

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
"КІЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

На правах рукопису

ЄРЕМЕНКО Олександр Іванович

УДК 621.01:534.1

РОЗРОБКА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ МАШИН
З КОНТИНУАЛЬНО-ДИСКРЕТНИМИ СТЕРЖНЕВИМИ
І ЗАМКНУТИМИ СИСТЕМАМИ

Спеціальність: 05.02.09 - динаміка, міцність машин,
приладів та апаратури

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ - 1997



Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі технічної механіки
Національного технічного університету України
"Київського політехнічного інституту"

Науковий керівник: член-кореспондент Національної АН України,
академік АН, заслужений діяч науки України,
лауреат державної премії України,
доктор технічних наук,
професор Іванченко Ф.К.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук,
професор Василенко М. В.

кандидат фізико-математичних наук,
доцент Мукоєд А. П.

Провідна організація: Науково-дослідний і проектно-
конструкторський інститут будівельних
матеріалів і вироб., "НДІЕМВ" м. Київ

Захист дисертації відбудеться "9" червня 1997 р.
о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради
Д01.02.18 у Національному технічному університеті
України "КПІ" за адресою 252056, м. Київ-56, пр-т Перемоги, 37,
корпус 1, аудиторія 166.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотекі
Національного технічного університету України "КПІ".

Автореферат розісланий "7" травня 1997 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради

О.О.Боронко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Для сучасного машинобудування характерні тенденції до підвищення продуктивності машин, росту їх навантажень, точності виготовлення і виконання технологічних операцій, економічності і надійності.

Задовольнити цим вимогам можна тільки при ретельному визначенні діючих і, в першу чергу, динамічних навантажень і покращенні техніко-економічних показників машин.

Складність визначення кінематичних і силових параметрів вимагає розробки нових ефективних методів розрахунку машин з континуально-дискретними стержневими і замкнутими системами, що є актуальною задачею.

Мета роботи. Підвищення якості машин шляхом створення більш досконалих методів розрахунку. У відповідності з вказаною метою в роботі поставлені і розв'язані наступні задачі:

- знаходження нових аналітичних розв'язків, описуючих вимушені коливання елементів машин і металоконструкцій;
- розробка і вдосконалення математичних моделей машин з континуально-дискретними параметрами;
- побудова нових базисних функцій для аналізу кінематичних ланцюгів;
- розробка алгоритмів аналітичного і чисельного розв'язку для машин і металоконструкцій з неперервно-зосередженими параметрами.

Наукова новизна. Як елементи наукової новизни на захист вносяться:

- 1) побудова більш досконалих математичних моделей машин і металоконструкцій;
- 2) нові розв'язки рівнянь вимушених коливань з частинними похідними;
- 3) нові базисні функції;
- 4) методика визначення кінематичних і силових параметрів машин і металоконструкцій.

Практична цінність і реалізація результатів роботи. У дисертації розроблені методи розрахунку і алгоритми для їх практичної реалізації, спрямовані на покращення техніко-економічних показників машин.

Захищені авторськими свідоцтвами нові конструкції автоматичних натяжних пристроїв конвеєрів, які дозволяють зменшити зусилля в тяговому органі.

Результати досліджень використані для розрахунку стрічкових конвеєрів корпорації Укрбудматеріали і Михайлівського ГЗКу Курської обл. Зроблені рекомендації підвищують довговічність стрічок, зменшують простой конвеєрів.

Запропоновані методи розрахунку можуть бути використані при проектуванні підйомно-транспортних машин, фрезерних верстатів, багатоковшових екскаваторів, вугледобувних комбайнів, підтримуючих балочних металоконструкцій циклових механізмів, маніпуляторів, порталів і платформ верстатів, стрілових кранів.

Апробація роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідені, обговорені і схвалені на науково-технічних семінарах кафедри технічної механіки (1996 р.); спільному засіданні кафедр технічної механіки і деталей машин (1996 р.) Національного технічного університету України, кафедри деталей машин Українського транспортного університету (1996 р.), кафедри деталей машин Українського державного університету харчових технологій (1996 р.), кафедри деталей машин Київського міжнародного університету цивільної авіації (1996 р.), кафедри деталей машин Національного аграрного університету (1996 р.), Наукового семінару НАН України (1991р.), розширеного засідання кафедри динаміки і міцності машин і опору матеріалів (1997р.).

Публікації. По темі дисертації опубліковані 17 наукових праць, з яких 2 монографії, 10 статей, 1 тези доповіді і 4 авторських свідоцтва на винаходи.

Об'єм роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, шести розділів, висновків, списку літератури з 71 найменування. Містить 150 стор. машинописного тексту, 55 рисунків, 5 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі стисло обгрунтована актуальність досліджень для систем з неперервно-зосередженими параметрами. Визначена мета роботи і конкретні задачі, забезпечуючі досягнення мети. Наведений перелік одержаних у роботі нових наукових і технічних результатів, які складають предмет захисту.

У першому розділі проведений аналіз літературних джерел, що обгрунтовує необхідність створення нових методів розрахунку машин і металоконструкцій, поставлені задачі дослідження і виконаний огляд машин, для яких одержані нові аналітичні і чисельні розв'язки.

У роботах українських і зарубіжних учених О.М. Голубенцева, В.Л. Давидова, С.М. Кожевнікова, М.С. Комарова, В.А. Лазаряна, В.Л. Вейца, Д.П. Волкова, І.І. Вульфсона, Ф.К. Іванченка, В.А. Красношапки, А.Г. Червоненка, М.Я. Біліченка, І.М. Бабакова, В.А. Зінов'єва, С.О. Панкратова, Я.К. Пановка та ін. для розрахунку машин широко застосовуються досить прості наближення зовнішніх сил, заданих в функції часу, алгебраїчними многочленами невеликої степені.

Це приводить до необхідності одержання нових аналітичних розв'язків рівнянь вимушених коливань з частинними похідними такого ж простого виду.

В дослідженнях, проведених М.С. Бахваловим, І.С. Березінін, О.Ф. Борискінім, П.М. Варваком, Є.О. Волковим, О.Зенкевичем, Г.І. Марчуком, К.Морганом, В.А. Постновим, Л.Сегерліндом, Г.Стренгом, Дж.Фиксом, К.Флетчером та ін., описані базисні функції, застосовувані в проєкційно-сіткових чи варіаційно-різницевих методах і інтерполюючі функції, які підвищують точність розв'язку.

Однак, ці функції не можуть задовольнити опису умов спряження в точках розриву коефіцієнтів, які не збігаються з вузлами сітки. У зв'язку з цим, доцільно розробити нові базисні функції на основі запропонованих аналітичних розв'язків і використати їх для чисельного розрахунку машин.

Аналітичні й чисельні розв'язки одержані для ряду технологічних, вантажопідйомних машин і конвеєрів з гнучким тяговим органом. Аналітичні - для підтримуючих балочних металоконструкцій і деталей у вигляді вісесиметричних пластинок.

У *другому розділі* вказані види машин, для яких одержані нові аналітичні розв'язки, обґрунтовані методи розрахунку машин з континуально-дискретними параметрами, складене хвильове рівняння з урахуванням динамічної характеристики двигунів і внутрішнього тертя, заданий закон зміни зовнішніх сил, описані граничні умови, наведені нові конструкції автоматичних натяжних пристроїв конвеєрів і виведені основні розрахункові формули коливальних процесів.

Розглядаються машинні агрегати, які мають електро- чи гідропривід і нерозгалужений кінематичний ланцюг з сталими передаточними відношеннями між ланками. Одержані аналітичні розв'язки для фрезерних верстатів, багатокочшових екскаваторів, вугледобувних комбайнів, у яких зовнішні сили наближають алгебраїчними многочленами, для механізмів підйому кранів, конвеєрів і елеваторів при гальмуванні і пуску з урахуванням динамічної чи статичної характеристики двигунів.

Для спрощення запису розв'язку і виключення багатоваріантності, обумовленої різною кількістю і розташуванням зосереджених параметрів і стрибків інтенсивності розподілених параметрів, розглядаються моделі з неперервно-неоднорідно-розподіленими параметрами.

Знаходимо розподілену динамічну характеристику електро- і гідродвигунів

$$(1 + \gamma \partial/\partial t) \tau + \theta u_x + p_0 u_x = \zeta,$$

де $u = u(x, t)$ - зведене переміщення ротора двигуна; $\theta = \theta(x)$, $p_0 = p_0(x)$, $\zeta = \zeta(x)$, $\gamma = \gamma(x)$ - розподілені функції від координати x ; $\tau = \tau(x, t)$ - розподілене (погонне) навантаження двигуна; t - час.

Хвильове рівняння для неоднорідного стержня з урахуванням розподіленого навантаження двигуна

$$S_x + \tau + \Psi - hu_x = mu_x,$$

де $\Psi = \Psi(x, t)$ - розподілена по координаті (погонна) зовнішня сила; $S = S(x, t)$ - внутрішня поздовжня сила в перерізах стержня; hu_x пропорційна швидкості сила опору, не зв'язана зі статичною чи динамічною характеристикою двигуна; $h = h(x)$ - розподілений коефіцієнт пропорційності; $m = m(x)$ - погонна маса стержня.

Для спрощення опису і розв'язання задач замість системи двох останніх рівнянь використаємо рівняння, яке назвемо хвильовим рівнянням з урахуванням динамічної характеристики двигунів

$$(1 + \gamma \partial/\partial t) S_x + f = \nu u_{xx} + \rho u_x + \alpha u, \quad (1)$$

де $f = f(x) = \Psi + \gamma \Psi_t + \zeta$, $\nu = \nu(x) = \gamma m$, $\rho = \rho(x) = m + p_0 + \gamma h$, $\alpha = \alpha(x) = h + \theta$.

Тут внутрішні сили в неоднорідному стержні визначаються у відповідності з законом Фохта

$$S = C (1 + \eta \partial/\partial t) u_x, \quad (2)$$

де $C = C(x)$ - жорсткість перерізу стержня; $C\eta$ - коефіцієнт в'язкості; $\eta = \eta(x)$.

Якщо в рівнянні (1) прийняти $\gamma = 0$, $p_0 = 0$, $\theta = 0$, $\zeta = 0$, то одержимо звичайне хвильове рівняння.

З розв'язків рівняння (1) можна одержати окремі випадки при тій чи іншій кількості і розташуванні зосереджених мас, важких неоднорідних чи безмасових стержнів, двигунів, пропорційальних швидкості сил опору і зовнішніх сил при допомозі узагальнених функцій.

Коефіцієнт f у рівнянні (1) (в окремому випадку зовнішня сила) подамо у вигляді

$$f = \sum_{i=0}^n f_i t^i, \quad n=0, 1, 2, \dots, \quad (3)$$

де t - степенева функція; $f_i = f_i(x)$.

Граничні умови, враховуючі динамічну характеристику електро- і гідродвигунів, розбиті на наступні чотири групи так, щоб розв'язання для кожної з них було досить простим, але, разом з тим, з рідким повторенням однотипних викладок.

1. Узагальнені граничні умови першого-третього роду виду

$$\begin{aligned} \sigma_{0j} S(0,t) + \gamma_{0j} S_t(0,t) + \sigma_{1j} S(1,t) + \gamma_{1j} S_t(1,t) + \Phi_j = \\ = \beta_{0j} u(0,t) + \beta_{1j} u(1,t) + \alpha_{0j} u_t(0,t) + \alpha_{1j} u_t(1,t) + \\ + m_{0j} u_{tt}(0,t) + m_{1j} u_{tt}(1,t) + \nu_{0j} u_{ttt}(0,t) + \nu_{1j} u_{ttt}(1,t), \quad j=1,2, \quad (4) \end{aligned}$$

де $\Phi_j = \sum_{i=0}^n F_{ji} t^i$, $n=0,1,2,\dots$;

σ_{0j} , γ_{0j} , σ_{1j} , γ_{1j} , F_{ji} , β_{0j} , β_{1j} , α_{0j} , α_{1j} , m_{0j} , m_{1j} , ν_{0j} , ν_{1j} - сталі коефіцієнти.

Покладемо, що хоча б $\beta_{01} + \beta_{11} \neq 0$ чи хоча б $\beta_{02} + \beta_{12} \neq 0$.

В окремих випадках можемо одержати граничні умови для розрахункових схем на рис. 1, а-е та ін., які мають хоча б одну нерухоому, чи закріплену пружно, чи рухоому точку на межі, яка переміщується вздовж осі Ox за заданим законом у вигляді алгебраїчного многочлена від часу. Ці схеми характерні для машин в режимах стопоріння механізмів і у випадку, коли маса приводу набагато більше всіх інших зведених рухомих мас.

2. Граничні умови

$$S(0,t)=0, \quad S(1,t)=0 \quad (5)$$

для машин з незамкнутим кінематичним ланцюгом (рис.1,г), характерним для вказаних машин.

3. Граничні умови

$$S(0,t)=S(1,t), \quad u(0,t)=u(1,t) \quad (6)$$

для конвеєрів (стрічкових, пластинчастих, скребкових, ковшових, візкових) і елеваторів з жорстким натяжним пристроєм (рис. 1, е).

4. Граничні умови для різних типів конвеєрів з нежорстким натяжним пристроєм

$$\begin{aligned} (1 + \gamma_{1j} \partial / \partial t) (S(0,t) - S(1,t)) + \Phi_j = \\ = (\alpha_{1j} \partial / \partial t + m_{1j} \partial^2 / \partial t^2 + \nu_{1j} \partial^3 / \partial t^3) (u(0,t) + u(1,t)) / 2; \quad (7) \end{aligned}$$

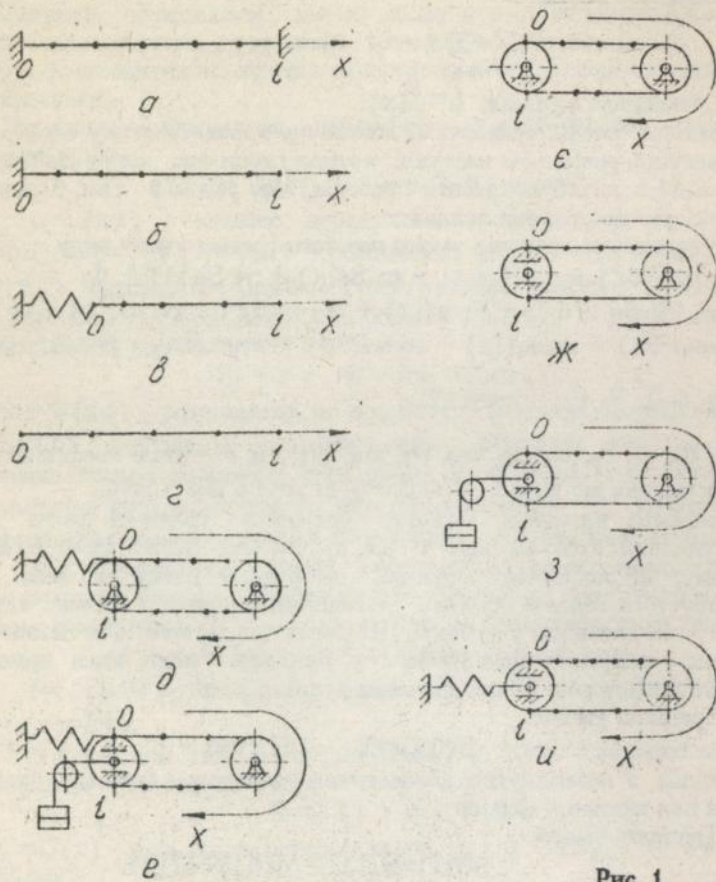


Рис. 1

$$(1 + \gamma_2 \partial / \partial t) (S(0, t) + S(l, t)) + \Phi_2 = \\ = (\kappa_2 + \alpha_2 \partial / \partial t + m_2 \partial^2 / \partial t^2 + \nu_2 \partial^3 / \partial t^3) (u(0, t) - u(l, t)) / 2,$$

де $\Phi_j = \sum_{i=0}^n F_{ji} t^i$, $j=1,2$; $\gamma_1, \alpha_1, m_1, \nu_1, \gamma_2, \kappa_2, \alpha_2, m_2, \nu_2$ сталі коефіцієнти.

В окремих випадках одержуються граничні умови для конвеєра з натяжним пристроєм, що рухається за заданим законом (рис.1, ж), з

вантажним (рис.1,з), з пружинним (рис.1,и), чи з новими конструкціями автоматичних натяжних пристроїв.

Шукаємо частинний розв'язок, який задовольняє рівнянню (1) і яким-небудь з вказаних граничних умов, у вигляді

$$u = \sum_{i=0}^{n+3} U_i t^i \quad (8)$$

Тут 3 - порядок найвищої похідної по часу в рівнянні (1) і граничних умовах; $U_i = U_i(x)$, $i=0,1,\dots,n+3$; $U_{n+3} = U_{n+3}(0)$, $U_{n+2} = U_{n+2}(0)$, $U_{n+1} = U_{n+1}(0)$, тобто U_{n+3} , U_{n+2} , U_{n+1} - сталі.

Підставляючи u з формули (8) у рівняння (1), після перетворень, зрівнюючи коефіцієнти при однакових степенях t , одержимо систему двох алгебраїчних і $2n+2$ звичайних диференціальних рівнянь, інтегруючи які, знаходимо ряд залежностей для коефіцієнтів U_i .

Третій розділ містить розв'язки для кожної з груп граничних умов, рекурентні формули для визначення невідомих коефіцієнтів і найбільш поширені окремі випадки для різних типів машин і режимів роботи (рис.1,а,б,г,е,з). З'ясована суть розв'язків і показана їх висока ефективність для ряду задач.

Алгоритми розв'язку для вказаних окремих випадків одержуються нескладними. Покажемо це на прикладі хвильового рівняння

$$S_x + f = \rho u_{xx}$$

і граничних умов $u(0,t)=0$, $u(1,t)=0$, $0 < t < \infty$, які описують коливання в режимах стопоріння механізмів.

Тут

$f = \sum_{i=0}^n f_i t^i$ - розподілена по координаті x зовнішня сила, $f_i = f_i(x)$;

$\rho = \rho(x)$ - погонна маса; $u = u(x,t)$ - переміщення точок неоднорідного стержня; $S = S(x,t) = C u_x$, $C = C(x)$, $0 < x < 1$.

Частинний розв'язок, задовольняючий їм, має вигляд:

$$u = \sum_{i=0}^n U_i t^i, \quad S = \sum_{i=0}^n S_i t^i,$$

де коефіцієнти U_i , S_i визначаються, як і для всіх інших моделей, у порядку спадання номерів i . Для кожного з номерів i вони знаходяться в наступній послідовності:

$$S_{11} = - \int_0^x f_1 dx + (i+2)(i+1) \int_0^x \rho U_{i+2} dx,$$

$$S_i = - (1/e) \int_0^1 (S_{11}/C) dx + S_{11}, \quad U_i = \int_0^x (S_i/C) dx.$$

Тут $e = \int_0^1 (1/C) dx$ - загальна податливість стержня; $U_{n+2} = U_{n+1} = 0$.

Запропоновані аналітичні розв'язки описують чисто вимушені коливання (без вільної складової) під дією сил чи кінематичних збурень граничних перерізів у вигляді алгебраїчних многочленів від часу. Після одержання цих частинних розв'язків, задача знаходження розв'язків, задовольняючих крім рівняння і граничних умов ще заданим початковим, зводиться до задачі на вільні коливання.

Запропоновані розв'язки мають відомі переваги аналітичних методів і максимально прості для такого виду зовнішніх сил. На відміну від форми коливань вони одержуються в квадратурах для будь-яких розподілів мас і жорсткостей одномірних задач і дозволяють у ряді випадків істотно скоротити число членів розвинення в ряд за власними функціями, потрібних для досягнення заданої точності.

В четвертому розділі описані металокопструкції і деталі, для яких одержані нові аналітичні розв'язки, складена система рівнянь поперечних коливань неоднорідного стержня під дією сил, описаних у часі алгебраїчними многочленами, узагальнені граничні умови, з розв'язку для яких одержані окремі випадки для найбільш часто застосовуваних способів закріплення кінців, і одержані аналогічні розв'язки для вісесиметричних коливань кільцевих пластинок.

Розглядаються підтримуючі балочні металокопструкції циклових механізмів, маніпуляторів, порталів і платформ верстатів, с.рілових кранів і т.п., деталі у вигляді вісесиметричних пластинок штовхачів, вакуумних захватів, насосів.

Для балок аналогічні аналітичні розв'язки одержані для узагальнених граничних умов і для найбільш поширених у техніці окремих випадків.

Розв'язки для окремих випадків отримуються нескладними.

П'ятий розділ включає огляд машин, для яких одержані нові чисельні розв'язки, визначення розподілів кінематичних і силових параметрів, способи спрощення їх обчислення і апроксимоване рівняння руху ділянки кінематичного ланцюга.

Одержані чисельні розв'язки застосовувані для машинних агрегатів з нерозгалуженим кінематичним ланцюгом і сталими передаточними відношеннями між ланками.

Кінематичну схему машини на рис. 2 поділимо вузлами сітки, точками $k=0,1,\dots,K+1$ на ділянки неоднорідного стержня, пронумеровані $0,1,\dots,K$. Введемо для кожної ділянки локальну координату x_k . Для k -тої ділянки ($k=0,1,\dots,K$) вона змінюється від 0 у точці k до l_k у точці $k+1$.

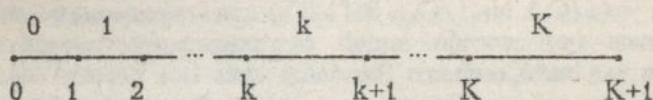


Рис. 2.

Якщо у вузлах сітки знаходяться зосереджені маси чи зовнішні сили, то для спрощення розв'язку віднесемо їх на нескінченно малу відстань від вузлів усередину ділянок.

На основі розглянутих раніше аналітичних розв'язків задамо переміщення $u_k = u_k(x_k)$ точок k -тої ділянки в будь-який момент часу:

$$u_k = U_k + S_k J_{k3} + (S_{k+1} - S_k + \varphi_k) J_{k5} / M_k - J_{k4}, \quad (9)$$

$$\text{де } J_{k1} = J_{k1}(x_k) = \int_0^{x_k} f dx_k; \quad \varphi_k = J_{k1}(l_k) = \int_0^{l_k} f dx_k; \quad J_{k2} = J_{k2}(x_k) = \int_0^{x_k} \rho_k dx_k;$$

$$M_k = J_{k2}(l_k) = \int_0^{l_k} \rho_k dx_k; \quad J_{k3} = J_{k3}(x_k) = \int_0^{x_k} (1/C_k) dx_k;$$

$$J_{k4} = J_{k4}(x_k) = \int_0^{x_k} (J_{k1}/C_k) dx_k; \quad J_{k5} = J_{k5}(x_k) = \int_0^{x_k} (J_{k2}/C_k) dx_k;$$

Тут $f_k = f_k(x_k)$ і $\rho_k = \rho_k(x_k)$ - інтенсивності розподілених по координаті x_k відповідно зовнішньої сили і маси; $C_k = C_k(x_k)$ - жорсткість перерізу; $U_k = u_k(0)$ - переміщення точки k ; $S_k = C_k(0)u_k(0)$; $S_{k+1} = C_k(l_k)u_k(l_k)$.

Зосереджені параметри і стрибки інтенсивності описуються узагальненими функціями.

З формули (9) і закону Фохта знаходимо внутрішні зусилля на k -тій ділянці:

$$\sigma_k = S_k + J_{k2}(S_{k+1} - S_k + \varphi_k) / M_k - J_{k1} + \eta_k(\dot{S}_k + J_{k2}(\dot{S}_{k+1} - \dot{S}_k) / M_k), \quad (10)$$

де $C_k \eta_k$ - коефіцієнт в'язкості; $\eta_k = \eta_k(x_k)$.

Застосовуючи до виділеної ділянки принцип Даламбера, маємо апроксимоване рівняння руху ділянки кінематичного ланцюга

$$\ddot{U}_k + \ddot{S}_k(N_k - R_k / M_k) / M_k + \ddot{S}_{k+1}R_k / M_k^2 = (\sigma_{k+1}(0) - \sigma_k(0) + \varphi_k) / M_k, \quad (11)$$

$$\text{де } N_k = \int_0^{l_k} \rho_k J_{k3} dx_k; \quad R_k = \int_0^{l_k} \rho_k J_{k5} dx_k.$$

На основі лінійності функціоналів $J_{k1}(f_k)$, $J_{k5}(\rho_k)$, $N_k(\rho_k)$, $J_{k4}(1/C_k)$, $J_{k5}(1/C_k)$, $N_k(1/C_k)$, $R_k(1/C_k)$ для спрощення обчислень пропонуються три способи заміни складних розрахункових схем ділянок на ряд найпростіших. Зовнішня сила f_k і погонна маса ρ_k розбиваються на найпростіші складові, навантажуючі пружний кістяк, а складна розрахункова схема на ряд більш простих, сума податливостей $1/C_k$ яких в кожній точці дорівнює податливості вихідної схеми. Визначаються для окремих випадків ці функціонали і результати складаються. Розроблені алгоритми для ділянки кінематичної схеми у вигляді ступінчастого важкого стержня з дискретними включеннями.

У шостому розділі виконаний порівняльний аналіз запропонованих і існуючих методів чисельного розв'язку задач динаміки машин, виведене апроксимоване рівняння коливань. Складені алгоритми для розрахунку ряду технологічних і вантажопідйомних машин з незамкнутим кінематичним ланцюгом, конвеєрів з жорстким і вантажним натяжними пристроями. Описані експериментальні дослідження конвеєра з вантажним натяжним пристроєм.

З рівняння (11) одержане апроксимоване рівняння коливань для спряжених (сусідніх) ділянок:

$$a_k \ddot{S}_{k-1} + \sigma_k \ddot{S}_k + \tau_k \ddot{S}_{k+1} = d_k, \quad (12)$$

$$\text{де } a_k = c_{0,k-1} - (P_{k-1} + N_{k-1}) / M_{k-1} + R_{k-1} / M_{k-1}^2,$$

$$c_{0k} = J_{k3}(l_k) = \int_0^{l_k} (1/C_k) dx_k, \quad P_k = J_{k5}(l_k) = \int_0^{l_k} (J_{k2}/C_k) dx_k;$$

$$\sigma_k = (P_{k-1} - R_{k-1} / M_{k-1}) / M_{k-1} + (N_k - R_k / M_k) / M_k; \quad \tau_k = R_k / M_k^2;$$

$$d_k = (\sigma_{k+1}(0) - \sigma_k(0) + \varphi_k) / M_k - (\sigma_k(0) - \sigma_{k-1}(0) + \varphi_{k-1}) / M_{k-1}.$$

На основі рівняння (12) з урахуванням граничних умов одержані системи рівнянь коливань для ряду технологічних і вантажопідйомних машин з незамкнутим кінематичним ланцюгом, конвеєрів

з жорстким і вантажним натяжними пристроями. Складені алгоритми їх розв'язку відносно \dot{S}_i за методом прогонки.

Базисні функції дозволяють описати умови спряження в точках розриву коефіцієнтів, які не збігаються з вузлами сітки, що підвищує точність визначення зусиль.

Рівняння складені для зусиль у вузлах сітки, а не для переміщень. Це зручніше, коли основною метою дослідження машини є визначення зусиль в ланках, оскільки не вимагає наступної інтерполяції при їх визначенні у вузлах.

Помилки при розрахунках по запропонованій методиці менше, в особливості для вищих частот, ніж при використанні метода сіток при апроксимації частинних похідних по координаті центральними різницьовими співвідношеннями.

Проведені експериментальні дослідження конвеєра К-2 з вантажним натяжним пристроєм дробильної фабрики Михайлівського гірничо-збагачувального комбінату підтверджують характер існуючих процесів.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

1. Розроблені нові методи розрахунку машин і металокопструкцій, як систем з неперервно-зосередженими параметрами. Ці методи, побудовані на нових розв'язках рівнянь вимушених коливань з частинними похідними, відрізняються простотою і підвищеною точністю.

2. Одержані нові розв'язки рівнянь коливань з частинними похідними у вигляді алгебраїчних многочленів від часу. Враховані пропорційні швидкості сили і внутрішнє тертя. Ці розв'язки дозволяють прискорити знаходження області раціональних параметрів машин.

3. Розглянуті машинні агрегати з сталими передаточними відношеннями між ланками з узагальненими граничними умовами першого-третього роду та інші, з аналітичних розв'язків для яких одержані окремі випадки з урахуванням динамічних чи статичних характеристик електро- чи гідродвигунів. Аналогічні залежності наведені для поперечних коливань балок з узагальненими граничними умовами і для деталей у вигляді вісесиметричних пластинок. Це дозволяє спростити отримання аналітичних розв'язків практичних задач.

4. Показана висока ефективність розв'язків. Зокрема, вони, на відміну від форм колпвань, одержані в квадратурах для будь-яких розподілів мас і жорсткостей розрахункових схем одимірних задач і дозволяють підвищити точність визначення внутрішніх силових факторів.

5. Для чисельних розв'язків побудовані нові базисні функції на основі запропонованих аналітичних залежностей, здатних, на відміну від вживаних, описати умови спраження в точках розриву коефіцієнтів, не співпадаючих з вузлами сітки. Складені і розв'язані відносно других похідних системи рівнянь з базисними функціями для ряду транспортуючих, вантажопідійомних і технологічних машин. Це підвищує точність визначення внутрішніх зусиль і моментів і спрощує складання алгоритмів розрахунку машин.

6. Запропоновані три способи спрощення обчислення функціоналів і розроблені алгоритми для ділянки у вигляді ступінчастого важкого стержня з зосередженими включеннями. Показана ефективність нових чисельних розв'язків при визначенні внутрішніх зусиль у ланках ряду машин, що прискорює їх розрахунки у перехідних режимах, скорочує на 20...30% об'єм обчислень на ЕОМ.

7. Нові методи використані для розрахунків стрічкових конвеєрів корпорації Укрбудматеріали і Михайлівського гірничо-збагачувального комбінату, зроблені рекомендації, які підвищують довговічність конвеєрних стрічок в 1,3 рази, зменшує простої конвеєрів. З аналізу узагальнених граничних умов запропоновані чотири нові конструкції автоматичних натяжних пристроїв, захищених авторськими свідоцтвами. Вони дозволяють зменшити зусилля в тяговому органі на 15 ... 20 %.

Основний зміст дисертації опубліковано в роботах:

1. Еременко А.И. Колебания под действием сил, описанных во времени алгебраическими многочленами / Киев. политехн. ин-т. - К., 1990. - 218 с. - Деп. в УкрНИИТИ 21.02.90, N 282 Ук-90.

2. Иванченко Ф.К., Еременко А.И. Численные решения задач динамики машин для моделей с непрерывно-сосредоточенными параметрами / Киев. политехн. ин-т. - К., 1992. - 109 с. Деп. в УкрНИИТИ 22.1.92, N 80 Ук-92.

3. Иванченко Ф.К., Еременко А.И. Осесимметричные колебания кольцевой защемленной пластинки под действием сил в

виде алгебраических многочленов от времени // Докл. АН Украины. - 1992. - №6. С. 47-50.

4. Иванченко Ф.К., Еременко А.И. Численные решения задач колебаний для моделей с непрерывно-сосредоточенными параметрами // Докл. АН Украины. - 1992. - №7. С. 43-47.

5. Еременко А.И. Колебания простых моделей машин с обобщенными граничными условиями первого-третьего рода под действием сил, описанных во времени алгебраическими многочленами // Динамика и прочность машин и конструкций. Днепропетровск. - 1993. Вып. 14. С. 122-130.

6. А.с. 1247325. Устройство для натяжения ленты конвейера / В.С.Бондарев, А.И.Еременко, А.И.Дремин и др. - Оpubл. в Б.И., 1986, N 28.

7. А.с. 1286468. Устройство для натяжения ленты конвейера / В.С.Бондарев, А.И.Еременко, А.И.Дремин и др. - Оpubл. в Б.И., 1987, N 4.

8. А.с. 1316939. Устройство для натяжения ленты конвейера / В.С.Бондарев, А.И.Еременко, А.И.Дремин и др. - Оpubл. в Б.И., 1987, N 22.

9. А.с. 1512880. Устройство для натяжения ленты конвейера / В.С.Бондарев, А.И.Еременко, В.З.Цыбин и др. - Оpubл. в Б.И., 1989, N 37.

10. Еременко А.И. Колебания простых замкнутых моделей машин под действием сил, описанных во времени алгебраическими многочленами / Киев. политехн. ин-т. - К., 1989. - 17 с. Деп. в УкрНИИТИ 16.03.89, N 798 Ук-89.

11. Еременко А.И. Колебания систем с непрерывно-сосредоточенными параметрами / Киев. политехн. ин-т. - К., 1991. - 18 с. Деп. в УкрНИИТИ 29.04.91, N 588 Ук-91.

12. Еременко А.И. Исследование пуска ленточного конвейера / Киев. политехн. ин-т. - К., 1984. - 24 с. Деп. в УкрНИИТИ 13.4.84, N 670 Ук-84.

13. Еременко А.И. Исследование пуска ленточного конвейера с грузовым натяжным устройством / Киев. политехн. ин-т. - К., 1984. - 15 с. Деп. в УкрНИИТИ 7.6.84, N 1002 Ук-84.

14. Еременко А.И. Исследование пуска ленточного конвейера с двухбараным приводом / Киев. политехн. ин-т. - К., 1984. - 16 с. Деп. в УкрНИИТИ 7.6.84, N 1003 Ук-84.

15. Еременко А.И. Вынужденные колебания при пуске ленточного конвейера с жестким натяжным устройством / Киев.

пс питехи. ин-т. - К., 1985. - 13 с. Деп. в УкрНИИТИ 9.8.85, N 1969 Ук-85.

16. Єременко А.И. Вынужденные колебания при пуске ленточного конвейера с грузовым натяжным устройством / Киев. политехи. ин-т. - К., 1985. - 12 с. Деп. в УкрНИИТИ 9.8.85, N 1970 Ук-85.

17. Єременко О.І. Вісесиметричні коливання кільцевої шарнірно опертої пластинки під дією сил у вигляді алгебраїчних багаточленів від часу // Тези доповідей НАУ ФМСГ, К., 1994. с. 36.

SUMMARY

Eremenko O.I. The elaboration of methods of calculation of machines with continuous-lumped pivotal and reserved systems. Manuscript.

The thesis for the scientific degree of the Candidate of technical sciences on speciality 05.02.09 - "Dynamics, durability of machines, instruments and apparatuses", The National Technical University of Ukraine "The Kyiv Polytechnical Institute", Kyiv, 1997.

The new analytical solutions that describe the forced oscillations for some transport, load-lifting, technological machines and metaloconstructions are founded; the mathematical models of machines with continuous-lumped parameters are elaborated and improved; the new basical functions for analysis cinematic circuits are build; the algorithms of analytical and numerical solving for machines and metaloconstructions with continuous-lumped parameters are elaborated in this thesis.

АННОТАЦИЯ

Єременко А.И. Разработка методов расчета машин с континуально-дискретными стержневыми и замкнутыми системами. Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности: 05.02.09 - "Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры", Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт", Киев, 1997.

Защищается диссертация в которой: найдены новые аналитические решения, описывающие вынужденные колебания для ряда транспортирующих, грузоподъемных, технологических машин и металлоконструкций; разработаны и усовершенствованы математические модели машин с континуально-дискретными параметрами; построены новые базисные функции для анализа кинематических цепей;

разработаны алгоритмы аналитического и численного решения для машин и металлоконструкций с непрерывно-сосредоточенными параметрами.

Ключові слова: машина, металоко́нструкція, континуально-дискретні параметри, механічні коливання, алгебраїчний многочлен, математична модель, аналітичні і чисельні методи, базисні функції, алгоритми.

Підписано до друку 2. 0 497р. Формат 60x84 ¹/₁₆.
Ум. друк. арк. 1.0. Обл. вид. арк. 1.0. Наклад 100.
Зам. № 80

Поліграфічна Ділянка УВК Національного
згорного університету.
252041, м.Київ, пров. Сільськогосподарський, 4

435667

AB 37.687
AB 37.687