НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ МЕХАНІКИ

На правах рукопису

ЯСІНСЬКИЙ Сергій Анатолійович

УДК 512.83

МЕТОД БАЛАНСНОГО ПЕРЕТВОРЕННЯ У ЗАДАЧАХ РЕДУКЦІЇ ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ МАШИН

(01.02.01 - теоретична механіка)

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата фізико-математичних наук

Київ - 1994

Работа виконана в Інституті механіки НАН України.

Науковий керівник - доктор фізико-математичних наук, професор Ларін В.Б.

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор Гуляєв В.І., кандидат фізико-математичних наук, с.н.с. Оболенський А.Ю.

Провідна установа - Інститут кібернетики НАН України

Захист відбудеться "27" 12 1994 р. о 10 год. на засіданні спеціалізованої ради К 016.49.01 Інституту механіки НАН України (252057, Київ-57, вул. П.Нестерова, 3).

З дисертацією можна ознайомитись у науковій бібліотеці Інститута механіки НАНУ.

Автореферат розіслано "24" 11 1994 р.

Вчений секретар
спеціалізованої ради
доктор технічних наук В.М.Назаренко

ЛННБ України ім.В.Стефаника
00777273 (X)
ЛНБ ім. В. Стефаника АН України

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Моделювання систем різної природи часто приводить до жорстких систем диференційних рівняннь високого порядку, що описують їх поведінку. С точки зору точності і часу обчислень на ЕОМ такі моделі подлягають зниженню порядку - редукції.

Математичні моделі машин традиційно редукують за допомогою методів агрегування, які базуються на збереженні нижньої частини спектру власних частот. Однак, у випадку нелінійних моделей такий шлях не можна визнати коректним.

Є відомими деякі підходи пониження порядку нелінійних систем, але їх загальною характеристикою являється складність процедури редукції, пов'язана з загальністю припущень про нелінійність, хоч, з другого боку, інколи робляться припущення, які обмежують їх застосування до моделей машин (наприклад, гладкість правих частин нормалізованих систем диференційних рівнянь).

У зв'язку з цим, уявляється актуальною розробка методик редукції моделей машин більш гармонійних у сенсі поєднання строгості і простоти.

Мета роботи полягає в розробці методики зниження порядку для класу динамічних моделей машин, які являють собою системи нелінійних звичайних диференційних рівнянь. Практика використання таких моделей достатньо широка у відношенні багатьох машин, зокрема, прокатних станів і верстатів, на прикладі яких ведеться викладення матеріалу.

Методи дослідження. При вирішенні поставлених задач використовувались математичні методи, в т.ч. аналітичні з широким вистосуванням апарату матричного аналізу і комп'ютерної алгебри, а також чисельні методи, реалізовані в програмах для ЕОМ.

Наукова новизна роботи полягає в адаптації найбільш ефективного методу редукції лінійних динамічних систем, який базується на їх балансному перетворенні, зв'язаного з діагоналізацією граміанів спостережуваності і керованості, до випадку нелінійних коливальних систем з циклічними координатами, що містять лінійні підсистеми, з'єднані нелінійними елементами або підсистемами.

Пропонується алгоритм побудови перетворення, що приводить згадані граміани до блочно-діагонального виду, який на відміну від традиційних підходів не потребує обчислення сингулярных чисел матриць і дозволяє успішно вирішувати задачу редукції у випадках, коли початкова система має фазові координати, близькі до неспостережуваних або некерованих.

Розроблена нова математична модель карданного пристрою, що враховує просторові коливання кардану в межах зазорів і пружних деформацій універсальних шарнірів, що дозволяє коректно визначати стан системи в момент прикладання зовнішнього навантаження.

Демонструється використання розробленої методики редукції для моделі машини, що містить карданний пристрій як нелінійну підсистему.

Розроблений алгоритм редукції включає визначення власних частот лінійних підсистем. Автор пропонує спосіб обчислення власних частот з високою точністю, що дає можливість використовувати алгоритми, які дозволяють знаходити сингулярний розклад добутку двох матриць, не розраховуючи попередньо сам добуток.

Практична цінність. Розроблена методика редукції дозволяє коректно понизити порядок і жорсткість математичної моделі і за рахунок цього підвищити точність чисельного розв'язку, а також значно скоротити час обчислень на ЕОМ. Її ефективність підтверджується чисельними прикладами динамічних розрахунків приводів прокатних станів і верстатів.

Розроблена математична модель карданного пристрою враховує фактори, які суттєво впливають на динамічне навантаження ланок, що підвищує достовірність результату моделювання.

Реалізація результатів роботи. Одержані теоретичі результати були використані в роботах по динамічному аналізу і параметричному синтезу головних ліній прокатних станів на стадії іх проектування та реконструкції (в рамках госпдоговорів з ОО НКМЗ). Одержано акти впровадження розроблених методик динамічного розрахунку в практику проектування прокатних станів в Орендному об'єднанні "Новокраматорський машинобудівний завод".

Апробація роботи. Матеріали диссертації доповідались на науково-технічних конференціях "Вторые Боголюбовские чтения по проблемам теории нелинейных дифференциальных уравнений" (Київ, 1992); 17-й Конференції молоди вчених Інституту механіки АНУ (Київ,1992); "Моделирование и исследование устойчивости систем" (Київ, 1993); "Динамика и прочность машиностроительных и строительных конструкций" (Севастополь, 1993) та на наукових семінарах відділу Динаміки складних систем Інституту механіки НАН України.

Публікації. По темі дисертації опубліковано 7 робіт.

Структура і об'єм работи. Диссертація складається з вступу, чотирьох разділів, висновків і двох додатків (всього 140 сторінок машинописного тексту, що включає 34 рисунка, 14 таблиць і список літератури з 85 назв.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У першому розділі приводиться огляд методів редукції лінійних і нелінійних моделей. Викладаються основні положення методу балансного перетворення і проводиться його порівняння з методом агрегування. На основі огляду літератури робиться висновок про перевагу метода балансного перетворення при розв'язанні задач зниження порядку динамічних моделей машин.

Розглянемо основні положення цього методу. Нехай дана лінійна стаціонарна система

$$\dot{x} = Ax + Bu \; ; \qquad y = Cx, \qquad (1)$$

де $x \in \mathbb{R}^n$, $u(t) \in \mathbb{R}^m$, $y \in \mathbb{R}^l$ - відповідно вектори фазових координат, керуючих сигналів і спостережуваних величин, A,B,C - дійсні постійні матриці відповідних розмірів, причому, матриця A є асимптотично стійкою, а B и C мають повний ранг. Система вважається повністю керуємою і спостерігаємою. Ставиться задача побудови редукованої моделі, яка апроксимірує систему (1), для всіх входів u з деякого класу функцій. Керованість і спостережуваність системи характеризується відповідно граміанами керованості і спостережування W_r і W_o, які задовільняють рівнянням Ляпунова

$$AW_r + W_rA' + BB' = 0 \; ; \qquad A'W_o + W_oA + C'C = 0 \; . \qquad (2)$$

Можна побудувати так зване балансне перетворення $x = T\bar{x}$ (матриця $T \in \mathbb{R}^{n\times n}$ має обернену) і одержати систему

$$\dot{\bar{x}} = \bar{A}\bar{x} + \bar{B}u \; ; \qquad y = \bar{C}\bar{x}, \qquad (3)$$

для якої $\bar{W}_r = \bar{W}_o = \Sigma = \mathrm{diag}\{\sigma_1, \sigma_2, \ldots, \sigma_n\}$, $\sigma_i \geq \sigma_{i+1}$, $i=\overline{1,n-1}$.

Припустимо, що $\qquad \sigma_r \gg \sigma_{r+1} \; . \qquad (4)$

Це означає, що перші r компонентів вектору $\bar{x}$ суттєво краще керуються і спостерігаються. Розіб'ємо матриці, що входять у (3), на відповідні блоки

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} \bar{A}_{11} & \bar{A}_{12} \\ \bar{A}_{21} & \bar{A}_{22} \end{bmatrix}, \ \bar{B} = \begin{bmatrix} \bar{B}_1 \\ \bar{B}_2 \end{bmatrix}, \ \bar{C} = [\bar{C}_1 \ \ \bar{C}_2], \ \Sigma = \begin{bmatrix} \Sigma_1 & 0 \\ 0 & \Sigma_2 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Тут блок $\bar{A}_{11}$ має размір $r \times r$ і т.д. Підсистема $(\bar{A}_{11}, \bar{B}_1, \bar{C}_1)$ є найбільш керованою та спостережуваною частиною системи (A,B,C), отже, вона, а саме

$$\dot{\bar{x}}_1 = \bar{A}_{11}\bar{x}_1 + \bar{B}_1 u \ ; \qquad \tilde{y} = \bar{C}_1\bar{x}_1 \ , \qquad (6)$$

може бути використана як система більш низького порядку, що апроксимує систему (A,B,C). У частотній області має місце така оцінка похибки апроксимації

$$\| C(j\omega I - A)^{-1}B - \bar{C}_1(j\omega I - \bar{A}_{11})^{-1}\bar{B}_1 \|_\infty \le 2 \mathrm{tr} \Sigma_2 \ , \qquad (7)$$

де ω - власна частота, I - одинична матриця, j - уявна одиниця, tr - слід матриці, $\| X(j\omega) \|_\infty = \sup_{\omega \in R} \sigma\{X(j\omega)\}$, ($\sigma$ - максимальне сингулярне число матриці).

У другому розділі описані типові математичні моделі машин у лінійній і нелінійній постановках, а також спосіб підготовки моделей до редукції методом балансного перетворення. З цією метою виконується декомпозиція моделі з виділенням лінійних блоків і циклічних координат. Підсистемам надається вигляд (1). Зовнішні навантаження при цьому розглядаються як керуючі впливи. Теоретичні положення доповнюються чисельними прикладами редукції конкретних систем. Обмірковується проблема інтегрування початкової жорсткої системи в зв'язку з необхідністю оцінки точності редукованої моделі.

Розглянемо лінійну систему, що здійснює крутильні коливання, яка характерна для задач моделювання трансмісій машин.

$$J\ddot{\varphi} + D\dot{\varphi} + K\varphi = Nu, \tag{8}$$

де $J, D, K \in \mathbb{R}^{k\times k}$ – матриці моментів інерції, демпфирування і жорсткості відповідно; $\varphi \in \mathbb{R}^{k}$ – вектор кутів поворотів відповідних ланок; u - вектор моментів, які прикладаються до системи; N - матриця, яка визначає вплив моментів на відповідні координати.

Припускаємо наявність так званого пропорціонального демпфирування:

$$D = aJ + bK , \tag{9}$$

де a, b - const. Припустимо, що результати спостережень (кутові координати і швидкості окремих елементів, закручуючі моменти у валах і т.п.) можна записати у вигляді

$$y = H\varphi + R\dot{\varphi} , \tag{10}$$

де H, R - постійні матриці відповідних розмірів.

Наявність циклічної координати (можливість обертання всієї системи як твердого тіла) не дозволяє беспосередньо використовувати методологію редукції, що описана вище (не виконується вимога асимптотичної стійкості).

Використовуючи перетворення $\varphi = Sz$ ($S = J^{-1/2}U$, де U – ортогональна матриця, що приводить матрицю $J^{-1/2}KJ^{-1/2}$ до діагонального вигляду, тобто $U' J^{-1/2}KJ^{-1/2}U = \mathrm{diag}\,\{\omega_1^2 ,\dots, \omega_k^2 \} = \Omega^2$, де $\omega_1 \geq \dots \geq \omega_k = 0$ – власні частоти системи), з врахуванням (9) перейдемо до нормальних координат z:

$$\ddot{z} + (aI + b\Omega^2)\dot{z} + \Omega^2 z = S' Nu , \quad y = HSz + HS\dot{z} \tag{11}$$

Далі проведемо декомпозицію системи (11), відокремлюючи циклічну координату z_- :

$$\ddot{z}_+ + (aE + b\Omega_+^2)\dot{z}_+ + \Omega_+^2 z_+ = N_+ u , \tag{12}$$

$$\ddot{z}_- + a\dot{z}_- = N_- u\,, \tag{13}$$

$$y = y_+ + y_- . \tag{14}$$

Тут $z = [z_+\ z_-]'$, $\Omega = \mathrm{diag}(\Omega_+\ 0)$, $[N_+\ N_-]' = S'N$,

$$y = HSz + RS\dot{z} = [H_+\ H_-]\cdot[z_+\ z_-]' + [R_+\ R_-]\cdot[\dot{z}_+\ \dot{z}_-]' = y_+ + y_-$$

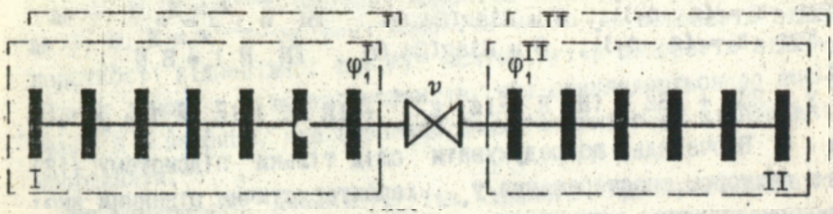
В очевидь, що редукувати слід тільки підсистему (12) з вектором спостереження y_+, характеристичне рівняння якої вже не має нульового кореня. Приводячи її до виду (1) та використовуючи вищеописану процедуру редукції, отримаємо наступну апроксимацію початкової системи (8)

$$\begin{aligned} \dot{\bar{x}}_1 &= \bar{A}_{11}\bar{x}_1 + \bar{B}_1 u\,, \\ \ddot{z}_- &= -a\dot{z}_- + N_- u\,, \\ \tilde{y} &= \bar{C}_1\bar{x}_1 + H_- z_- + R_-\dot{z}_- \,. \end{aligned} \tag{15}$$

Типова нелінійна модель машини має блочно-лінійну структуру: лінійні блоки з'єднані безінерційними нелінійними елементами (зазори, змінні передатні відношення пристроїв, реакції нелінійних муфт) або підсистемами (наприклад, кардан, що виконує просторові коливання).

Ідея редукції таких моделей полягає в розгляданні реакцій нелінійних елементів (або підсистем) як зовнішні впливи на лінійні підсистеми. Для цього потрібна попередня декомпозиція початкової моделі на лінійні і (якщо вони є) нелінійні блоки. Для формування реакцій нелінійних елементів потрібно назначити у якості змінних, що спостерігаються, координати і швидкості суміжних з ними ланок, які належать до сусідніх підсистем. Редукція лінійних підсистем виконується незалежно згідно з методикою, що описана вище. Далі проводиться їх об'єднання з врахуванням реакцій нелінійних елементів та сумісне интегрування.

Припустимо, що безінерційний нелінійний элемент ν (рис.1)



є звязуючою ланкою між двома лінійними підсистемами I і II, які складаються з пружних валів, що несуть ряд дисків. Рух цих лінійних підсистем описується рівняннями

$$J^i\ddot{\varphi}^i + D^i\dot{\varphi}^i + K^i\varphi^i = N^i[u^i\ w]' \quad (i = I,II). \qquad (16)$$

Тут w - реакція нелінійного элемента ν, що являє собою нелінійну функцію різниці кутових координат і швидкостей суміжних дисків:

$$w = f((\varphi_1^{I} - \varphi_1^{II}),\ (\dot{\varphi}_1^{I} - \dot{\varphi}_1^{II}))\ . \qquad (17)$$

У склад компонентів векторів спостережування введемо величини, що дозволяють сформувати реакцію w

$$y^i = H^i\varphi^i + R^i\dot{\varphi}^i = [\varphi_1^i\ \ \dot{\varphi}_1^i\ \ \dots]'\ . \qquad (18)$$

Піддавши обидві підсистеми i = I,II (16)-(18) процедурі редукції (8)-(18), отримаємо слідуючу апроксимацію початкової моделі

$$\dot{\bar{x}}_1^i = \bar{A}_{11}^i\bar{x}_1^i + \bar{B}_1^i[u^i\ w]', \qquad \ddot{z}_-^i = -a^i\dot{z}_-^i + N_-^i[u^i\ w]',$$
$$\tilde{y}^i = \bar{C}_1^i\bar{x}_1^i + H_-^i z_-^i + R_-^i\dot{z}_-^i \quad (i = I,II). \qquad (19)$$

В третьому розділі пропонується алгоритм редукції, що базується на блочній діагоналізації граміанів спостережуваності і керованості, який на відміну від традиціного методу, що був розглянутий у разділі 1, не потребує знаходження сингулярних чисел. Він дозволяє эфективно розв'язувати задачу зниження порядку системи у випадках, коли остання має моди, які близькі до неуправляємих або неспостерігаємих. Эфективність алгоритму демонструється на прикладі.

Вимога (4), взагалі кажучи, не є єдино можливим визначенням провідної ролі підсистеми ($\bar{A}_{11}$, $\bar{B}_1$, $\bar{C}_1$) (6). Наприклад, відома формуліровка цієї властивості у термінах слідів матриць Σ_1^2 , Σ_2^2 . Так, підсистема ($\bar{A}_{11}$, $\bar{B}_1$, $\bar{C}_1$) вважається домінантною, коли

$$1 \gg \mu^2 = \frac{\mathrm{tr}\ \Sigma_2^2}{\mathrm{tr}\ \Sigma_1^2} \approx \frac{\mathrm{tr}\ \Sigma_2^2}{\mathrm{tr}\ W' W_o W} ,$$

т.т. коли мала та частина сліду матриці $W' W_o W$, яка відповідає сліду матриці Σ_2^2 (тут мається на увазі $W_r = WW'$ - розклад Холецького).

В дисертації вважатється, що домінантна роль підсистеми ($\bar{A}_{11}$, $\bar{B}_1$, $\bar{C}_1$) характеризується досить малою величиною γ , такою, що

$$\sigma_r^2 > \gamma\ \mathrm{tr} W' W_o W > \sigma_{r+1}^2 . \qquad (20)$$

В очевидь, вибір величини γ визначає індекс r, т.т. размірність підсистеми ($\bar{A}_{11}$, $\bar{P}_1$, $\bar{C}_1$). Така характеристика провідної ролі підсистеми ($\bar{A}_{11}$, $\bar{B}_1$, $\bar{C}_1$) дозволяє виключити процедуру діагоналізації граміанів при знаходженні перетворення, за допомогою якого здійснюється процес редукції. Вона дозволяє знаходити перетворіння, які не діагоналізують граміани W_r, W_o, а призводять їх до блочно-діагонального виду.

Побудова перетворення, що приводить граміани до блочно-діагонального виду, базується на обчисенні матриці τ, що приводить матрицю $W'W_oW$ до вказаного виду, при цьому, верхній діагональний блок повинен мати власні значення σ_1^2, σ_2^2, ..., σ_r^2. Для цієї мети можна використовувати алгоритм, який містить наступні кроки.

1). Задаєм значення γ і визначаємо $\nu = \gamma \; tr \; W'W_oW$.

2). Знаходимо $sign \; U_\nu$ – знакову функцію матриці $U_\nu = W'W_oW - \nu I$ і відповідно проектори $sign^+ U_\nu = 0{,}5[sign \; U_\nu + I]$, $sign^- U_\nu = 0{,}5[I - sign \; U_\nu]$. Відмітимо, що $tr(sign^+ U_\nu) = r$, $tr(sign^- U_\nu) = n - r$.

3). З r лінійно незалежних стовбців матриці $sign^+ U_\nu$ утворюємо матрицю S_+ разміру $n \times r$. Аналогічно з $n - r$ незалежних стовбців матриці $sign^- U_\nu$ утворюємо матрицю S_-, розміру $n \times (n - r)$.

4). Перетворення τ, що приводить матрицю U_ν до блочно-діагонального виду, визначається так

$$\tau = [S_+ \;\; S_-], \qquad \tau^{-1} U_\nu \tau = \begin{bmatrix} U_{\nu+} & 0 \\ 0 & U_{\nu-} \end{bmatrix}. \qquad (21)$$

Розміри блоків $U_{\nu+}$, $U_{\nu-}$ дорівнюють $r \times r$ та $(n-r) \times (n-r)$ відповідно, а власні значення їх σ_1^2, ..., σ_r^2 та σ_{r+1}^2, ..., σ_n^2.

<u>У четвертому розділі</u> наводяться приклади динамічних розрахунків машин з метою демонстрації вистосування розробленої методики редукції і порівняння результатів моделювання, що проводились на повній і редукованій моделях.

Розглядаються лінійні та нелінійні моделі (послідовні і розгалуджені) прокатних станів і верстату. В якості нелінійностей виступають зазори, просторові коливання кардану, змінна кінематична передаточна функція. Також демонструється приклад, коли традиційним методом балансного перетворення неможливо провести редукцію моделі і необхідно використання модифікованої методики, запропонованої в розділі 3. Результати розрахунків зображені у вигляді графіків спостережуваних величин (пружні моменти, траєкторії).

При інтегруванні рівнянь руху використовувався метод Кутта-Фельберга пятого порядку точності з автоматичним вибором кроку.

Час інтегрування повної і редукованої систем відрізнявся у середньому на два порядка на користь останній. При цьому відносна похибка апроксимації (якщо прийняти початкову модель за эталон) при пікових навантаженнях ланок не перевищувала 2% .

На графіку рис.2 наведено результати моделювання перехідних процесів у приводі прокатного стану (закручуючий момент у шпинделі), зв'язаних з виконуванням одного циклу прокатки. Відповідна математична модель враховує просторові коливання кардана і зазори в шарнірах Гука (рис.4). Порядки початкової і редукованої моделей - 34 і 20.

На рис.3 наведено графік закручуючого моменту у разподільному валу багатошпиндельного токарного верстата-автомата, який має мальтійський механізм з нелінійною кінематичною передаточною функцією. Порядки початкової та редукованої моделей -14 і 8.

В обох випадках спостерігається візуальне співпадіння кривих, які були одержані на початковій і редуцированій моделях.

<u>В додатку I</u> описана математична модель карданного механізму, у складі приводу, яка враховує малі просторові коли-

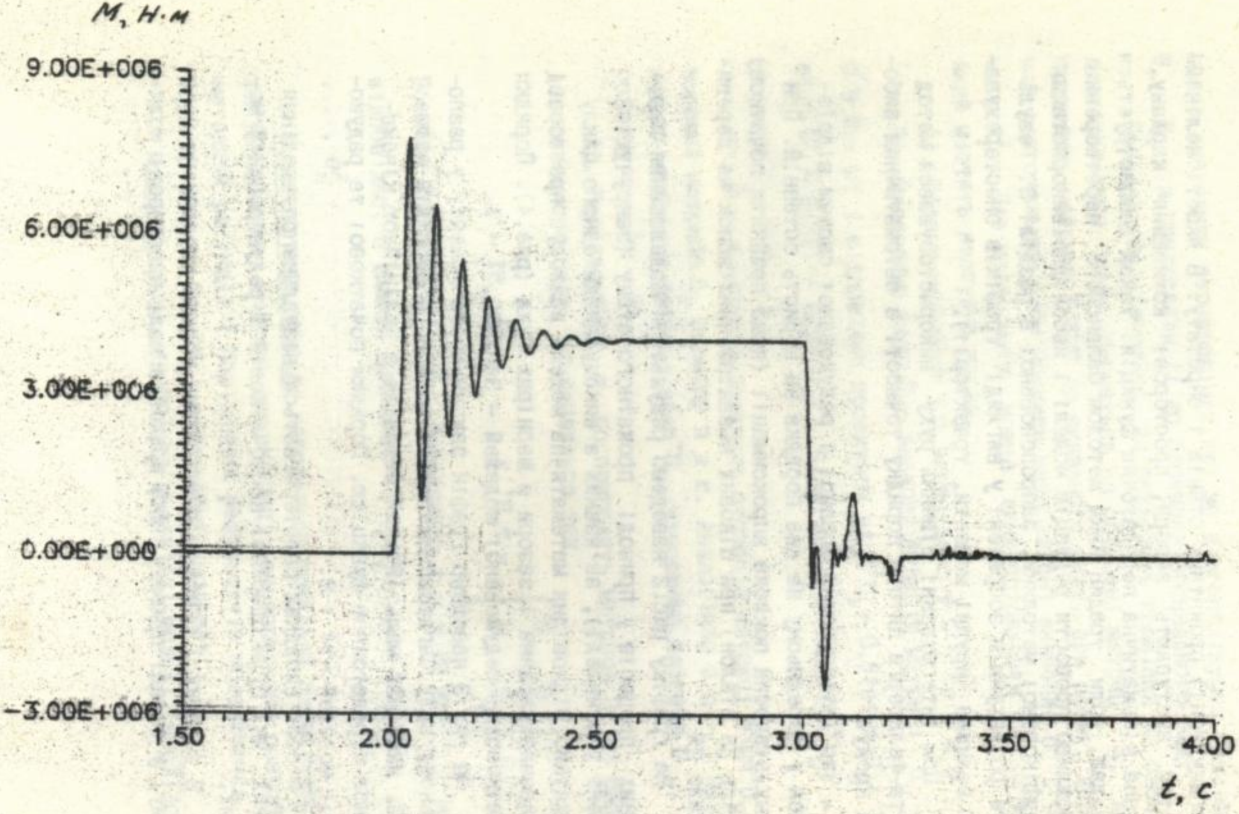

M, Н·м
9.00E+006
6.00E+006
3.00E+006
0.00E+000
-3.00E+006
1.50
2.00
2.50
3.00
3.50
4.00
t, c

Рис. 2

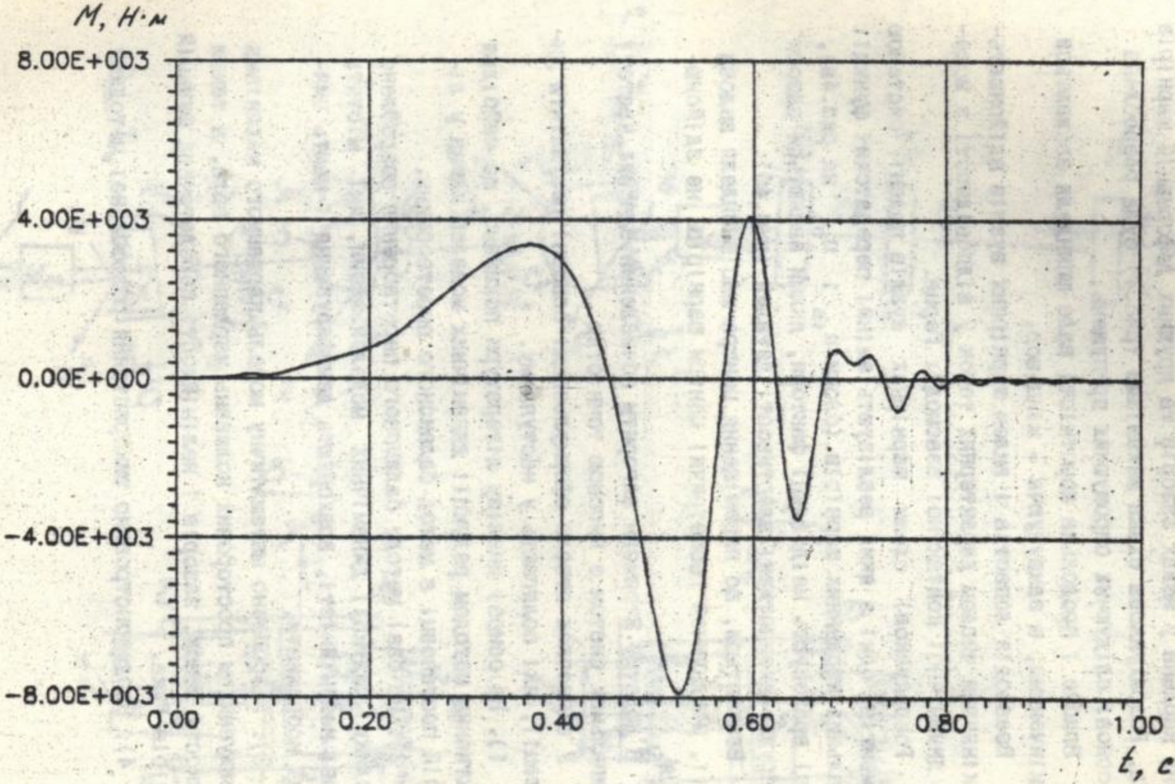

M, Н·м
8.00E+003
4.00E+003
0.00E+000
-4.00E+003
-8.00E+003
0.00
0.20
0.40
0.60
0.80
1.00
t, c

Рис. 3

вання кардана у межах зазорів та пружних деформацій шарнірів Гука. Розрахункова схема механізма (рис.4) була розроблена на основі слідуючих спрощуючих припущень.

Згибна і продольна жорсткісті вала шпинделя вважаються нескінченими, а закручуюча - кінцевою.

Взаємодія лопастів і вилок шарнірних вузлів здійснюється кінцевим числом характерних точок у відповідності з моделью динамічної контактної взаємодії Герца.

Розрахункові схеми шарнірних вузлів подані системою елементів, одні з яких реалізують змінні передаточні функції ідеальних карданних шарнірів (блоки u_{1a} і u_{b5} на рис.4а), другі враховують неідеальні фактори, якими являються зазори та пружно-дисипативні властивості деталей (рис.4б).

Вважається, що переміщення центра мас шпинделя вздовж лінії, з'єднуючей геометричні центри шарнірів, не здійснюється.

<u>В додатку 2</u> описан алгоритм обчислення власних частот коливальних систем з високою точністю.

У висновках стисло сформульовані основні результати дисертації, які полягають у наступному.

1). На основі аналізу літератури показано, що найбільш эфективним методом редукції динамічних моделей машин у лінійній постановці є метод балансного перетворення.

2). На базі методу балансного перетворення розроблено методику редукції динамічних моделей машин, які містять типові нелінійністі, враховують демпфирування і мають циклічні координати.

3). Розроблено математичну модель карданного механізма з врахуванням просторових коливань карданного вала, а також пружності ланок, зазорів і нелінійності передаточних функцій шарнірів Гука.

4). Продемонстровано використання розробленої методики

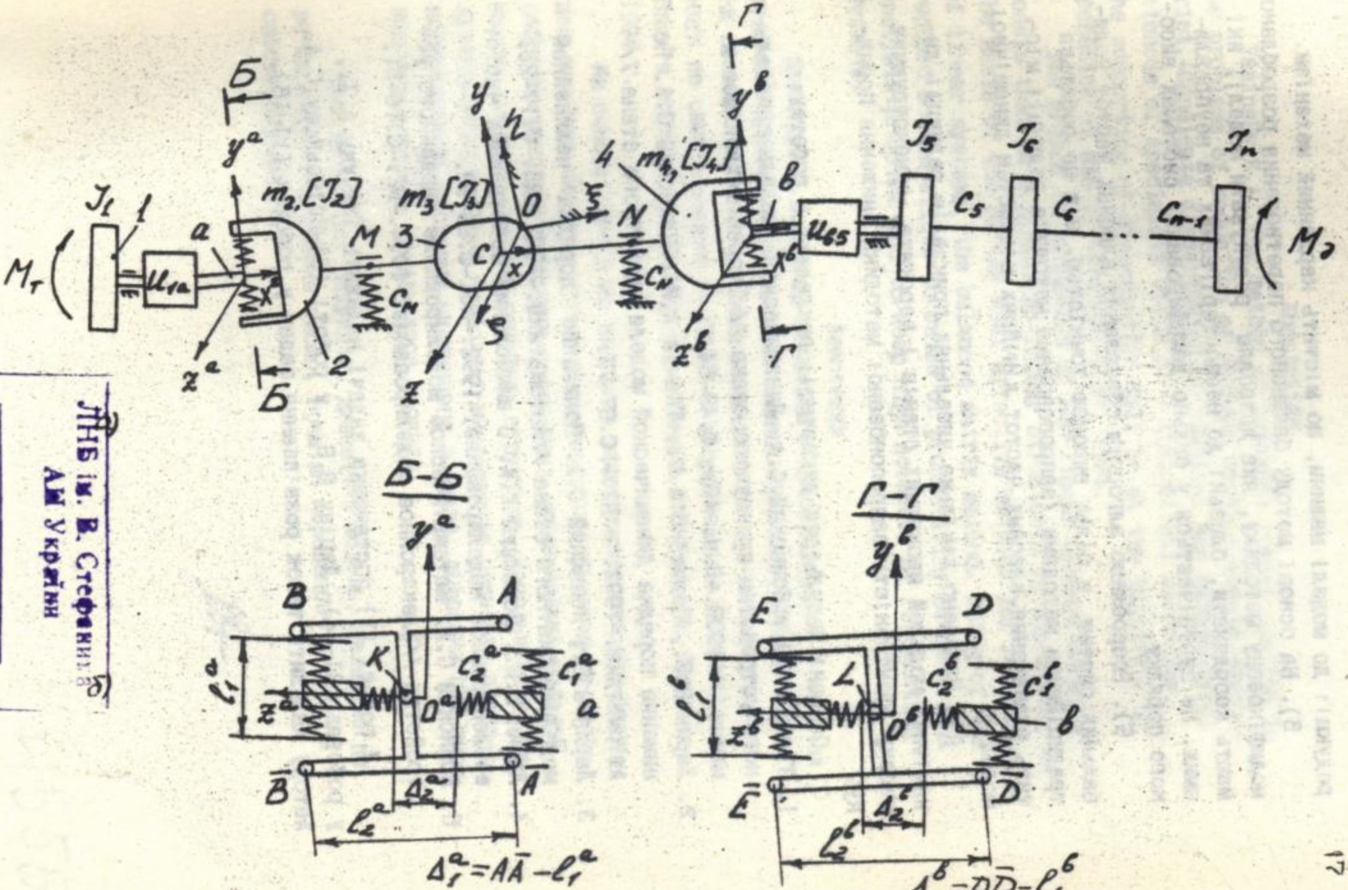


Рис. 4

ЛНБ ім. В. Стефаника АН України

редукції до моделі машини, що містить карданний механізм.

5). На основі методу балансного перетворення розроблено модифіковану методику, яка дозволяє редукувати моделі, які мають координати, близькі до неспостерігаємих та неуправляємих. Це зустрічається у сильно демпфированих системах високого порядку.

6). Розроблено алгоритм обчислення власних частот коливальних систем з більш високою точністью, ніж це робиться традиційними методами (запропонована методика редукції містить визначення власних частот лінійних підсистем динамічної моделі).

7). Наведено декілька чисельних прикладів редукції динамічних моделей прокатних станів і верстата, демонструючих високу эфективність запропонованої методики зниження порядку.

Основні результати дисертації викладені в роботах:

1. Ткачук А.И., Ясинский С.А. Динамическая модель шпиндельного устройства прокатного стана // Теория механизмов и машин. - 1989.-Вып. 46.- С.49-54.
2. Ларин В.Б., Педченко А.М., Ткачук А,И., Ясинский С.А. Понижение порядка динамической модели прокатного стана // Автоматика.-1992. - №2.- С.67-75.
3. Ларин В.Б., Ясинский С.А. Понижение порядка нелинейной модели прокатного стана //Автоматика.-1992.-№5.-С.17-25.
4. Ларин В.Б., Ясинский С.А. О вычислении собственных частот ееЭлектронное моделирование.-1992.-№5.-С.88-90.
5. Ясинский С.А. Математическое моделирование карданного устройства //Электронное моделирование.-1994.-№2.-С.76-81.

У роботі [1] постановка задачі належить Ткачуку А.I., у роботах [2]-[4]- Ларіну В.Б., у роботі [5]-Ясінському С.А. Автору належить також розв'язання задач у роботах [1]-[5].

Annotation

Yasinsky S.A. The method of balanced transformation in the problems of reduction of dynamic machine models.-Manuscript.-Candidate dissertation of physical and mathematical sciences of speciality 01.02.01 - theoretical mechanics. The supporting of dissertation will be at the Institute of Mechanics of NAS of Ukraine.-Kiev, 1994.

The method of reduction of non-linear dynamic machine models that have piecewise-linear structures is elaborated on the basis of one of the most effective methods for reduction of linear systems, the balanced matrix method. Using of the reduced models allows to raise of productivity of numerical analysis programs and to keep high accuracy of calculation results.

Аннотация

Ясинский С.А. Метод балансного преобразования в задачах редукции динамических моделей машин.-Рукопись.-Диссертация на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук по специальности 01.02.01 - теоретическая механика. Защита состоится в Институте механики НАН Украины.-Киев, 1994 г.

На основе одного из наиболее эффективных методов редукции линейных систем -метода балансного преобразования- разработана методика редукции нелинейных динамических моделей машин, имеющих кусочно-линейную структуру. Использование редуцированных моделей позволяет многократно повысить производительность программ численного анализа, сохраняя при этом высокую точность результатов расчета.

Ключові слова: редукція, динамічна модель, балансне перетворення, сингулярне число, граміан керованості, граміан спостережуваності.

445551

Ав 31.410

Підписано до друку 17.XI.94р.Формат 60х84/16
Папір офсетний. Умовн.-друк.аркуш. 1,0.
Об.-вид.аркуш 1,0. Тираж 100 . Замовл. 536 .

Поліграф. дільн. Інституту електродинаміки АН України,
252680, Київ-57, проспект Перемоги,56