D_{in}$ ,  $D_{out}$  - відповідно вхідний і вихідний вектори поля витрат  $R$ . Поля концентрації і витрат подані у матричній формі

$$Z = F X \quad D_{out} = L D_{in} \quad (3)$$

де  $F$ ,  $L$  - квадратні матриці містять елементи  $I, C, R$ . Елементи блочної матриці перехідної структури містять  $0, \pm 1, m, r$  відповідно отримані із  $s, p$  структур та перетворювачів  $TF, GY$ . Об'єднання множини рівнянь полів та перехідних структур приводить до рівнянь стану вібраційної системи:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (4)$$

де матриці  $A, B$  відповідають рівнянням

$$\begin{aligned} A &= [s_{11} + s_{12}(I - L s_{22})^{-1} L s_{21}] F \\ B &= [s_{13} + s_{12}(I - L s_{22})^{-1} L s_{23}] \end{aligned} \quad (5)$$

Інформація, що вміщує така модель важлива тим, що відображує вплив на вектор станів системи структури внутрішніх і зовнішніх зв'язків завдяки перехідним структурам.

У нелінійному випадку поля концентрації  $\Phi_F$  і витрат  $\Phi_L$  енергії представляються у вигляді

$$Z = \Phi_F(X) \quad D_{out} = \Phi_L(D_{in}) \quad (6)$$

Тоді моделі нелінійних вібраційних систем у просторі станів мають вид

$$\begin{bmatrix} \dot{X} \\ D_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} \\ s_{21} & s_{22} & s_{23} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi_F(X) \\ \Phi_L(D_{in}) \\ U \end{bmatrix} \quad (7)$$

Після перетворень, за умовою визначення  $D_{in} = \Phi_D(X, U)$  рівняння станів приймає вигляд:

$$\dot{X} = s_{11} \Phi_F(X) + s_{12} \Phi_L[\Phi_D(X, U)] + s_{13} U, \quad (8)$$

і відповідає системі нелінійних диференціальних рівнянь виду (1), що свідчить про подальший розвиток системних уявлень за допомогою графів зв'язку.

Таким чином застосування мови графів зв'язку у моделюванні вібраційних систем забезпечує стандартні процедури отримання рівнянь стану у лінійному та нелінійному випадках і відокремлення зв'язків від властивостей структурних елементів вібраційної системи.

Моделювання хвильових форм передачі енергії у вібраційній системі здійснено завдяки розширенню уявлень про передачу енергії введенням векторних графів зв'язку. Вони базуються на векторному уявленні потенціальної і потокової змінних як хвильових функцій  $e(x, t)$ ,  $f(x, t)$ .

У одномірному варіанті модель вібраційної системи має вигляд:

$$\frac{d}{dx} \begin{bmatrix} e(x, t) \\ f(x, t) \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} W(x, D) & Z(x, D) \\ Y(x, D) & X(x, D) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e(x, t) \\ f(x, t) \end{bmatrix} \quad (9)$$

Тут  $W, Z, Y, X$  - матриці,  $D$  - диференціальний оператор відповідаючий похідній по часу. У спрощеному варіанті ці рівняння перетворюються:

$$\frac{d}{dx} \begin{bmatrix} e \\ f \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} Z(s) & 0 \\ 0 & Y(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f \\ e \end{bmatrix} \quad (10)$$

де  $Z(s)$ ,  $Y(s)$  імпеданс і провідимість уявляються як функції комплексної частоти  $s = \sigma + i\omega$ .

Побудована множина рішень цих рівнянь стосовно різноманітних випадків важливих у практиці розрахунку вібраційних машин. Рішення представлені у імпедансній формі, що полягло основою для узагальнення і розвитку імпедансних методів розрахунку вібраційних систем. Ці методи дозволяють визначити вплив вібуруемого середовища на динаміку вібромашини, отримати просторовий розподіл потенціальної  $e$  та потокової змінної  $f$ . Їх добуток  $e \cdot f$  визначає потік енергії, а відношення  $e/f$  опір, чи імпеданс переносу енергії.

Четверта глава присвячена аналізу динаміки вібраційних систем різних видів. Моделі побудовані методами графів зв'язку дозволяють отримати рівняння стану та спостереження у вигляді

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A x + B u \\ y &= C x + D u \end{aligned} \quad (11)$$

Така форма уявлення динаміки вібраційних систем забезпечує автоматичний доступ до стандартних алгоритмів. Аналіз у часовій області здійснюється по залежностям:

$$x(t) = e^{At} x_0 + \int_0^t e^{A(t-\tau)} B u(\tau) d\tau$$

$$x_{k+1} = M x_k + N u_k \quad (12)$$

$$M = e^{AT} = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(AT)^k}{k!} \quad ; \quad N = (e^{AT} - I) A^{-1} B \approx \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(AT)^k}{(k+1)!} T B$$

Тут  $x$  - вектор стану;  $x_0$  - вектор початкових умов;  $e^{AT}$  - матрична експонента,  $I$  - одинична матриця;  $T$  - часовий інтервал.

Застосування перетворення Лапласа дозволяє отримати передаточні функції вібраційної системи

$$H(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = C \Phi(s) B + D \quad (13)$$

де  $\Phi(s) = (sI - A)^{-1}$  - матриця резольвента,  $s$  - комплексна частота, і здійснити аналіз у частотній області. Зокрема отримати значення входних, передаточних імпедансів та провідимостей вібраційної системи.

Нелінійні моделі вібраційних систем аналізуються числовими методами.

На практиці широке розповсюдження мають одномірні вібраційні системи з розподільними параметрами. Вони моделюються векторними графами зв'язку, та хвильовими рівняннями. Обмеження розмірів системи довжиною  $l$  і використання граничних умов  $e_n, f_n$  приводить до рішень

$$\begin{bmatrix} e(x) \\ f(x) \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} -\frac{ch \Gamma x}{Y_0 \operatorname{sh} \Gamma l} & -\frac{Z_0 \operatorname{sh} \Gamma x}{ch \Gamma l} \\ \frac{Z_0 \operatorname{sh} \Gamma x}{ch \Gamma l} & -\frac{ch \Gamma x}{Y_0 \operatorname{sh} \Gamma l} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_n \\ f_n \end{bmatrix} \quad (14)$$

де  $\Gamma = \sqrt{Y \cdot Z}$  постійна розповсюдження,  $Z_0 = \sqrt{Z/Y}$  - характеристичний імпеданс. Вони визначаються залежностями

$$\Gamma = \sqrt{(pAs+r) \cdot (pc^2As+q)} \quad (15)$$

$$Z_0 = \sqrt{(pAs+r)/(pc^2As+q)}$$

Тут  $\rho$  - щільність середовища,  $A$  - характерна площа у напрямку розповсюдження хвиль,  $C$  - швидкість хвиль,  $r, q$  - відповідно зовнішній і внутрішній опір, визначені залежностями  $e = r\dot{f}$ ,  $e = q^{-1}(\partial f / \partial x)$

Задаючись різними граничними умовами  $Z_n = e_n / \dot{f}_n$  і визначив відношення  $e(x)/\dot{f}(x) = Z(x)$  при  $x = l$ ,  $Z_b$  отримаєм вираз вхідного імпедансу однієї вібраційної системи.

$$Z_b = \frac{Z_n + Z_0 \operatorname{th} \Gamma l}{1 + \frac{Z_n}{Z_0} \operatorname{th} \Gamma l} \quad (16)$$

Вхідні імпеданси різних вібраційних систем визначені теоретично. Зафірпонована також методика експериментального знаходження із застосуванням дослідів вільного руху  $e_n=0$  і миттєвої зипунки  $\dot{f}_n=0$

Обгрунтовано і впроваджено імпедансний метод розрахунку впливу властивостей вібраємого середовища на вибір динамічних параметрів вібраційних машин. Імпедансний метод виникає як практичне слідство моделювання динаміки вібраційних систем графами зв'язку. Він базується на енергетичних властивостях  $s, p$  перехідних структур:

$$s: \sum_{i=1}^n Z_i = 0 \quad ; \quad p: \sum_{i=1}^n Y_i = 0 \quad (17)$$

де  $Z_i = e_i / \dot{f}_i$  - імпеданс, а  $Y_i = Z_i^{-1}$  - провідність або адмітанс вібраційної системи. Таким чином імпеданс і провідність постають як універсальні енергетичні характеристики вібраційних систем. Завдяки ним визначається швидкість у області збудження вібрації середовища:

$$\dot{f} = e / (1 Z_M + Z_B) \quad (18)$$

де  $e$  - сила збудження вібрації,  $Z_M$  - імпеданс вібрації машини,  $Z_B$  - вхідний імпеданс вібраємого середовища. Середня потужність необхідна для підтримання вібрації визначається:

$$P_{cp} = \frac{1}{2} | \operatorname{Re} (Z_M + Z_B) | \dot{f}^2 \quad (19)$$

Імпедансний метод базується на оцінці енергетичного стану вібраційної системи шляхом визначення потрібної за технологічними умовами швидкості збудження вібрації. Для цього треба мати залежності імпедансів  $Z_M$  та  $Z_B$  визначені у різних практично важливих випадках.

Вхідний імпеданс  $Z_B$  для однієї вібраційної системи із вільною границею  $e_n=0$ ;  $Z_n=0$  дорівнює:

$$Z_b = Z_0 \operatorname{th} \Gamma l \quad (20)$$

Частотний аналіз  $Z_B$  визначається відношенням  $k\ell = \ell/2\pi\lambda$  де  $k = \omega/c$  хвильове число;  $\ell, \lambda$  - характерний розмір у напрямку розповсюдження вібрації, довжина хвилі. Скориставшись розкладенням у ряд по ступеням комплексного аргумента  $\Gamma = i \frac{\gamma}{2} (1 - i \frac{\gamma}{2})$  - коефіцієнта втрат, для низьких частот коли  $k\ell$  мале,  $\lambda > \ell$ , вхідний імпеданс здебільш реактивний:

$$Z_B = \rho A \ell (i + \gamma) \omega, \quad (21)$$

визначає концентрацію кінетичної енергії. На високих частотах  $k\ell$  - велике,  $\lambda < \ell$ , вхідний імпеданс здебільш активний:

$$Z_B = \rho c A (1 - i \frac{\gamma}{2}), \quad (22)$$

визначає витрату енергії, відповідає бігучій затухаючій хвилі, яка неперервно переносить енергію вібраційного збудження.

Тут вплив границі відсутній, хвиля затухає не встигнувши досягнути до неї.

Проміжний випадок з урахуванням відображення хвиль визначається виразом

$$Z_B = \rho c A \left[ (1 - 2e^{-k\ell\gamma} \cos 2k\ell) + i(2e^{-k\ell\gamma} \sin(2k\ell - \frac{\gamma}{2})) \right] \quad (23)$$

вміщуючим активну і реактивну компоненти, які характеризуються безрозмірними коефіцієнтами  $\text{Re}(Z_B/Z_0)$ ,  $\text{Im}(Z_B/Z_0)$ , у вигляді годографів вхідного імпедансу  $Z_B$  для різних значень коефіцієнту втрат енергії  $\gamma$ , рис.5.

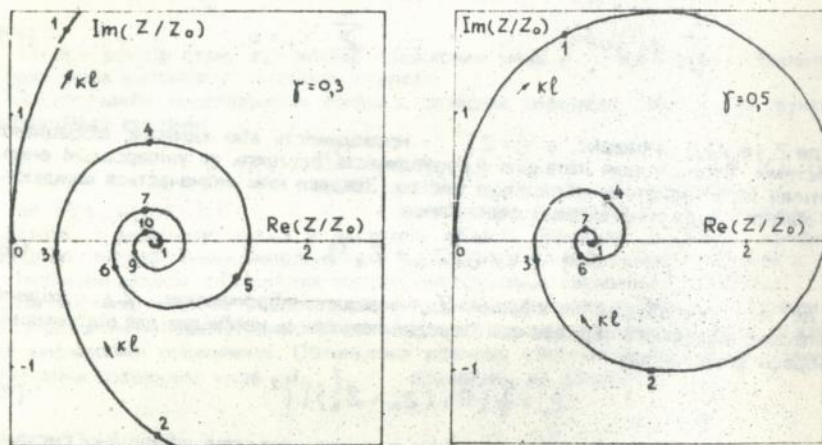


Рис.5.

При зростанні параметру  $k\ell$  вектор годографу рухається по спіралі відтворюючи комплексний опір середовища на збудження вібрації.

Орієнтовно на умови імпедансного методу, знайдені імпеданси різних конструктивних елементів, які подалі використані при практичних розрахунках, це двомірні стержневі елементи, пластини які використовуються для апроксимації

імпедансів гнучких робочих органів. Завдяки близьким формам передачі та просторового розподілу енергії імпеданси загальних вібрацій стержнів та пластин виявляються подібними.

Вібруємі середовища у багатьох випадках займають трьохмірні масиви, а передача енергії здійснюється шляхом збудження хвиль різної форми.

Імпеданси збудження хвиль у масивах джерелами різної форми у вигляді сфер, циліндрів, дисків визначаються рішенням вільових рівнянь і характеризують активний та реактивний опір вібруємого середовища.

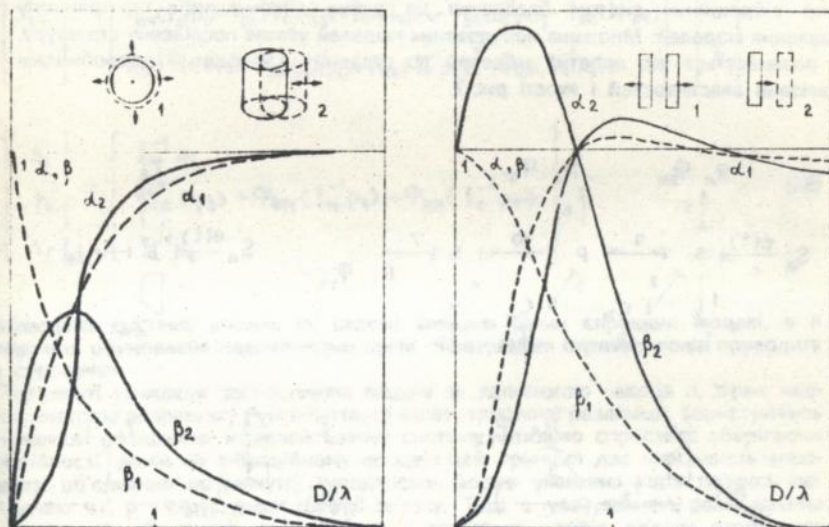


Рис.6.

Використання вхідних імпедансів дозволяє знайти швидкість середовища у області збудження вібрації, оцінити вплив середовища на динаміку робочого органу.

Імпеданс збудження хвиль сферою, та осцилюючим циліндром відповідно:

$$Z_c = \rho c S d_1 + i \omega \rho R S \beta_1 \quad ; \quad Z_4 = \frac{1}{2} \rho c S (\alpha_2 + i \beta_2) \quad (24)$$

де  $\rho$  - щільність середовища,  $c$  - швидкість хвиль,  $S$  - площа,  $\alpha, \beta$  - коефіцієнти залежні від спеціальних функцій.

Для осцилюючого циліндру нормальні швидкості вібрації середовища змінюються пропорційно квадрату відстані:

$$f_r = f_0 \frac{R^2}{r^2} \quad (25)$$

де  $f_0$  - швидкість на поверхні циліндру;  $r$  - радіальна координата,  $R$  - радіус циліндра.

Імпеданс збудження хвиль плоским пульсуючим диском має виразну особливість опору по реактивній компоненті у порівнянні з пульсуючим, вони визначаються

$$Z = \rho c S \alpha_1 + i \frac{8}{3} \rho R^3 \omega \rho_1 ; \quad Z = \rho c S \alpha_2 + i \frac{4}{3} \rho R^3 \omega \rho_2 ; \quad (26)$$

де  $\rho$  - щільність середовища,  $c$  - швидкість хвиль,  $S$ ,  $R$  відповідно площина і радіус диску, рис.6.

Розглянуті залежності та подібні їм, стосовно інших випадків збудження хвиль, використані у роботі при застосуванні імпедансного методу при визначенні взаємодії робочих органів різної форми з вібруємим середовищем у різних практично важливих умовах і випадках розрахунку динаміки вібраційних машин.

П'ята глава присвячена трансляції, верифікації і практичному застосуванню моделей вібраційних систем. Розглянуті приклади побудови розширюючихся моделей вібраційних систем базованих на даних декомпозиції та принципу розділення моделей. Множина побудованих моделей уявляє послідовну структуру, яка розвивається від простих моделей до складних з більшими подробицями деталізації властивостей і якості рис.7.

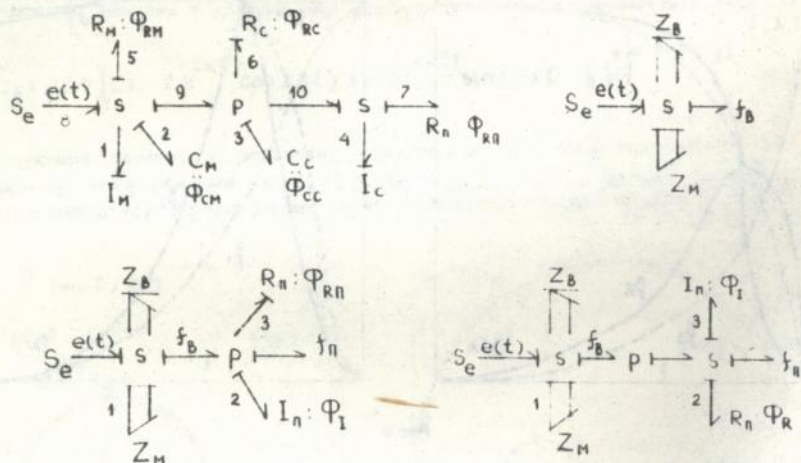


Рис 7.

Ядром структури постає дискретний варіант моделі динаміки вібраційної системи з урахуванням нелінійних властивостей полів концентрації та витрат енергії з графом зв'язку. Згадані поля визначаються системами нелінійних рівнянь (6). Вони вміщують нелінійні функції типу  $\Phi_C$ ,  $\Phi_R$ , що у матричній формі моделюють різноманітні види концентрації та розсіяння енергії і у загальному випадку мають вигляд:

$$Z = \Phi_F(X) : \begin{bmatrix} f_1 \\ e_2 \\ e_3 \\ e_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_M^{-1} P_1 \\ \Phi_{CM}^{-1}(q_2) \\ \Phi_{CC}^{-1}(q_3) \\ I_C^{-1} P_4 \end{bmatrix} \cdot D_{out} = \Phi_L(D_{in}) \begin{bmatrix} e_5 \\ e_6 \\ e_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{RM}(f_5) \\ \Phi_{RC}(f_6) \\ \Phi_{RN}(f_7) \end{bmatrix} \quad (27)$$

Користуючись конкретною структурою  $s, p, s$  зв'язку графу, та загальною методикою побудови рівнянь (7.8) отримуємо систему рівнянь стану та спостереження такої моделі:

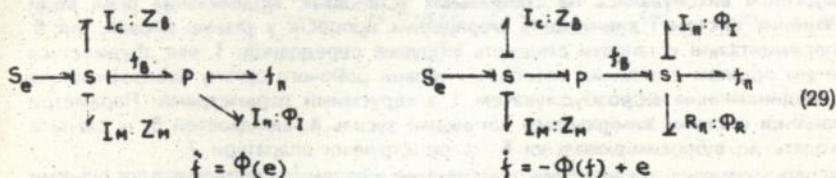
$$\begin{bmatrix} \dot{p}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \dot{p}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\Phi_{CM}^{-1}(q_2) - \Phi_{RM}(I_M^{-1} p_1) \\ I_M^{-1} p_1 \\ \Phi_{RM}(I_M^{-1} p_1) - \Phi_{RC}[\Phi_{CC}^{-1}(q_3) + \Phi_{RM}(I_M^{-1} p_1) - \Phi_{RN}(I_C^{-1} p_4)] - \Phi_{RN}(I_C^{-1} p_4) \\ \Phi_{RC}[\Phi_{CC}^{-1}(q_3) + \Phi_{RM}(I_M^{-1} p_1) - \Phi_{RN}(I_C^{-1} p_4)] - \Phi_{RN}(I_C^{-1} p_4) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} f_5 \\ f_6 \\ f_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_M^{-1} p_1 \\ \Phi_{CC}^{-1}(q_3) + \Phi_{RM}(I_M^{-1} p_1) - \Phi_{RN}(I_C^{-1} p_4) \\ I_C^{-1} p_4 \end{bmatrix} \quad (28)$$

Наведена система вміщує як окремі випадки більш спрощені моделі, а її складність обумовлена нелінійністю полів. Лінеаризація окремих полів приводить до спрощення.

Розглянуті приклади застосування моделі за допомогою пакетів  $p$ ,  $s$  зграм числових методів розрахунку Рунге-Кутта, та пакету графічної реалізації. Користуючись принципом розділення моделей базову систему можливо спростити зберігаючи нелінійності тільки на вібраційному процесі. Цей принцип дає можливість впровадити об'єднання розглянутої імпедансної форми уявлення користуючись перехідною  $s, p$  структурою графів зв'язку. Тоді з урахуванням розподільних властивостей вібуемого середовища, і векторних графів зв'язку отримаємо імпедансну форму моделей.

Така форма дозволяє концентрувати розрахунки виходячи з вимог практичних задач на окремих частинах вібраційної системи: вібраційній машині, вібуемому середовищу чи вібраційному процесі. Так швидкість у області збудження вібрації визначається  $f = e / (Z_M + Z_B)$ , а графи зв'язку і рівняння стану вібраційних процесів відповідно для віброзміщення та вібродеформації у нелінійній формі мають вигляд:



Важливою особливістю системного уявлення вібраційних процесів є можливість побудови лінеаризованого варіанту, який корисний при створенні методик експериментальних досліджень, та тестуванні розрахунків.

Користуючись моделями графів зв'язку у імпедансній інтерпретації виконані практичні дослідження динаміки різних вібраційних систем. Зокрема для глибоких вібраційних машин з циліндричним, та площинним робочим органом з'являється

можливість розрахувати активну і реактивну компоненту імпедансу середовища.  $b_{yd} = (40 \dots 60) \cdot 10^3$  Нс/м,  $m_{np} = (0,25 \dots 0,4)$  т. Порівняння з відповідними експериментальними даними  $b_{yd} = (35 \dots 70) \cdot 10^3$  Нс/м,  $m_{np} = (0,2 \dots 0,4)$  т вказує на достатній збіг, що дозволяє впевнитися у достовірності та практичному значенні пропонуваного методу моделювання.

Експериментальні дослідження множини серійних глибоких вібромашин дають емпіричну залежність для радіусу корисної дії  $R = (8 \dots 10) r$  від радіусу робочого органу. Наведені методи моделювання дозволяють розкрити властивості емпіричного коефіцієнта  $R/r = f_0 / f_{min}$  як відношення швидкості збудження вібрації, до мінімальної швидкості при якій починається ущільнення середовища.

Уявлення простору станів та застосування моделей на мові графів зв'язку дозволяє знайти прості, надійні і практично важливі залежності вібраційних процесів відповідно для віброзміщення і віброущільнення:

$$f_n = \frac{e_0}{I_n \omega} ; \quad f_n = \frac{e_0}{I_n \omega} e^{-\frac{R_n}{I_n} t} \quad (30)$$

де  $f_n$  швидкість вібраційного процесу,  $e_0$  - сила збудження,  $\omega$  - кутова частота,  $R_n, I_n$  - експериментальні коефіцієнти, залежні від властивостей вібромого середовища і частоти. Перетворення цих виразів з імпедансної форми до форми передаточних функцій швидкості дає залежності:  $f_n = (0,01 \dots 0,1) f_b$ ,  $f_n = (0,2 \dots 0,5) f_b$ , які задовільно співпадають з можливими даними експериментальних досліджень діючих вібраційних систем. Таким чином моделювання методами графів зв'язку у поєднанні з імпедансними уявленнями про динаміку вібраційних систем дозволяє будувати моделі, маючи передбачуючі властивості, одночасно значно спрощується порядок побудови методик експериментальних досліджень.

Як зазначено у визначальних рівняннях вібраційних процесів їх властивості повинні суттєво залежати від типу нелінійних функцій  $\Phi_T, \Phi_R$ . З ціллю перевірки цього твердження виконані числові експерименти для різних видів нелінійних функцій процесів - жорсткого типу і м'якого типу апроксимації. Нелінійність впливає на швидкість вібраційного процесу і темп її зменшення.

Ефективність практичного використання моделей залежить від точності визначення експериментальних параметрів вібраційного процесу. У свою чергу точність і надійність експериментальних вимірів значно підвищується у залежності від спрощення методик експериментальних досліджень. Моделі на мові графів зв'язку дуже вдало поєднують ці вимоги, дозволяють визначити параметри вібраційного процесу виходячи з зміни швидкості, як головної характеристики стану.

Для верифікації моделей використовуються експериментальні дослідження. Ці дослідження виконувались на спеціальних установках, моделюючих різні види вібраційних систем і виникнення вібраційних процесів у різних умовах, рис. 8. Експериментальні установки вміщують віброме середовище 1, яке збуджується робочим органом 2 різними засобами, вібрації робочого органу забезпечуються електродинамічним віброзбуджувачем 3, з керуємими параметрами. Параметри вібраційної системи вимірюються датчиками зусиль 4, швидкостей 5, їх сигнали надходять до вібровимірювальної 6, та реєструючої апаратури 7.

Експериментальні дослідження здійснені на віброємних середовищах з різними властивостями. Вивчені вібраційні процеси вібропереміщення та віброущільнення у різних умовах. Аналіз експериментальних даних дозволив отримати достатнє підтвердження моделей вібраційних процесів та властивостей взаємного впливу динаміки вібромашини і вібромого середовища

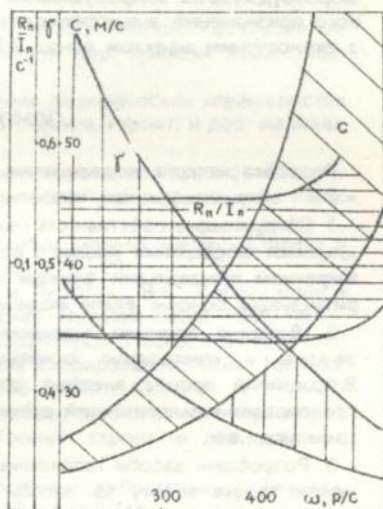
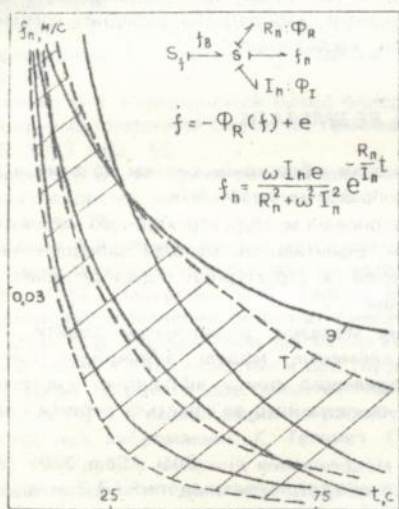
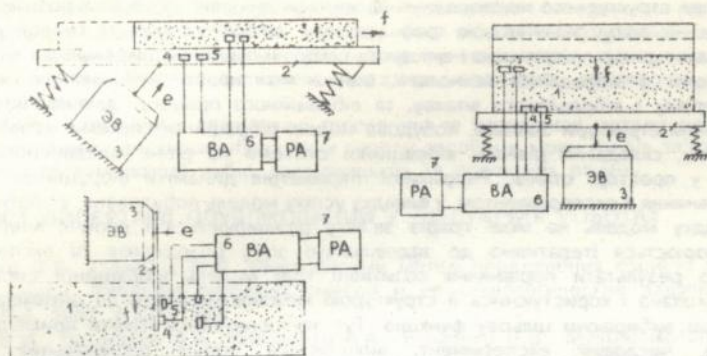


Рис. 8.

Із застосуванням імпедансного методу визначені властивості вібруємих середовищ швидкість хвиль, коефіцієнт втрат, засобом реєстрації стану вібрації середовища у координатах потенційної і потокової змінних.

Встановлені частотні характеристики вібраційних процесів свідчать про існування для різних середовищ таких діапазонів частот коли швидкість вібраційного процесу максимальна.

Об'єднання теоретичних і експериментальних даних дозволило запропонувати методи структурного моделювання. Ці методи ґрунтовані на системі розширюючихся моделей, побудовані мовою графів зв'язку, алгоритмізовані та супроводжуються комп'ютерною підтримкою і вміщують наступні пункти: відокремлення вібраційної системи з вібраційної технології, оцінка можливості вимірювання параметрів матеріалу і вібраційного впливу, та вібраційного процесу; декомпозиція і визначення структури зв'язків, побудова моделі вібраційної системи на мові графів зв'язку; складання рівнянь вібраційної системи на рівні імпедансного методу або у просторі станів. Розрахунок параметрів динаміки вібраційних машин і порівняння з експериментом, у випадку успіху модель побудована, у протилежному випадку модель на мові графів зв'язку розширюється і процес моделювання повторюється ітеративно до задовільного збігу розрахунків та експерименту. Якщо результати порівняння позитивні тоді модель вібраційної системи верифікована і користуючись її структурою можливо перейти до оптимізації параметрів, вибираючи цільову функцію. Тут застосовуються пакети прикладних програм, числовий експеримент, виконується оцінка раціональних режимів функціонування вібраційних систем.

Запропонований алгоритм практично впроваджено при моделюванні, проектуванні та створенні різноманітних об'єктів вібраційної техніки: глибоких вібраторів, віброзбуджувачів, випробувальних стендів, касетних установок, вібраторів загального призначення, вільноролікових центрифуг, лабораторно-дослідних комплексів, з економічним ефектом понад 1,2 млн. карбованців.

## ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ

Розробка методів моделювання динаміки вібраційних систем дозволила одержати і обґрунтувати такі теоретичні і практичні результати.

1. Обґрунтована ефективність і запропоновані методи структурного моделювання динаміки вібраційних машин і систем, Ефективність методів забезпечена розширенням пізнавальних функцій моделей, а структурний підхід дозволяє алгоритмізувати основні етапи моделювання.

2. Введено принцип відокремлення моделей, дозволяючий знайти внесок зв'язків у композицію основних елементів моделі вібраційної системи. Вібраційний процес внесено до модельного опису вібраційної системи, як повноправний енергетичний елемент, оцінена його зв'язність з іншими елементами моделей.

3. Розроблені засоби топологічного моделювання динаміки вібраційних систем мовою графів зв'язку. Ці засоби забезпечують можливості побудови відкритої множини моделей, поступово розширяючихся при формулюванні цільових функцій дослідження та проектування вібраційних систем.

4. Створені імпедансні методи розрахунку параметрів вібраційних систем дозволяючі описати вплив та взаємодію між джерелом вібрації і вібрисим середовищем, оцінити технологічні якості вібраційних процесів. Імпедансні методи реалізовані в одно-, дво- та трьох вимірному варіантах взаємодії джерела вібраційного збудження та вібрисого середовища.

5. Розроблені процедури побудови моделей різних вібраційних систем на основі концепції перехідних структур  $S$  -  $r$  зв'язків, об'єднуючих поля джерел, концентрації та розсіяння енергії. Побудовані моделі динаміки вібраційних систем із розвиваючоюся конфігурацією.

6. Запропоновані методи експериментальних досліджень імпедансних параметрів вібраційних систем і головних характеристик вібраційного процесу.

7. Досліджено внесок вібраційних процесів у функціонування різноманітних вібраційних систем. Встановлені зміни множини параметрів впливаючих на вібраційні процеси.

8. Розроблені і практично реалізовані топологічні та імпедансні методи моделювання і розрахунку динаміки вібраційних систем засобами мови графів зв'язку, забезпечуючі обґрунтований вибір дослідницьких та проектних рішень.

#### ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЇ ОПУБЛІКОВАНИЙ У СЛІДУЮЧИХ РОБОТАХ.

1. Яковенко В.Б., Одайник Н.Н. Импедансный метод определения свойств бетонной смеси. Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. - Рига. РПИ. 1982. с.332..333.
2. Сивко В.И., Легостаев А.А., Коваленко А.А., Яковенко В.Б., Музыченко И.П.. Совершенствование режимов виброуплотнения бетона в кассетах. Бетон и железобетон №4, 1982г. с.17...18.
3. Яковенко В.Б. Теоретические и экспериментальные исследования динамики плоскостных глубинных вибромашин. К.: Техника. Сб. Горные, строит. и дор. машины. №34. 1983 с.93..98.
4. Яковенко В.Б. Метод расчета перепада амплитуд в пограничном слое глубинной вибромашин. К.: Техника. Сб. Горные, строит. и дор. машины. №35. 1983. с.46..49.
5. Яковенко В.Б. Импедансный метод определения динамических характеристик вибрируемой бетонной смеси. К.: Техника. Сб. Горные, строит. и дор. машины. №36. 1983 с.63..65
6. Яковенко В.Б. Методика расчета динамических параметров плоскостных глубинных вибромашин. К. Техника. Сб. Горные, строит. и дор. машины. №36, 1983 с.74...78.
7. Яковенко В.Б. Импедансный метод расчета вибрационных машин. Статика и динамика пространственных конструкций 1985. с.78...79.
8. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. и Яковенко В.Б. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. Киев, Высшая школа 1985. 167с.
9. Яковенко В.Б. Определение динамических параметров плоскостных вибромашин и свойств бетонной смеси при глубинном вибрировании. Киев. Техника. Сб. Горные строит и дор. машины №37. 1985 с.108...113.
10. Яковенко В.Б. Рекомендации по расчету и выбору рациональных параметров плоскостных вибромашин. К. Техника. Сб Горные, строит. и дор. машины. №38. 1985 с.101...106
11. Яковенко В.Б. Импедансный метод расчета глубинных вибромашин. К. Техника. Сб. Горные, строит. и дор. машины №39.1986 с.111...114.
12. Яковенко В.Б. Расчет параметров и оценка технологической эффективности цилиндрических глубинных вибромашин импедансным методом. Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. - Рига РПИ 1986.
13. Яковенко В.Б. Методические указания по применению программируемых микрокалькуляторов в расчетах вибрационных машин. Киев. КИСИ. МПП 1986. 42с.
14. Сивко В.И., Кравчук В.Т., Яковенко В.Б. Неупругое сопротивление бетонной смеси при резонансном формовании изделий. Сб. Технологическая механика бетона. Рига, РПИ. 1986 с.104...108.
15. Яковенко В.Б. Методические указания по применению программируемых микрокалькуляторов в расчетах строительных машин и механического оборудования. Киев. КИСИ. МПП. 1987. 56с.

16. Яковенко В.Б. Определение динамических параметров вибромашин при взаимодействии с границей слоя среды. К. Техника. Сб. Горные, строит. и дор. маш. №40. 1987, с.112...114.
17. Яковенко В.Б. Динамика глубинных вибромашин. Тезисы докладов на Всесоюзной конференции по вибрационной технике. Институт механики машин Телави., 1987.
18. Яковенко В.Б. Расчет динамических параметров вибромашин в условиях взаимодействия с границей слоя среды. К. Техника. Сб. Горн., строит. и дор. маш. №40, 1987. с.91.. 94.
19. Яковенко В.Б. Операторный метод расчета вибрационных машин. Киев. Техника. Сб. Горные, строит. и дор. машины №41. 1988 с.87.. 91.
20. Яковенко В.Б. Расчет динамических параметров вибромашин при взаимодействии с границей слоя среды. Киев. Техника. Сб. Горн., строит. и дор. машины. №43. 1989. с.104...109.
21. Яковенко В.Б. Топологическое моделирование и расчет вибрационных систем. Труды 6 Международного конгресса по теоретической механике. Болгария. Варна. 1989.
22. Яковенко В.Б. Моделирование и расчет вибрационных машин топологическими методами. Тезисы доклада на Национальном конгрессе по теоретической и прикладной механике. Болгария. Варна 1989
23. Яковенко В.Б. Стандартизация расчетов электромеханических вибраторов. Тезисы доклада на Всесоюзном научно-техн. совещании по механизированному инструменту. Даугавпилс. Москва. 1988.
24. Яковенко В.Б. Топологическое моделирование реологических свойств среды. Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. Рига. 1989 с.78
25. Яковенко В.Б. Динамика плоскостных глубинных вибромашин. Сб. Горн., строит. и дор. маш. Киев. Техника. 1990. N43 с.58.. 63.
26. Яковенко В.Б., Одайник Н.Н., Писаренко А.П. Методы идентификации параметров структурных элементов вибрационных систем. Сб. науч. труд. / Повышение эффективности рабочих процессов строительных машин. Киев. 1991. с.104..107.
27. Яковенко В.Б. Моделирование и расчет вибрационных систем. Киев. УМК ВО, 1988, 231с.
28. Яковенко В.Б. Элементы прикладной теории вибрационных систем. Киев. Наукова думка. 1992, 212с.

*В. Яковенко*

Тел. "Наура" 301 4-100 93т.

105582

AB 27.765

**AB 27.765**