На рис. 4 і 5 наведено графіки залежностей вихідної напруги мостової схеми Вітстона для підкладок *p*- та *n*-типу, і залежність максимального прогину діафрагми від прикладеного тиску для різних матеріалів. З графіків випливає, що найбільший прогин діафрагми можна спостерігати для германію Ge 0,25 мкм і найменший для нітриду кремнію Si_3N_4 0,05 мкм за дії однакового тиску. З аналізу результатів моделювання найбільш чутливою є діафрагма, виготовлена з германію.

Висновок. Розроблено математичну модель оптимізації конструктивних параметрів п'єзорезистивного мікродавача тиску з його технічними характеристиками. Змодельовано реакцію діафрагми мікродавача, а саме її механічні напруження, спричинені в його діафрагмі, її максимальний прогин та зміну вихідної напруги мостової схеми Вінстона від прикладеного тиску. Досліджено вплив геометричної форми і конструктивних розмірів діафрагми на її максимальний прогин і чутливість мікродавача від прикладеного тиску. З отриманих результатів видно, що діафрагма квадратної форми піддається найбільшому напруженню у всіх трьох випадках і є найбільш придатною для давачів тиску, тому що сильне напруження, спричинене прикладеним тиском, дає високу чутливість.

Література

1. Ventsel E. Thin Plates and Shells / E. Ventsel, T. Krauthammmer // Theory, Analysis, and Applications, Marcel Dekker AG, 2001. – 651 p.
2. Suja K.J. Investigation on better Sensitive for High Pressure Measurement / K.J. Suja, E. Surya Raveendran, R. Komaragiri // International Journal of Computer Applications. – Vol. 73, No. 8, May 2013. – Pp. 40-47.
3. Madhavi K.Y. Murthy / K.Y. Madhavi, M. Krishna, C.S. Chandrasekhara // International Journal of Computer Applications. – Vol. 70, No. 3, May 2013. – Pp. 20-26.
4. Shivam Kohli, Anish Saini. MEMS Based Pressure Sensor Simulation For Healthcare And Biomedical Applications // International Journal of Engineering Sciences & Emerging Technologies, Dec. 2013. – Vol. 6, Issue 3. – Pp. 308-315.
5. Teslyuk V., Pereyma M., Denysyuk P., Chimich I. Computer-aided system for MEMS design "ProMIP" // Perspective Technologies and Methods in MEMS Design – Proceeding of the 2nd International Conference of Young Scientists, (MEMSTECH 2006). – 2007. – Pp. 49-52.
6. Zaharyuk R., Teslyuk V., Farmaga I., AlShawabkeh H.A.Y. VHDL-AMS – Model for capacitive interdigital accelerometer // Perspective Technologies and Methods in MEMS Design – Proceeding of the 4th International Conference of Young Scientists, (MEMSTECH 2008). – 2008. – Pp. 134-137.
7. Holovatyy A., Teslyuk V., Lobur M. Verilog-AMS model of comb-drive sensitive element of integrated capacitive microaccelerometer for behavioral level of computer-aided design // ECONTECHMOD. – 2014. – Vol. 3, No. 4. – Pp. 49-53.
8. Shaikh M.Z., Kodad S.F., Jinaga B.C. Performance analysis of piezoresistive mems for pressure measurement // Journal of Theoretical and Applied Information Technology, 2008. – Pp. 227-231.
9. Kattabooman N., Sarath S., Komarigiri R. VLSI Layout Based Design Optimization of a Piezoresistive MEMS Pressure Sensors Using COMSOL // Proceedings of the 2012 COMSOL Conference in Bangalore. – Pp. 5.
10. Suja K.J., Vidva Gopal T.V., Komaragiri R. Optimized Design of Double Diaphragm Based MEMS Pressure Sensor for Wider Range and Better Sensitivity // International Journal of Emerging Science and Engineering (IJESE). – Vol. 2, Issue-1, November 2013. – Pp. 65-70.
11. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М. : Изд-во "Наука", 1976. – 608 с.
12. Gęca M., Kociubinski A. Design, modeling and simulation of MEMS pressure sensors // Proc. Of SPIE. – Vol. 8903, 2013. – Pp. 10.
13. Nabiollah Abol Fathi and Zohreh Allah Moradi. Design and Optimization of Piezoresistive MEMS Pressure Sensors Using ABAQUS // Middle East Journal of Scientific Research. – Vol. 21 (12): 2299-2305, 2014. – Pp. 2299-2305.

14. Lung-Jieh Yang, Chen-Chun Lai, Ching-Liang Dai, Pei-Zen Chang. A Piezoresistive Micro Pressure Sensor Fabricated by Commercial DPDM CMOS Process // Tamkang Journal of Science and Engineering. – Vol. 8, No. 1, 2005. – Pp. 67-73.
15. Barlian A. Review: Semiconductor piezoresistance for microsystems / A. Barlian, W.T.Park, J. Mallon, A. Rastegar, B. Pruitt // Proceedings of the IEEE. – Vol. 97(3), 513 (2009).
16. Richter J. Piezoresistance in p-type silicon revisited / J. Richter, J. Pedersen, M. Brandbyge, E.V. Thomsen, O. Hansen // Journal of Applied Physics. – Vol. 104(2), 023715 (2008).

***Головатый А.И., Теслюк В.Н., Зелинский А.Я.* Математическая модель пьезорезистивного микросенсора давления для компонентного уровня проектирования**

Разработана математическая модель пьезорезистивного МЕМС сенсора давления. Смоделирована реакция микросенсора, вызванная действием приложенного давления, а именно механические напряжения в его диафрагме, ее максимальный прогиб, изменения сопротивлений пьезорезисторов, исходное напряжение мостовой схемы Витстона. Исследовано влияние геометрической формы и конструктивных размеров диафрагмы на ее максимальный прогиб и чувствительность микросенсора от приложенного давления. Разработанная модель микросенсора давления может быть использована для анализа его исходных параметров на компонентном уровне проектирования.

Ключевые слова: микроэлектромеханические системы (МЕМС), пьезорезистивный МЕМС сенсор давления, модель, автоматизированное проектирование.

***Holovatyy A.I., Teslyuk V.M., Zelinskyy A. Yu.* The Mathematical Model of Piezoresistive Pressure Microsensor for a Component Design Level**

A mathematical model of the piezoresistive microelectromechanical systems (MEMS) pressure sensor has been proposed. The proposed model makes possible to simulate the reaction of the microsensor depending on the applied external pressure, induced mechanical stresses in the microsensor diaphragm, changes of the resistances of the sensing piezoresistors, output voltage of the Wheatstone bridge for its construction parameters. The influence of the geometric shapes and constructive parameters of the diaphragm on its maximum deflection and the microsensor sensitivity depending on the applied pressure is investigated. The proposed model can be used to conduct the analysis of the pressure microsensor at the component design level.

Key words: microelectromechanical systems (MEMS), piezoresistive MEMS pressure sensor, model, computer-aided design.

УДК 534.111

Доц. І.І. Верхола, канд. техн. наук – Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного

ДИНАМІКА ОДНОВИМІРНИХ ГНУЧКИХ СИСТЕМ, ЯКІ ХАРАКТЕРИЗУЮТЬСЯ ПОЗДОВЖНЬОЮ ШВИДКІСТЮ РУХУ, ІЗ ВРАХУВАННЯМ ДІЇ ЗОСЕРЕДЖЕНИХ СИЛ

Досліджено вплив швидкості руху та зосереджених сил на нелінійні поперечні коливання одновимірних гнучких елементів систем приводу та транспортування. Математичними моделями динаміки вказаного класу систем є крайові задачі для нелінійних диференціальних рівнянь з частинними похідними, незбурені аналоги яких містять мішану похідну лінійної та часової змінних. Вказане не дає змоги для їх аналізу застосувати відомі асимптотичні методи нелінійної механіки. Шляхом узагальнення ідеї опису основних параметрів динаміки процесу на базі хвильової теорії руху [1] отримано співвідношення для визначення амплітудно-частотної характеристики (АЧХ) коливань гнучких систем для випадку дискретного розподілу сил.

Ключові слова: гнучкий елемент, нелінійні коливання, зосереджена сила.

Огляд основних результатів. Для аналітичного дослідження нелінійних коливань гнучких елементів, які характеризуються поздовжньою швидкістю руху існує кілька підходів. Найпростіший із них побудований на адаптації методів Бубнова-Гальоркіна та Ван-дер-Поля на новий клас задач (рівняння з частинними похідними) [2, 3]. Однак пряме їх поєднання для рівнянь, які містять мішану похідну лінійної та часової змінних, призводить до певних неточностей: не враховується у розв'язку саме доданок, який містить вказану вище похідну. Інший підхід полягає у застосуванні методу КБМ [4] для випадку малих величин поздовжньої складової швидкості руху гнучкого елемента [5, 6]. Вказані обмеження вдалось уникнути у [1, 7] завдяки поєднанню хвильової теорії для незбуреного руху та узагальнення, на основі вказаного, асимптотичних методів КБМ на нові класи задач. У роботі саме розвивається вказаний підхід для випадку дискретного розподілу сил вздовж гнучкого елемента.

Постановка задачі. Відомо, що математичною моделлю нелінійних поперечних коливань одновимірного тіла, яке рухається зі сталою складовою поздовжньої швидкості, може служити диференціальне рівняння

$$u_{tt}+2Vu_{xt}-\left(\alpha^2-V^2\right)u_{xx}=\varepsilon f\left(u,u_x,u_t\right), \qquad (1)$$

де: $u(x,t)$ – переміщення поперечного перерізу гнучкого елемента з Ейлеровою координатою x у довільний момент часу t в напрямку, перпендикулярному до недеформованого його стану; V – поздовжня складова швидкості його переміщення, $\alpha^2=T/\rho$ (T – сила натягу, ρ – погонна маса); права частина його, тобто функція $\varepsilon f\left(u,u_x,u_t\right)$ є аналітичною апроксимацією всієї множини нелінійних сил, а малий параметр ε показує на малу величину нелінійних сил порівняно з величиною сили натягу одновимірної системи. У випадку, коли на гнучкий елемент додатково у точці x_0 діє сила $\varepsilon g\left(u(x_0,t),u_x(x_0,t),u_t(x_0,t)\right)$, яка залежить від багатьох чинників, то рівняння (1) трансформується до вигляду

$$u_{tt}+2Vu_{xt}-\left(\alpha^2-V^2\right)u_{xx}=\varepsilon f\left(u,u_x,u_t\right)+\varepsilon g\left(u,u_x,u_t\right)\delta\left(x-x_0\right), \qquad (2)$$

де $\delta(...)$ – дельта-функція Дірака. Для диференціального рівняння (2) будемо розглядати однорідні крайові умови вигляду

$$u(x,t)\big|_{x=0}=u(x,t)\big|_{x=l}. \qquad (3)$$

Задача полягає у визначенні впливу фізико-механічних параметрів системи, нелінійних та зосереджених сил на динаміку процесу. Для цього необхідно побудувати розв'язок крайової задачі (2), (3).

Методика розв'язування. Беручи до уваги, що максимальне значення нелінійних та зосередженої сили є малою величиною порівняно із максимальним значенням відновлюючої сили, перше наближення асимптотичного розв'язку сформульованої вище крайової задачі будемо шукати у вигляді

$$u(x,t)=a\left(\cos\left(\kappa x+\varphi\right)-\cos\left(\chi x-\varphi\right)\right)+\varepsilon U_1(a,x,\varphi), \qquad (4)$$

де $\varphi=\omega t+\phi$, $U_1(a,x,\varphi)$ – невідома 2π-періодична по φ функція, яка задовольняє крайовим умовам, що випливають із (3), тобто

$$U_1(a,x,\varphi)\big|_{x=0}=U_1(a,x,\varphi)\big|_{x=l}=0. \qquad (5)$$

Крім цього, параметри a і ϕ в асимптотичному представленні розв'язку (4) є функціями часу і невідомі закони їх зміни визначаються правою частиною рівняння (2). Нижче будемо вважати, як і в [1], що їх можна задати диференціальними рівняннями:

$$\frac{da}{dt}=\varepsilon A_1(a),\ \ \frac{d\varphi}{dt}=\omega+\varepsilon B_1(a). \qquad (6)$$

Задача полягає у визначенні функцій $A_1(a)$ та $B_1(a)$, які б дозволили задовольнити із точністю до величин порядку ε^2 рівняння (2) залежністю (4).

Треба зазначити, що саме представлення розв'язку у вигляді залежності (4) має фізичне підґрунтя: за рахунок поздовжньої складової швидкості руху проходить спотворення прямої хвилі динамічного процесу порівняно з відбитою. Крім цього, представлення розв'язку у формі (4) дає змогу, на відміну від методу Ван-дер-Поля, врахувати вплив на динамічний процес всі доданки математичної моделі процесу. Про це засвідчують величини параметрів κ, χ, ω [1]:

$$\kappa=\frac{k\pi}{\alpha l}(\alpha+V),\ \chi=\frac{k\pi}{\alpha l}(\alpha-V),\ \omega=\frac{k\pi}{\alpha l}\left(\alpha^2-V^2\right). \qquad (7)$$

Одночасно для знаходження впливу на динаміку процесу нелінійних сил отримуємо диференціальне рівняння

$$\begin{aligned}\omega^2\frac{\partial^2U_1(a,x,\varphi)}{\partial\varphi^2}&+2V\omega\frac{\partial^2U_1(a,x,\varphi)}{\partial x\partial\varphi}-\left(\alpha^2-V^2\right)\frac{\partial^2U_1(a,x,\varphi)}{\partial x^2}= \\ &=f_1(a,x,\varphi)+g_1(a,x,\varphi)\delta\left(x-x_0\right)+ \\ &+2\left[(\omega+\kappa V)\sin(\kappa x+\varphi)+(\omega-\chi V)\sin(\chi x-\varphi)\right]A_1(a)+ \\ &+2a\left[(\omega+\kappa V)\sin(\kappa x+\varphi)+(\omega-\chi V)\sin(\chi x-\varphi)\right]B_1(a),\end{aligned} \qquad (8)$$

де: $f_1(a,x,\varphi)=f\left(u,u_x,u_t\right)\Big|_{\substack{u=a(\cos(\kappa x+\varphi)-\cos(\chi x-\varphi)),\\ u_x=-a(\kappa\sin(\kappa x+\varphi)-\chi\sin(\chi x-\varphi)),\\ u_t=-a\omega(\sin(\kappa x+\varphi)+\sin(\chi x-\varphi)).}}$, $g_1(a,x,\varphi)=g\left(u,u_x,u_t\right)\Big|_{\substack{u=a(\cos(\kappa x+\varphi)-\cos(\chi x-\varphi)),\\ u_x=-a(\kappa\sin(\kappa x+\varphi)-\chi\sin(\chi x-\varphi)),\\ u_t=-a\omega(\sin(\kappa x+\varphi)+\sin(\chi x-\varphi)).}}$.

Проводячи нескладні тригонометричні перетворення, коефіцієнти при $A_1(a)$ і $B_1(a)$ правої частини співвідношення (8) представляємо у вигляді

$$\begin{aligned}&\left[(\omega+\kappa V)\sin(\kappa x+\varphi)+(\omega-\chi V)\sin(\chi x-\varphi)\right]A_1(a)+ \\ &+a\left[(\omega+\kappa V)\cos(\kappa x+\varphi)-(\omega-\chi V)\cos(\chi x-\varphi)\right]B_1(a)= \\ &=\left[(\omega+\kappa V)\sin\kappa x+(\omega-\chi V)\sin\chi x\right]\left(A_1(a)\cos\varphi-aB_1\sin\varphi\right)+ \\ &+\left[(\omega+\kappa V)\cos\kappa x-(\omega-\chi V)\cos\chi x\right]\left(A_1(a)\sin\varphi+aB_1\sin\varphi\right).\end{aligned} \qquad (9)$$

Визначити однозначно із (9) невідомі функції $A_1(a)$ і $B_1(a)$ не вдається. Тому додатково накладемо на $U_1(a,x,\varphi)$ умову: вказана функція не повинна містити у своїх розкладах доданки, які пропорційні першим гармонікам фази φ, тобто вона повинна задовольняти

$$\int_0^{2\pi} U_1(a,x,\varphi)\begin{Bmatrix}\cos\varphi\\ \sin\varphi\end{Bmatrix} d\varphi = 0. \quad (10)$$

З фізичних міркувань вказані умови еквівалентні вибору за амплітуду динамічного процесу $2a$. Якщо функція $U_1(a,x,\varphi)$ є 2π-періодичною по φ і не містить у розкладі доданків пропорційних $\sin\varphi$ і $\cos\varphi$, то такі ж властивості мають і її частинні похідні по φ і x до другого порядку включно. Це дає змогу отримати із диференціального рівняння (10) систему алгебраїчних рівнянь, яка зв'язує шукані функції:

$$\left[(\omega+\kappa V)\sin\kappa x+(\omega-\chi V)\sin\chi x\right]A_1(a)+ +a\left[(\omega+\kappa V)\cos\kappa x-(\omega-\chi V)\cos\chi x\right]B_1(a)=$$
$$=\frac{-\varepsilon}{2\pi}\int_0^{2\pi}\left[f_1(a,x,\varphi)+g_1(a,x,\varphi)\delta(x-x_0)\right]\cos\varphi d\varphi.$$
$$\left[(\omega+\kappa V)\cos\kappa x-(\omega-\chi V)\cos\chi x\right]A_1(a)- -a\left[(\omega+\kappa V)\sin\kappa x+(\omega-\chi V)\sin\chi x\right]B_1(a)=$$
$$=\frac{-\varepsilon}{2\pi}\int_0^{2\pi}\left[f_1(a,x,\varphi)+g_1(a,x,\varphi)\delta(x-x_0)\right]\sin\varphi d\varphi. \quad (11)$$

З отриманої системи рівнянь після усереднення по лінійній змінній отримуємо

$$A_1(a)=\frac{\varepsilon}{2\pi l\left[(\omega+\kappa V)^2+(\omega-\chi V)^2\right]}\int_0^l\int_0^{2\pi} f_1(a,x,\varphi)+g_1(a,x,\varphi)\delta(x-x_0)\times$$
$$\times\left\{\left[(\omega+\kappa V)\sin\kappa x+(\omega-\chi V)\sin\chi x\right]\cos\varphi+\right.$$
$$\left.+\left[(\omega+\kappa V)\cos\kappa x-(\omega-\chi V)\cos\chi x\right]\sin\varphi\right\}d\varphi dx,$$
$$B_1(a)=\frac{\varepsilon}{a2\pi l\left[(\omega+\kappa V)^2+(\omega-\chi V)^2\right]}\int_0^l\int_0^{2\pi} f_1(a,x,\varphi)+g_1(a,x,\varphi)\delta(x-x_0)\times$$
$$\left\{\left[(\omega+\kappa V)\sin\kappa x+(\omega-\chi V)\sin\chi x\right]\sin\varphi-\right.$$
$$\left.-\left[(\omega+\kappa V)\cos\kappa x-(\omega-\chi V)\cos\chi x\right]\cos\varphi\right\}d\varphi dx. \quad (12)$$

Враховуючи властивості дельта-функції, останні співвідношення дещо спрощуються:

$$A_1(a)=\frac{\varepsilon}{2\pi l\left[(\omega+\kappa V)^2+(\omega-\chi V)^2\right]}\times$$
$$\times\left\{\int_0^l\int_0^{2\pi} f_1(a,x,\varphi)\times\left\{\left[(\omega+\kappa V)\sin\kappa x+(\omega-\chi V)\sin\chi x\right]\cos\varphi+\right.\right.$$
$$\left.+\left[(\omega+\kappa V)\cos\kappa x-(\omega-\chi V)\cos\chi x\right]\sin\varphi\right\}d\varphi dx+$$
$$+\int_0^{2\pi} g_1(a,x_0,\varphi)\times\left\{\left[(\omega+\kappa V)\sin\kappa x_0+(\omega-\chi V)\sin\chi x_0\right]\cos\varphi+\right.$$
$$\left.\left.+\left[(\omega+\kappa V)\cos\kappa x_0-(\omega-\chi V)\cos\chi x_0\right]\sin\varphi\right\}d\varphi\right\},$$

$$B_1(a)=\frac{\varepsilon}{2a\pi l\left[(\omega+\kappa V)^2+(\omega-\chi V)^2\right]}\times$$
$$\times\left\{\int_0^l\int_0^{2\pi} f_1(a,x,\varphi)\times\left\{\left[(\omega+\kappa V)\sin\kappa x+(\omega-\chi V)\sin\chi x\right]\sin\varphi-\right.\right.$$
$$\left.-\left[(\omega+\kappa V)\cos\kappa x-(\omega-\chi V)\cos\chi x\right]\cos\varphi\right\}d\varphi dx+$$
$$+\int_0^{2\pi} g_1(a,x_0,\varphi)\times\left\{\left[(\omega+\kappa V)\sin\kappa x_0+(\omega-\chi V)\sin\chi x_0\right]\sin\varphi-\right.$$
$$\left.\left.-\left[(\omega+\kappa V)\cos\kappa x_0-(\omega-\chi V)\cos\chi x_0\right]\cos\varphi\right\}d\varphi\right\}. \quad (13)$$

Приймаючи $V=0$ параметри κ, χ, ω визначаються залежностями $\kappa=\chi=\frac{k\pi}{l}$, $\omega=\frac{k\pi}{l}\alpha$, а з (13) знаходимо

$$A_1(a)=\frac{-\varepsilon}{\pi\omega l}\left\{\int_0^{2\pi}\int_0^l f_1(a,x,\varphi)\sin\frac{k\pi}{l}x\cos\varphi dx d\varphi+\int_0^{2\pi} g_1(a,x_0,\varphi)\sin\frac{k\pi}{l}x_0\cos\varphi\right\}d\varphi,$$
$$B_1(a)=\frac{\varepsilon}{\pi a\omega l}\left\{\int_0^{2\pi}\int_0^l f_1(a,x,\varphi)\sin\frac{k\pi}{l}x\sin\varphi dx d\varphi+\int_0^{2\pi} g_1(a,x_0,\varphi)\sin\frac{k\pi}{l}x_0\sin\varphi\right\}d\varphi. \quad (14)$$

Таким чином, вплив зосередженої сили проявляється у зміні як величини амплітуди, так і частоти коливань гнучкого елемента. Зокрема, як випливає із співвідношень (14), для гнучкого елемента із закріпленими кінцями, коли зосереджена сила прикладена у точках з абсцисами рівними кратному числу півперіодів хвиль, вплив її на динамічний процес мінімальний (проявляється у другому наближенні).

Висновки та перспективи подальших досліджень. Розроблена у роботі методика дослідження впливу зосередженої сили автономного типу на коливання рухомих гнучких елементів дає змогу визначити її вплив на основні параметри динамічного процесу. Вона може бути узагальнена на більш складний випадок – неавтономних систем, тобто систем, які піддаються дії зовнішнього збурення, яке залежить від часу.

Література

1. Сокіл Б.І. Хвильова теорія руху у дослідженні нелінійних коливань двовимірних об'єктів, які характеризуються сталою швидкістю поздовжнього руху / Б.І. Сокіл, О.І. Хитряк, М.Б. Сокіл // Вісник Львівського державного університету безпеки життєдіяльності : зб. наук. праць. – Львів. – 2010. – № 4. – С. 55-60.

2. Гащук П.М. Вплив імпульсних сил на нелінійні коливання гнучких робочих елементів приводу у резонансному випадку / П.М. Гащук, І.І. Назар // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2007. – Вип. 17.7. – С. 136-141.

3. Гащук П.М. Нелінійні коливання гнучкого робочого елемента приводу під дією імпульсних сил / П.М. Гащук, І.І. Назар // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2007. – № 588. – С. 20-24.

4. Митропольский Ю.А. Асимптотические решения уравнений в частных производных / Ю.А. Митропольский, Б.И. Мосеенков. – К. : Изд-во "Вища шк.", 1976. – 84 с.

5. Сліпчук А.М. Нелінійні поперечні коливання пружного рухомого канату і методи їх дослідження / А.М. Сліпчук // Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість : міжвідомч. наук.-техн. зб. – Львів : Вид-во УкрДЛТУ. – 2003. – Вип. 28. – С. 89-94.
6. Сліпчук А.М. Нелінійні поперечні коливання пружної рухомої балки / А.М. Сліпчук // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів, 2004. – № 515. – С. 47-51.
7. Chen L.Q. Analysis and control of transverse vibrations of axially moving strings / L.Q. Chen // Appl. Mech. Rev. – 2005. – Vol. 58.2. – Pp. 91-116.

***Верхола И.И.* Динамика одномерных гибких систем, которые характеризуются продольной скоростью движения, с учетом действия сосредоточенных сил**

Исследовано влияние скорости движения и сосредоточенных сил на нелинейные поперечные колебания одномерных гибких элементов систем привода и транспортировки. Математическими моделями динамики указанного класса систем являются краевые задачи для нелинейных дифференциальных уравнений с производными частей, невозмущенные аналоги которых содержат смешанную производную линейной и часовой переменных. Указанное не позволяет для их анализа применить известные асимптотические методы нелинейной механики. Путем обобщения идеи описания основных параметров динамики процесса на базе волновой теории движения [1] получено соотношение для определения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) колебаний гибких систем для случая дискретного распределения сил.

Ключевые слова: гибкий элемент, нелинейные колебания, сосредоточенная сила.

***Verkhola I.I.* The Dynamics of One-dimensional Flexible Systems Characterized by Longitudinal Speed of Motion Considering the Action of Concentrated Forces**

The influence of speed and concentrated forces on the nonlinear transversal vibrations of one-dimensional flexible elements of drive systems and transportation are explored. The mathematical models of dynamics of the indicated class of systems are regional tasks for nonlinear differential equalizations with the derivatives of part, the undisturbed analogues of that contain the mixed derivative of linear and time variables. The facts mentioned above do not allow applying the well-known asymptotic methods of nonlinear mechanics for their analysis. By generalizing the idea of a description of the basic parameters of the dynamic process based on the wave theory of movement, correlations for determination of amplitude-frequency characteristic (AFC) of vibrations of flexible systems for the case of discrete distribution of forces are obtained.

Key words: flexible element, one-dimensional flexible elements nonlinear vibrations, concentrated force.

УДК 681.3.068

Доц. В.П. Карашецький, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

ПОБУДОВА ГРАФІЧНОГО КОНТЕНТУ ЗАСТОСУНКІВ З ВИКОРИСТАННЯМ JAVAFX І SWING КОМПОНЕНТІВ І ДАНИХ, ВЗЯТИХ ІЗ БАЗ ДАНИХ

Розглянуто можливості сумісного використання компонентів графічного інтерфейсу користувача, які застосовуються в платформі JavaFX та бібліотеці графічних компонентів Swing, для розроблення настільних і мережевих крос-платформних застосунків. На конкретному прикладі здійснено під'єднання застосунку до створеної бази даних із використанням СКБД MySQL. Модифіковано JavaFX початкові коди для наявних видів діаграм для використання даних, одержаних з таблиць бази даних, які використано для побудови насичених застосунків з графічним контентом. Представлено декілька побудованих застосунків.

Ключові слова: застосунок, графічний інтерфейс, база даних, JavaFX, Swing.

Технологія JavaFX – набір графічних і медіа-пакетів, які дають змогу розробникам створювати клієнтські настільні та мережеві застосунки, що функціонують на різних платформах. Програмний код JavaFX застосунка може посилатися на Application Programming Interface (API) будь-якої бібліотеки Java.

Починаючи з JavaFX 2.2, всі пізніші версії повністю інтегровані з Java SE 7 Runtime Environment (JRE) і комплектом Java Development Kit (JDK). Оскільки JDK доступний для всіх основних настільних платформ (Windows, Mac OS X і Linux), то JavaFX застосунки, скомпільовані в JDK 7, можуть працювати на даних платформах. Крос-платформна сумісність дає змогу використовувати досвід узгодженого виконання застосунків для JavaFX розробників і користувачів. Платформа JavaFX призначена **[1]** для забезпечення застосунків такими складними функціями графічного інтерфейсу користувача, як плавна анімація, веб-перегляд, відтворення аудіо та відео, стилі на основі каскадних таблиць стилів CSS. Однією з важливих характеристик JavaFX 2.2 і всіх пізніших версій є її сумісність з бібліотекою графічних компонентів Swing. Існуючі Swing застосунки можуть бути збагачені з допомогою таких нових можливостей JavaFX, як насичене графічне медіа відтворення і вбудований веб контент.

Інтеграція JavaFX в Swing застосунки. JavaFX Software Development Kit (SDK) містить в пакеті javafx.embed. swing клас JFXPanel, який дає змогу вставляти JavaFX вміст в Swing застосунки. При співіснуванні Swing і JavaFX даних в одному застосунку можливе виникнення таких двох ситуацій їх взаємодії:

- зміна JavaFX даних ініціюється зміною Swing даних;
- зміна Swing даних ініціюється зміною JavaFX даних.

У першому випадку JavaFX дані повинні бути доступні тільки в потоці JavaFX Application Thread (JAT). Всякий раз, коли необхідно змінити JavaFX дані, потрібно охопити код в об'єкті Runnable і викликати метод runLater():

```
Platform.runLater(new Runnable() {
        @Override
        public void run() {
                // Код для зміни JavaFX даних.
        }
});
```

У другому випадку Swing дані повинні бути змінені тільки в потоці Event Dispatching Thread (EDT) і після цього потрібно охопити код в об'єкті Runnable і викликати метод invokeLater():

```
SwingUtilities.invokeLater(new Runnable() {
        @Override
        public void run() {
                //Код для зміни Swing даних.
        }
});
```

У багатьох проектах використовують Swing застосунки, що мають справу з таблицями. Розглянемо, як можна поєднати табличний компонент JTable з бібліотеки Swing і побудову JavaFX гістограми в одному застосунку, щоб забезпечити барвистість ілюстрації табличних даних, одержаних з бази даних. Для цього внесемо зміни у веб-застосунок **[2]**, який складається з двох файлів: