

- розробити і затвердити облікові реєстри обліку доходів і витрат з податку на прибуток, ПДФО та ЄСВ, що позитивно позначиться на якості інформаційних потоків, прийнятті ефективних управлінських рішень;
- для спрощення обліку з ЄСВ затвердити Наказом про облікову політику запропоновану нетипову форму документа "Довідку розрахунку єдиного соціального внеску" для відображення зведених нарахувань ЄСВ;
- визначити у Наказі рахунки за окремими видами податкових платежів, вказати методику ведення аналітичного податкового обліку згідно з бухгалтерським та встановити графік документообігу з відображенням руху первинних документів, облікових реєстрів, податкової звітності;
- для удосконалення організації складання податкової звітності пропонується скласти "Примітки до податкової звітності", які надаватимуть інформацію про стан обліку податкових платежів, що дадуть змогу деталізувати її до рівня, необхідного для прийняття управлінських рішень можливості контролю за податковими платежами.

Табл. Довідка розрахунку єдиного соціального внеску за _____ місяць 2014 р.

Вид доходу	Сума доходу	Ставки ЄСВ		Нарахування ЄСВ		
		ЮО, %	ФО, %	ЮО, %	ФО, %	Разом, %
Заробітна плата працюючих		36,76-49,70 (36,3)	3,6 (6,3)			
Заробітна плата працюючих інвалідів		8,41	3,6			
Нарахування за лікарняними		33,2	2,0			
Виплати за цивільно-правовими договорами		34,7	2,6			
Разом:						

Головний бухгалтер _____ / _____ /
(підпис) (П.І.П.)

Впровадження та використання зазначених пропозицій дасть змогу працівникам бухгалтерії надавати деталізовану та вірну інформацію щодо обліку податкових платежів.

Література

1. Про бухгалтерський облік та фінансову звітність в Україні: Закон України від 16 липня 1999 р., № 996-ХУІ (зі змінами від 02.09.2014 р.).
2. Податковий кодекс України. – К. : Вид-во "ІВЦ ДПА України", 2010. – 336 с. (зі змінами від 02.09.2014 р.).
3. Про збір та облік єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування: Закон України від 08.07.2010 р., № 2464-VI (зі змінами від 02.09.2014 р.).
4. Кулик В.А. Облікова політика підприємства: набутий досвід та перспективи розвитку : монографія / В.А. Кулик. – Полтава : РВВ ПУЕТ, 2014. – С. 373.
5. Кропельницька С.О. Соціальне страхування : навч. посібн. / С.О. Кропельницька, Т.В. Солджук. – Вид. 2-ге, [перероб. та доп.]. – К. : Вид-во "Центр навч. літ-ри", 2013. – 336 с.

Новосельская Л.И. Информационные модели налогового учета

Приведена методика организации налогового учета по отдельным видам налоговых платежей. Разработаны и предложены информационные модели налогового учета по отдельным налоговым платежам. Предложено разработать учетные регистры учета доходов и расходов по налогу на прибыль предприятий, что положительно скажется на качестве информационных потоков. Разработана справка расчета единого социального

взноса. Для усовершенствования налоговой отчетности предложено составлять "Примечания к налоговой отчетности", которые позволят детализировать информацию о состоянии учета налоговых платежей. Выводы направлены на усовершенствование Приказа об учетной политике в части "Организация налогового учета".

Ключевые слова: законодательно-нормативные документы, налоговый учет, учетная политика предприятия, Приказ об учетной политике, первичные документы, учетные регистры, информационные модели.

Novoselska L.I. The Information Model of Taxation

The method of tax accounting for certain types of tax payments is described. The information model of tax accounting for certain tax payments have been developed and proposed. The accounting records of income and expenditure of the corporate income tax, which will positively affect the quality of information flow, are suggested developing. Certificate calculation for a single social contribution is designed. "Notes of tax returns," that will detail information about the accounting of tax payments are offered in order to improve tax reporting. The conclusions are aimed at improving the Order on the accounting policies in the part "The Tax Accounting."

Key words: legal and regulatory documents, tax accounting, the accounting policy of the company, the Order on the accounting policies, primary documents, registers, information model.

УДК 629.113

Викл. О.С. Петрученко; проф. Л.Д. Величко,
канд. фіз.-мат. наук; ст. викл. О.І. Хитряк, канд. техн. наук –
Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного

ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ЖОРСТКОСТІ РУХОМОГО ОБ'ЄКТА З УРАХУВАННЯМ ЙОГО БАГАТОМАСОВОСТІ

Вивчено коливання транспортного засобу та вантажів під час їх перевезення пересіченою місцевістю. Досліджено вплив геометричних параметрів вантажу та конструкції системи його підресорення на частоту й амплітуду власних вертикальних і кутових коливань, наведено шляхи зниження цих коливань. Визначено умови незалежності його власних вертикальних і кутових коливань. Сформульовано рекомендації щодо вибору геометричних параметрів вантажу та коефіцієнтів жорсткості пружних елементів підресорення, що забезпечують зменшення частоти появи резонансів. Надано пропозиції щодо способу звуження спектра частот власних коливань вантажу та, як наслідок, зменшення небезпеки його резонансних розхитувань.

Ключові слова: власна частота, коливання, резонанс, перевезення вантажів.

Актуальність досліджень та огляд основних результатів. Режим руху колісних транспортних засобів (КТЗ) по бездоріжжю займають значну частку від всієї тривалості їхнього робочого циклу. За таких умов відбувається безперервне коливання його підресорених і непідресорених елементів, які негативно впливають як на транспортний засіб, так і на вантаж, що транспортується. Питанням динаміки колісних транспортних засобів (КТЗ) досліджено у низці робіт [1-3]. Однак питанням захисту віброчутливих вантажів під час перевезення, приділено значно менше уваги.

Одним із шляхів зниження коливань вантажу є його безпосереднє підресорювання. У цьому випадку вантаж кріпиться на платформі, що з'єднана з кузовом певними пружними елементами [4, 5]. Наведено ставить певні вимоги до конструкції та характеристик спеціального амортизаційного пристрою, встановленого на корпусі автомобіля.

Особливо небезпечними є резонансні коливання, коли частота збурень, що спричинені нерівностями дороги, збігається з частотою власних коливань вантажу. У цьому випадку істотно зростають динамічні навантаження, що може призвести навіть до пошкодження вантажу. Не завжди система амортизації автомобіля може забезпечити належний захист вантажу від коливань, вібрацій та уникнути резонансних коливань. Тому є важливим вибір таких геометричних параметрів вантажу та конструкції системи його підресорення, за яких амплітуди коливань вантажу стають мінімальними. Зокрема, таким вибором можна досягнути співпадіння власних частот вертикальних і кутових коливань вантажу, що приводить до звуження спектра власних частот коливань вантажу і до зменшення ймовірності виникнення резонансу.

Постановка задачі. Колісний транспортний засіб із встановленим на ньому об'єктом (вантажем) розглядаємо як багатомасову систему, що здійснює плоский рух (рис. 1). Для побудови математичної моделі механічної системи введемо нерухому систему, пов'язану із дорогою координат Oxz . За узагальнені координати центру мас корпусу у нерухомій системі координат візьмемо його координати $x_1(t)$ та відхилення $z_1 = z - z_0$ від координати рівноважного положення. Рух вантажу будемо розглядати у рухомій системі координат $O_1x_2z_2$. Так, координатами центру мас вантажу будуть $x_2(t)$, $z_2(t)$. Введемо також кути $\varphi_1(t)$, $\varphi_2(t)$ – відхилення центру мас корпусу та вантажу від їх рівноважного положення у нерухомій і рухомій системах координат відповідно.

У просторі будемо вважати, що профіль дороги описується рівнянням $z(x) = a \sin \omega x$, де a – амплітуда нерівностей дороги і ω – частота їх появи.

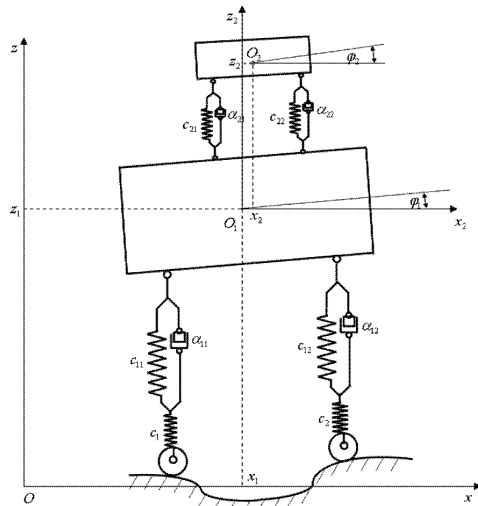


Рис. 1. Загальна розрахункова схема

Як наведено у [4], за вказаних припущень диференціальні рівняння руху набувають такого вигляду:

$$6m_{кол}\ddot{x}_1 + m_{куз}\ddot{x}_1 + m_{вант}(\ddot{x}_1(t) + \ddot{x}_2(t)) =$$

$$= -cs\rho V^2 + c_{11}(z_1 - \varphi_1 l_{11} - a \sin \omega(x_1 - l_{11}))a\omega \cos \omega(x - l_{11}) + c_{12}(z_1 + \varphi_1 l_{12} - a \sin \omega(x_1 + l_{12}))a\omega \cos \omega(x + l_{12}) + \frac{M_{овуз}}{R} - \frac{M_{кочення}}{R}; \quad (1)$$

$$6m_{кол}\ddot{z}_1 + m_{куз}\ddot{z}_1 + m_{вант}(\ddot{z}_1(t) + \ddot{z}_2(t)) = -c_{11}(z_1 - \varphi_1 l_{11} - a \sin \omega(x_1 - l_{11})) - c_{12}(z_1 + \varphi_1 l_{12} - a \sin \omega(x_1 + l_{12})) + c_{21}(z_2 - \varphi_2 l_{21} + \varphi_1 l_{21} - z_1) + c_{22}(z_2 + \varphi_2 l_{22} - \varphi_1 l_{22} - z_1); \quad (2)$$

$$I_{куз}\ddot{\varphi}_1 = c_{11}(z_1 - \varphi_1 l_{11} - a \sin \omega(x_1 - l_{11}))l_{11} - c_{12}(z_1 + \varphi_1 l_{12} - a \sin \omega(x_1 + l_{12}))l_{12} + c_{21}(z_2 - \varphi_2 l_{21} + \varphi_1 l_{21} - z_1)l_{21} - c_{22}(z_2 + \varphi_2 l_{22} - \varphi_1 l_{22} - z_1)l_{22}; \quad (3)$$

$$m_{вант}(\ddot{x}_1(t) + \ddot{x}_2(t)) = -\kappa cs\rho V^2; \quad (4)$$

$$m_{вант}(\ddot{z}_1(t) + \ddot{z}_2(t)) = -c_{21}(z_2 - \varphi_2 l_{21} + \varphi_1 l_{21} - z_1) - c_{22}(z_2 + \varphi_2 l_{22} + \varphi_1 l_{22} - z_1); \quad (5)$$

$$I_{вант}\ddot{\varphi}_2 = c_{21}(z_2 - \varphi_2 l_{21} + \varphi_1 l_{21} - z_1)l_{21} - c_{22}(z_2 + \varphi_2 l_{22} + \varphi_1 l_{22} - z_1)l_{22}, \quad (6)$$

де: $m_{кол}$ – маса колеса; $m_{куз}$ – маса корпусу; $I_{куз}$ – момент інерції корпусу відносно його центру мас; $R_{повіт}$ – сила опору повітря; $m_{вант}$, $I_{вант}$ – відповідно маса та момент інерції вантажу відносно його центру мас підпружиненого об'єкта; l_{11} , l_{12} – модулі величини різниці координат відносно осі абсцис центру мас корпусу і заднього та переднього демпферів; c – коефіцієнт, який враховує аеродинамічні властивості конструкції КТЗ; s – максимальна площа перерізу автомобіля, проведеного перпендикулярно до напрямку швидкості руху, автомобіля; ρ – питома густина повітря; V – швидкість автомобіля; c_{11} , c_{12} – жорсткість пружини заднього та переднього демпферів КТЗ відповідно; l_{21} , l_{22} – модулі величини різниці координат відносно осі абсцис центру мас вантажу і верхньої задньої та передньої пружин відповідно; c_{21} , c_{22} – жорсткість пружини верхнього лівого та правого демпферів відповідно; $M_{овуз}$ – привідний момент, $M_{кочення}$ – момент сил тертя кочення; R – радіус колеса.

Для визначення умови співпадіння частот вертикальних і кутових частот коливання вантажу розглянемо окремо рівняння вільних коливань вантажу. Як випливає із (1)-(6), вони мають вигляд:

$$m_{вант}\ddot{z}_2 + z_2(c_{21} + c_{22}) + \varphi_2(c_{22}l_{22} - c_{21}l_{21}) = 0, \quad (7)$$

$$I_{вант}\ddot{\varphi}_2 + z_2(c_{22}l_{22} - c_{21}l_{21}) + \varphi_2(c_{21}l_{21}^2 + c_{22}l_{22}^2) = 0.$$

Частинні розв'язки цієї системи приймемо у вигляді:

$$z_2 = A_z \sin(pt + \phi); \quad \varphi_2 = A_\phi \sin(pt + \phi), \quad (8)$$

де: A_z , A_ϕ – амплітуди вертикальних та кутових коливань відповідно, p – частота власних коливань вантажу, ϕ – фази коливань, що можуть бути визначені із початкових умов.

Підставляючи (8) у (7), отримуємо систему двох алгебраїчних рівнянь з двома невідомими величинами A_z та A_ϕ :

$$A_z(-p^2 m_{\text{вант}} + c_{21} + c_{22}) + A_\phi(c_{22}l_{22} - c_{21}l_{21}) = 0, \quad (9)$$

$$A_z(c_{22}l_{22} - c_{21}l_{21}) + A_\phi(-p^2 I_{\text{вант}} + c_{21}l_{21}^2 + c_{22}l_{22}^2) = 0.$$

Наведена система рівнянь є однорідна, тому умовою існування нетривіальних її розв'язків ($A_z \neq 0$; $A_\phi \neq 0$) є рівність нулеві визначника

$$\begin{vmatrix} c_{21} + c_{22} - p^2 m_{\text{вант}} & c_{22}l_{22} - c_{21}l_{21} \\ c_{22}l_{22} - c_{21}l_{21} & c_{21}l_{21}^2 + c_{22}l_{22}^2 - p^2 I_{\text{вант}} \end{vmatrix} = 0. \quad (10)$$

Розкриваючи цей визначник, отримуємо частотне рівняння з невідомою частотою p^2

$$p^4 I_{\text{вант}} m_{\text{вант}} + p^2 (-I_{\text{вант}} c_{21} - I_{\text{вант}} c_{22} - m_{\text{вант}} c_{21} l_{21}^2 - m_{\text{вант}} c_{22} l_{22}^2) + c_{21} c_{22} (l_{21} + l_{22})^2 = 0. \quad (11)$$

Розв'язавши це рівняння, знайдемо два корені p_1^2 , p_2^2 , котрі, як доведено у [6], є дійсними, додатними і різними.

Очевидно, що при виконанні умови (10), одне із рівнянь системи (9) є наслідком другого. Це означає, що амплітуди A_z , A_ϕ перебувають у певній лінійній залежності, яка визначає форму коливань. Водночас, кожному із коренів рівняння (11) відповідає певне співвідношення між амплітудами. Зокрема його можна записати виходячи із першого рівняння системи (9)

$$\frac{A_\phi}{A_z} = \frac{p^2 m_{\text{вант}} - c_{21} - c_{22}}{c_{22}l_{22} - c_{21}l_{21}}. \quad (12)$$

Зупинимось на частковому випадку, коли виконується умова

$$I_{\text{вант}} = m_{\text{вант}} \rho^2, \quad (13)$$

де радіус інерції є середнє геометричне між величинами l_{21} та l_{22}

$$\rho^2 = l_{21} l_{22}. \quad (14)$$

Відзначимо, що забезпечення достовірності співвідношення (14) відстань $l_{21} + l_{22}$ повинна бути значно меншою від загальної довжини вантажу.

Із врахуванням вказаного, частотне рівняння набуває такого вигляду:

$$\rho^4 - p^2 \frac{c_{21}l_{21} + c_{22}l_{22}}{m_{\text{вант}}l_{21}l_{22}} (l_{21} + l_{22}) + \frac{c_{21}c_{22}(l_{21} + l_{22})^2}{m_{\text{вант}}^2 l_{21}l_{22}} = 0. \quad (15)$$

Різними коренями цього рівняння є

$$p_1^2 = \frac{(l_{21} + l_{22})c_{21}}{m_{\text{вант}}l_{22}}; \quad p_2^2 = \frac{(l_{21} + l_{22})c_{22}}{m_{\text{вант}}l_{21}}. \quad (16)$$

Підставляючи ці корені по черзі у (13), при $p^2 = p_1^2$ отримуємо першу форму коливань

$$\frac{A_\phi}{A_{z_1}} = \frac{l_{21}c_{21} + l_{22}c_{21} - c_{21}l_{22} - c_{22}l_{22}}{l_{22}(c_{22}l_{22} - c_{21}l_{21})} = \frac{1}{l_{22}}; \quad (17)$$

та при умові $p^2 = p_2^2$ отримаємо другу форму коливань

$$\frac{A_\phi}{A_{z_2}} = \frac{l_{21}c_{22} + l_{22}c_{22} - c_{21}l_{21} - c_{22}l_{21}}{l_{21}(c_{22}l_{22} - c_{21}l_{21})} = \frac{1}{l_{21}}. \quad (18)$$

Особливістю отриманих форм є нерухомість одного з пружних кріплень вантажу під час коливання іншого. Практично це означає, що елементи підресорювання вантажу коливаються незалежно і коливання одного з них не передається на інший. Зазначене можна розглядати як певну експлуатаційну перевагу запропонованої схеми підресорювання вантажу. У такому випадку вільні коливання кожної ресори будуть характеризуватися різними частотами.

Розглянемо інший випадок, коли жорсткості верхніх демпферів та модулі величини різниці координат відносно осі абсцис центру мас вантажу і верхньої задньої та передньої пружин задовольняють співвідношення

$$c_{21}l_{21} = c_{22}l_{22}, \quad (19)$$

тоді система рівняння (9) трансформується у два незалежні рівняння:

$$A_z(-p^2 m_{\text{вант}} + c_{21} + c_{22}) = 0, \quad (20)$$

$$A_\phi(-p^2 m_{\text{вант}} \rho^2 + c_{21}l_{21}^2 + c_{22}l_{22}^2) = 0. \quad (21)$$

Незалежність рівняння означає можливість чисто вертикальних коливань без поворотів (підскакування) та чисто кутових коливань при нерухомому центрі тяжкості (гальмування).

Для випадку підскакування маємо $A_z \neq 0$, $A_\phi = 0$, що у сукупності із рівнянням (20) визначає квадрат першої частоти у вигляді. $p_1^2 = \frac{c_{21} + c_{22}}{m_{\text{вант}}}$.

Для випадку гальмування маємо $A_z = 0$, $A_\phi \neq 0$, причому із рівняння (21) знаходимо квадрат другої частоти $p_2^2 = \frac{c_{21}l_{21}^2 + c_{22}l_{22}^2}{m_{\text{вант}} \rho^2}$.

Таким чином, у випадку, коли конструктивні параметри вантажу задовольняють умову (19), то частоти підскакування і гальмування різні.

Особливий інтерес становить випадок, коли обидві частоти є рівними. Таку схему підресорювання вантажу можна вважати особливо раціональною з точки зору безпечності перевезення вантажів, уразливих до динамічних навантажень. Очевидно, що в цьому випадку сильні коливання вантажу виникають тільки за деякої єдиної частоти зовнішніх збурень, тоді як у випадку різних частот сильні коливання можуть мати місце при двох значеннях цих частот.

Із рівняння (15) видно, що його корені будуть рівні між собою у випадку, коли параметри динамічної схеми автомобіля задовольняють рівність

$$\left(\frac{c_{21} + c_{22}}{m_{\text{вант}}} + \frac{c_{21}l_{21}^2 + c_{22}l_{22}^2}{m_{\text{вант}} \rho^2} \right)^2 - 4 \frac{c_{21}c_{22}(l_{21} + l_{22})^2}{m_{\text{вант}} \rho^2} = 0. \quad (22)$$

Ця рівність можлива у випадку, коли одночасно виконуються умови (14) та (19). Тоді єдину власну частоту коливань визначають за формулою

$$p = \sqrt{\frac{c_{21} + c_{22}}{m_{\text{вант}}}}. \quad (23)$$

У цьому випадку коливна система має рівні частоти, але може мати різні фази, її коливання описуються залежностями (8). Константи z_2 , A_z , ϕ_2 , A_ϕ визначаються початковими умовами і незалежно від них коливання по кожній координаті є одночастотними.

Висновок. Побудовано аналітичний розв'язок моделей задачі про коливання рухомого по бездоріжжю транспортного колісного засобу з підресорним вантажем. Встановлено, що вибором геометричних характеристик вантажу та жорсткостей підресорення можна досягнути співпадіння власних частот вертикальних та кутових коливань вантажу. Це приводить до звуження спектра частот власних коливань вантажу та, внаслідок, зменшення небезпеки його резонансних розхитувань.

Література

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1972. – 392 с.
2. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1969. – 219 с.
3. Обеспечение плавности хода при проектировании легкового автомобиля с учетом влияния потер на трение в подвеске : автореф. дисс. на соискание учен. степени канд. техн. наук. – Тольятти, 2008. – 26 с.
4. Величко Л.Д. Оцінка впливу характеристик підпружинення на коливання встановлених на транспортні засоби об'єктів / Л.Д. Величко, О.С. Петрученко, А.О. Дзюба // *Машинобудування та металообробка.* – Сер.: Інженерна механіка, Механіка та матеріалознавство. – Луцьк, 2014. – Вип. 46. – С. 50-54.
5. Чернобай Г.О. Побудова математичної моделі просторових коливань візка для транспортування небезпечних вантажів / Г.О. Чернобай, О.М. Ларін, В.Г. Баркалов // *Вісник СевНТУ* : зб. наук. праць. – Севастополь. – 2012. – Вип. 135. – С. 105-109.
6. Пановко Я.Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. – М. : Изд-во "Наука". – 1987. – 352 с.

Петрученко О.С., Величко Л.Д., Хитряк О.И. Моделирование выбора параметров жесткости движущегося объекта с учетом его многомассовости

Рассмотрены колебания колесного транспортного средства и груза, что на нем установлен. Исследованы собственные колебания груза при различных условиях его поддресоривания. Исследовано влияние геометрических параметров груза и конструкции системы его поддресоривания на частоту и амплитуду собственных вертикальных и угловых колебаний, указаны пути снижения этих колебаний. Определены условия независимости его собственных вертикальных и угловых колебаний. Сформулированы рекомендации по выбору геометрических параметров груза и коэффициентов жесткости упругих элементов поддресоривания, которые обеспечивают уменьшение частоты появления резонансов. Представлены предложения по способу сужения спектра частот собственных колебаний груза и, в результате, уменьшение опасности его резонансных расшатываний.

Ключевые слова: собственная частота, колебания, резонанс, перевозки грузов.

Petrutchenko O.S., Velychko L.D., Khytriak O.I. Modelling of Selecting Stiffness Options of the Moving Object Considering its Multimass

The oscillations of the vehicle and cargo that is mounted on the vehicle are considered. The natural oscillation of cargo under various conditions of its suspension is researched. The influence of the geometrical parameters of cargo and design of its amortization system on the frequency and amplitude of vertical and angular vibration of cargo and identify ways to reduce these fluctuations are studied. The conditions of independence of its own vertical and angular oscillations are defined. Some recommendations for choice of the geometric parameters of the cargo and stiffness coefficients of elastic suspension elements, which provide a reduction in the frequency of occurrence of resonances, are formulated. The method of narrowing the spectrum eigenfrequencies of cargo and as result reduce the risk of its resonance is suggested.

Key words: own frequency, oscillation, resonance, cargo transportation.

УДК 539.3 **Викл. М.Б. Сокіл, канд. техн. наук – НУ "Львівська політехніка"; Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного**

ВПЛИВ РУХУ СУЦІЛЬНОГО ПОТОКУ СЕРЕДОВИЩА НА ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ ГНУЧКИХ ТРУБЧАСТИХ ТІЛ

Розроблено методику дослідження вимушених коливань трубчастих тіл малої згинної жорсткості, вздовж яких рухається зі сталою швидкістю суцільний потік однорідного середовища. Математичною моделлю коливань вказаних тіл є краєві задачі для нелінійних диференціальних рівнянь з частинними похідними, які містять мішані похідні лінійної та часової змінної. Останнє є перешкодою для застосування навіть для лінійних аналогів вказаних задач класичних методів Фур'є та Д'Аламбера. Проте шляхом поєднання хвильової теорії руху та асимптотичних методів нелінійної механіки вдалось отримати співвідношення, які описують основні параметри динамічного процесу як для нерезонансного, так і резонансного випадків. Показано, що частота власних коливань та резонансна амплітуда гнучкого тіла визначаються не тільки зовнішніми силами, фізико-механічними властивостями тіла та потоку середовища, але й швидкістю руху останнього.

Ключові слова: нелінійні коливання, дисперсійне співвідношення, хвильове число, частота, резонанс.

Вступ. Гнучкі трубчасті тіла використовують для: вібраційного транспортування сипких середовищ, перекачування рідин; забезпечення функціонування гідро- та пневмоприводів. Переміщення середовища вздовж трубчастого тіла спричиняє зміну основних параметрів, які описують його коливальний процес, а деяких випадках впливає навіть на стійкість динамічного процесу. Величини визначальних параметрів його залежать як від швидкості переміщення середовища, так і від його погонної маси [1]. Різні аспекти дослідження подібного класу задач розглянуто у [2, 3]. Однак результати зазначених робіт мають обмежений характер – вони стосуються малої величини кількості руху середовища. Це певною мірою знижує вагомість отриманих результатів.

Метою роботи є розв'язання вказаного типу задач за відсутності наведених обмежень щодо середовища.

Постановка задачі та методика розв'язування. Відомо, що математичною моделлю коливань трубчастого тіла малої згинної жорсткості, вздовж котрого рухається із сталою за величиною швидкістю суцільний потік однорідного середовища, є диференціальне рівняння

$$u_{tt}(x,t) + \frac{1}{m_1 + m_2} (2m_2 V u_{xt}(x,t) - (S - m_2 V^2) u_{xx}(x,t)) = \varepsilon f(u, u_x, u_t, \theta), \quad \theta = \mu t + \theta_0, \quad (1)$$

де: $u(x,t)$ – відхилення від рівноважного положення поперечного перерізу із координатою x у довільний момент часу t ; μ і θ_0 – відповідно частота та початкова фаза зовнішнього періодичного збурення; m_1 та m_2 – відповідно маса одиниці довжини трубчастого тіла та суцільного середовища; V – швидкість руху середовища вздовж трубчастого тіла; S – сила попереднього натягу тіла; $\varepsilon f(u, u_x, u_t, \theta)$ – 2π -періодична по θ функція, що описує реально існуючі нелінійні сили системи та зовнішнє періодичне збурення.

Нижче вважатимемо, що: а) максимальне значення нелінійних сил є малою величиною порівняно із $\max \frac{2}{m_1 + m_2} m_2 V u_{xt}(x,t)$ та $\max (S - m_2 V^2) u_{xx}(x,t)$; б) у