Висновок. Побудовано аналітичний розв'язок моделей задачі про коливання рухомого по бездоріжжю транспортного колісного засобу з підресореним 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 подрессоривания. Исследовано влияние геометрических параметров груза и конструкции системы его пидресорення 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 подрессоривания, 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 трубчатого тіла малої згинної жорсткості, вздовж котрого рухається із сталою за величиною швидкістю суцільний потік однорідного середовища, є диференціальне рівняння

$$u_{tt}(x,t)+\frac{1}{m_1+m_2}\left(2m_2Vu_{xt}(x,t)-\left(S-m_2V^2\right)u_{xx}(x,t)\right)=\varepsilon f\left(u,u_x,u_t,\theta\right),\ \theta=\mu t+\theta_0,\ (1)$$

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; $\varepsilon f\left(u,u_x,u_t,\theta\right)$ – 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 $\max \dfrac{2}{m_1+m_2}m_2Vu_{xt}(x,t)$ та $\max\left(S-m_2V^2\right)u_{xx}(x,t)$; б) у недеформованому положенні трубчасте тіло прямолінійної форми; в) переміщення кінців гнучкого тіла відсутні, тобто

$$u(x,t)\big|_{x=0} = u(x,t)\big|_{x=l} = 0. \quad (2)$$

Задача полягає у визначені впливу основних зовнішніх та внутрішніх чинників системи трубчасте тіло – суцільний потік однорідного середовища на закони зміни визначальних параметрів коливань тіла.

Методика розв'язування. Виходячи із обмежень щодо правої частини диференціального рівняння (1), для дослідження динамічного процесу розглядуваної системи використаємо основні ідеї методів збурень, точніше кажучи, асимптотичного методу КБМ. Відповідно до загального підходу побудови асимптотичних наближень, передусім необхідно побудувати розв'язок незбуреної ($\varepsilon = 0$) крайової задачі, яка відповідає сформульованій вище. У **[4]** показано, що незбурений рух можна трактувати як накладання прямої та відбитої хвиль однакових частот, проте різних довжин, більше того у ній визначено основні параметри цих хвиль. Беручи до уваги результати вказаної роботи, перше наближення асимптотичного розв'язку крайової задачі (1), (2) будемо шукати у вигляді

$$u(x,t) = a\left(\cos(\kappa x + \omega t + \phi) - \cos(\chi x - \omega t - \phi)\right) + \varepsilon U(a,x,\psi,\theta), \quad (3)$$

де: $\kappa = \dfrac{k\pi}{l}(1+m_2)\beta$, $\chi = \dfrac{k\pi}{l}(1-m_2)\beta$, $\omega = \dfrac{k\pi}{l}\left(S - m_2V^2\right)\beta$, $\beta = \left((m_1+m_2)S - m_1m_2V^2\right)^{-\frac{1}{2}}$,

функція $U(a,x,\psi,\theta)$ є 2π-періодичною по фазах ψ та θ і задовольняє краї умови, які випливають із (2), тобто

$$U(a,x,\psi,\theta)\big|_{x=0} = U(a,x,\psi,\theta)\big|_{x=l} = 0. \quad (4)$$

Параметри a та ϕ для збуреного випадку є невідомими функціями часу. Закони зміни їх істотно залежать від співвідношення між частотами власних і вимушених коливань, тобто ω та μ. Якщо $p\omega \neq q\mu$, p,q – взаємно прості числа (нерезонансний випадок), закони зміни параметрів a та ϕ будемо шукати у вигляді звичайних диференціальних рівнянь $\dot{a} = \varepsilon A(a)$, $\dot{\phi} = \varepsilon B(a)$. Якщо ж $p\omega \approx q\mu$ (резонансний випадок), то динамічний процес значною мірою залежить від співвідношення між фазами власних і вимушених коливань, тобто співвідношення між параметрами ψ та θ, точніше кажучи від різниці вказаних функцій. Таким чином, у резонансному випадку закони зміни визначальних параметрів динамічного процесу трубчастого тіла зв'язані диференціальними рівняннями $\dot{a} = \varepsilon \bar{A}(a,\varphi)$, $\varphi = \omega - \dfrac{p}{q}\mu + \varepsilon \bar{B}(a,\varphi)$. Задача полягає у визначенні таких невідомих функцій $A(a)$, $B(a)$ (для нерезонансного випадку) та відповідно $\bar{A}(a,\varphi)$ і $\bar{B}(a,\varphi)$ (для резонансного випадку), які з точністю до величин порядку ε включно задовольняють вихідне рівняння. Для нерезонансного випадку із (1) отримуємо диференціальне рівняння, що зв'язує невідомі функції:

$$\omega^2\frac{\partial^2 U}{\partial\varphi^2} + \mu^2\frac{\partial^2 U}{\partial\theta^2} + \frac{1}{m_1+m_2}(2Vm_2(\frac{\partial^2 U}{\partial x\partial\psi}\omega + \frac{\partial^2 U}{\partial x\partial\theta}\mu) - \left(S - m_1V^2\right)\frac{\partial^2 U}{\partial x^2}) = \quad (5)$$

$$= f_1(a,x,\psi,\theta) - 2\left[\alpha_1\sin(\kappa x+\psi) + \alpha_2\sin(\chi x-\psi)\right]A(a)$$
$$-2a\left[\alpha_1\cos(\kappa x+\psi) - \alpha_2\cos(\chi x-\psi)\right]B(a),$$

де $\alpha_1 = \omega + \dfrac{2m_2V\kappa}{m_1+m_2}$, $\alpha_2 = \omega - \dfrac{2m_2V\chi}{m_1+m_2}$, $f_1(a,x,\psi,\theta) = f(u,u_x,u_t,\theta)\Big|_{\substack{u=a(\cos(\kappa x+\psi)-\cos(\chi x-\psi)),\\ u_x=-a(\kappa\sin(\kappa x+\psi)-\chi\sin(\chi x-\psi)),\\ u_t=-a\omega(\sin(\kappa x+\psi)+\sin(\chi x-\psi)).}}$.

Для однозначного визначення із (5) невідомих функцій $A(a)$ та $B(a)$, накладемо додаткові умови на функцію $U(a,x,\psi,\theta)$, а саме – вона не повинна містити у своїх розкладах ряд Фур'є доданків пропорційних $\sin\psi$ та $\cos\psi$. Наведена умова еквівалентна вибору за амплітуду хвильового процесу трубчастого тіла амплітуду головної її моди. Одночасно вона дасть змогу отримати звичайні диференціальні рівняння, які описують закони зміни в часі параметрів a та ϕ:

$$\frac{da}{dt} = \varepsilon\frac{\int\limits_0^l\int\limits_0^{2\pi}\int\limits_0^{2\pi} f_1(a,x,\psi,\theta)[(\alpha_1\sin\kappa x + \alpha_2\sin\chi x)\sin\psi + (\alpha_1\cos\kappa x - \alpha_2\cos\chi x)\cos\psi]\,d\psi\, d\theta\, dx}{4\pi^2 l\left(\alpha_1^2+\alpha_2^2\right)}, \quad (6)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \varepsilon\frac{\int\limits_0^l\int\limits_0^{2\pi}\int\limits_0^{2\pi} f_1(a,x,\psi,\theta)[(\alpha_1\sin\kappa x + \alpha_2\sin\chi x)\sin\psi - (\alpha_1\cos\kappa x - \alpha_2\cos\chi x)\cos\psi]\,d\psi\, d\theta\, dx}{4\pi^2 l\left(\alpha_1^2+\alpha_2^2\right)a}.$$

Невідому ж функцію $U(a,x,\psi,\theta)$ легко знайти шляхом представлення її у кратні ряди Фур'є із наступним прирівнюванням коефіцієнтів при однакових гармоніках $m\psi,\ n\theta\ (m \neq 1)$, тобто

$$U(a,x,\psi,\theta) = \sum_m\sum_n\sum_s U_{mns}(a)\exp i\left(m\psi + n\theta + s\frac{\pi}{l}x\right). \quad (7)$$

Коефіцієнти $U_{mn}(a)$ вказаного представлення, виходячи із диференціального рівняння (5), приймають значення:

$$\underset{m\neq 0,1;n,s\neq 0}{U_{mns}(a)} = -\frac{f_{mns}(a)}{m^2\omega^2 + n^2\mu^2 + \dfrac{1}{m_1+m_2}\left((2Vm_2)(\dfrac{sm\pi}{l}\omega + \dfrac{sn\pi}{l}\mu) - \left(S - m_1V^2\right)\left(\dfrac{s\pi}{l}\right)^2\right)} \quad (8)$$

де $f_{mns}(a) = \int\limits_0^{2\pi}\int\limits_0^{2\pi}\int\limits_0^{l} f_1(a,x,\psi,\theta)\exp{-i}\left(m\psi + n\theta + s\dfrac{\pi}{l}x\right)dx\,d\theta\,d\psi$.

Треба відзначити, що представлення функції $U(a,x,\psi,\theta)$ залежністю (8) не дає змогу визначити коефіцієнти $U_{000}(a)$. Його величина визначається, виходячи із (8) та крайових умов (2).

Набагато складнішим у дослідженні й одночасно важливішим із практичного боку є резонансний випадок. Нижче розглянемо тільки випадок головного резонансу. Поступаючи подібним чином як і для нерезонансного випадку з тією тільки різницею, що у резонансному основні параметри динаміки трубчастого тіла описуються складнішими залежностями, для визначення невідомих функцій $\bar{A}(a,\varphi)$ і $\bar{B}(a,\varphi)$ отримуємо диференціальне рівняння

$$\omega^2\frac{\partial^2 U}{\partial\varphi^2}+\mu^2\frac{\partial^2 U}{\partial\theta^2}+\frac{1}{m_1+m_2}(2Vm_2(\frac{\partial^2 U}{\partial x\partial\psi}\omega+\frac{\partial^2 U}{\partial x\partial\theta}\mu)-\left(S-m_1V^2\right)\frac{\partial^2 U}{\partial x^2})$$
$$=f_1(a,x,\psi,\theta)- \qquad (9)$$
$$-2\left[\alpha_1\sin(\kappa x+\psi)+\alpha_2\sin(\chi x-\psi)\right]\bar{A}(a,\varphi)-2a\left[\alpha_1\cos(\kappa x+\psi)-\alpha_2\cos(\chi x-\psi)\right]\bar{B}(a,\varphi).$$

Диференціальне рівняння (9), із урахуванням накладених вище на $U(a,x,\psi,\theta)$ умов, дає змогу отримати співвідношення, які зв'язують шукані функції:

$$\bar{\alpha}_1\bar{A}(a,\varphi)+a\bar{\alpha}_2\bar{B}(a,\varphi)+\left(\bar{\beta}_1\frac{\partial\bar{A}(a,\varphi)}{\partial\varphi}+a\bar{\beta}_2\frac{\partial\bar{B}(a,\varphi)}{\partial\varphi}\right)(\omega-\mu)=$$
$$=\frac{\varepsilon}{2\pi}\int_0^l\int_0^{2\pi}f_1(a,x,\psi,\psi-\varphi)\cos\psi\,d\psi\,dx, \qquad (10)$$
$$\bar{\alpha}_2\bar{A}(a,\varphi)-a\bar{\alpha}_1\bar{B}(a,\varphi)-\left(\bar{\beta}_2\frac{\partial\bar{A}(a,\varphi)}{\partial\varphi}-a\bar{\beta}_1\frac{\partial\bar{B}(a,\varphi)}{\partial\varphi}\right)(\omega-\mu)=$$
$$=\frac{\varepsilon}{2\pi l}\int_0^l\int_0^{2\pi}f_1(a,x,\psi,\psi-\varphi)\sin\psi\,d\psi\,dx,$$

де: $\bar{\alpha}_1=\frac{1}{2}\int_0^l(\alpha_1\sin\kappa x+\alpha_2\sin\chi x)\,dx,\ \ \bar{\alpha}_2=\frac{1}{2}\int_0^l(\alpha_1\cos\kappa x-\alpha_2\cos\chi x)\,dx,$

$\bar{\beta}_1=\frac{1}{2}\int_0^l(\cos\kappa x-\cos\chi x)\,dx,\ \ \bar{\beta}_2=\frac{1}{2}\int_0^l(\sin\kappa x+\sin\chi x)\,dx.$

Нижче наведемо тільки прикінцеві залежності, які стосуються нелінійних резонансних коливань системи трубчате тіло – потік суцільного середовища під дією гармонічної сили, тобто для випадку

$$f(u,u_x,u_t,\theta)=F(u,u_x,u_t)+F_0\sin\mu t,\ F_0-\mathrm{const}. \qquad (11)$$

Резонансні коливання розглядуваної системи описуються головною частиною залежності (3), в якій a та φ визначаються системою диференціальних рівнянь:

$$\frac{da}{dt}=\varepsilon A(a)+\frac{\varepsilon F_0}{2\pi l\left(\alpha_1^2+\alpha_2^2\right)}(\bar{\alpha}_1\cos\varphi-\bar{\alpha}_2\sin\varphi),$$
$$\frac{d\varphi}{dt}=\omega-\mu+\varepsilon B(a)+\frac{\varepsilon F_0}{2\pi l\left(\alpha_1^2+\alpha_2^2\right)a}(\bar{\alpha}_1\cos\varphi+\bar{\alpha}_2\sin\varphi), \qquad (12)$$

де: $A(a)=\dfrac{\int_0^l\int_0^{2\pi}F_1(a,x,\psi)\left[(\alpha_1\sin\kappa x+\alpha_2\sin\chi x)\sin\psi+(\alpha_1\cos\kappa x-\alpha_2\cos\chi x)\cos\psi\right]d\psi\,dx}{2\pi l\left(\alpha_1^2+\alpha_2^2\right)},$

$$B(a)=\frac{\int_0^l\int_0^{2\pi}F_1(a,x,\psi)\left[(\alpha_1\sin\kappa x+\alpha_2\sin\chi x)\sin\psi-(\alpha_1\cos\kappa x-\alpha_2\cos\chi x)\cos\psi\right]d\psi\,dx}{2\pi l\left(\alpha_1^2+\alpha_2^2\right)}.$$

Для випадку $f(u,u_x,u_t,\theta)=\alpha u_t+\beta u_x^2u_{xx}$ (рис.) наведені залежності амплітуди коливань трубчастого тіла при переході через головний резонанс за різних швидкостей ($V_1=5м/с$, $V_2=7м/с$, $V_3=9м/с$) руху суцільного середовища.

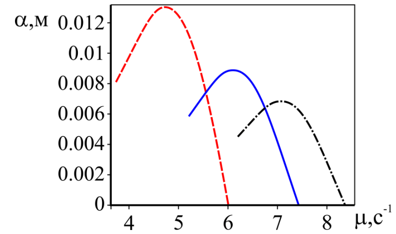

Рис. Закони зміни амплітуди коливань трубчастого тіла при переході через головний резонанс

Загальні висновки. Розроблена у роботі методика дає змогу досліджувати нелінійні коливання трубчастих тіл, вздовж котрих рухається зі сталою швидкістю суцільний потік однорідного середовища. Отримані на її базі розрахункові залежності показують: а) для суцільних середовищ більшої погонної маси, які рухаються вздовж трубчастого тіла, власна частота коливань останнього є меншою; б) рух суцільного середовища вздовж трубчастого тіла спричиняє зменшення частоти власних коливань тіла; в) за швидкості руху середовища $V=\min\left\{\sqrt{\frac{S}{m_2}},\sqrt{\frac{(m_1+m_2)S}{m_1m_2}}\right\}$ проходить зрив коливань трубчастого тіла; г) резонансна амплітуда із зростанням швидкості середовища зростає за умови, що остання менша за порогове її значення.

Література

1. Горошко О.О. Вимушені коливання гнучкого трубопроводу з потоком рідини та нульовим початковим натягом при силовому збудженні / О.О. Горошко, С.В. Кикоть // Вісник Київського університету : зб. наук. праць. – Сер.: Фізико-математичні науки. – 2012. – № 3. – С. 67-70.
2. Пукач П.Я. Вплив руху рідини та кутової швидкості обертання колони при бурінні свердловин на її нелінійні згинні коливання / П.Я. Пукач, І.В. Кузьо // Прикарпатський вісник НТШ : зб. наук. праць. – 2012. – Число 1(17). – С. 60-66.
3. Пукач П.Я. Нелінійні згинні коливання колони для буріння свердловин / П.Я. Пукач, І.В. Кузьо // Сучасні проблеми механіки та математики : зб. наук. праць. – В 3-х т. / за ред. Р.М. Кушніра, Б.Й. Пташника. – Львів : Вид-во Ін-ту прикладних проблем механіки та математики ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2013. – Т. 2. – С. 167-169.
4. Сокіл М.Б. Нелінійні коливання гнучких трубчастих тіл вздовж яких рухається суцільний потік середовища / М.Б. Сокіл // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2014. – Вип. 24.10. – С. 351- 356.

***Сокил М.Б.* Влияние движения сплошного потока среды на вынужденные колебания гибких трубчатых тел**

Разработана методика исследования вынужденных колебаний трубчатых тел малой сгибающей жесткости, вдоль которых движется с постоянной скоростью сплошной поток однородной среды. Математической моделью колебаний указанных тел являются краевые задачи для нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, содержащих смешанные производные линейной и временной переменной. Последнее является препятствием для применения даже для линейных аналогов указанных задач классических методов Фурье и Д'Аламбера. Однако путем объединения волновой теории движения и асимптотических методов нелинейной механики удалось получить соотношения, описывающие основные параметры динамического процесса как для нерезонансного, так и резонансного случаев. Показано, что частота собственных колебаний и резонансная амплитуда гибкого тела определяются не только внешними силами, физико-механическими свойствами тела и потока среды, но и скоростью движения последнего.

Ключевые слова: нелинейные колебания, дисперсионная соотношение, волновое число, частота, резонанс.

Sokil M.B. **Forced Oscillations of Flexible Tubular Bodies with a Continuous Environment Flow Moving Along**

The method study of forced oscillations of small tubular bodies bending stiffness along which a constant speed continuous flow of homogeneous medium moves. The mathematical model of these bodies is fluctuations boundary value problem for nonlinear differential equations with partial derivatives containing mixed derivatives of linear and time-variable. The latter is a barrier to use even for linear analogues mentioned problems of classical methods of Fourier and d'Alembert. Despite specified, by combining the wave theory of motion and asymptotic methods of nonlinear mechanics could value obtained describing the basic parameters of the dynamic process for non-resonant and resonant cases. The frequency of oscillation amplitude and resonance flexible body are shown to be determined not only by external forces, physical – mechanical properties of the body and flow, but also the speed of the latter.

Key words: nonlinear vibrations, dispersion relation, wave number, frequency, resonance.

УДК 658.7 ***Аспір. О.Б. Телішевська***[1] ***– Львівський НУ ветеринарної медицини та біотехнологій ім. С.З. Гжицького***

ІНТЕГРАЛЬНИЙ МЕТОД АНАЛІЗУ ЛОГІСТИЧНО-ПОСТАЧАЛЬНИЦЬКИХ ВИТРАТ ПІДПРИЄМСТВА

Логістична концепція управління сьогодні отримала досить широке застосування в теорії і практиці господарської діяльності підприємств. Досвід використання логістичного підходу доводить, що він дає змогу значно скоротити запаси продукції у виробництві, постачанні та збуті, знизити витрати, підвищити продуктивність, забезпечити повніше задоволення потреб споживачів як товарів і послуг, а отже, отримати конкурентні переваги. Високі темпи розвитку логістики значною мірою можна пояснити необхідністю своєчасної реакції підприємств на конкуренцію і кон'юнктуру ринку, прагненням адаптуватися до сучасних обставин і мінливих умов зовнішнього середовища.

Вивчення досвіду розвинених країн підтверджує, що концепція логістичного підходу є найбільш конструктивною при управлінні потоками і процесами у будь-якій сфері економічної діяльності та дає змогу підвищити ефективність цієї діяльності на основі чіткої організації та інтегрованості управління матеріальними та супутніми фінансовими, інформаційними та сервісними потоками.

Ключові слова: логістика, логістично-постачальницькі витрати, собівартість, операційна діяльність, інвестиційна діяльність, логістичний ланцюг, логістичний центр, інноваційна діяльність, факторний моніторинг, інтегральний аналіз.

Постановка проблеми. Логістичні процеси тісно пов'язані з функціонуванням підприємства, вони не формують самостійну сферу діяльності, але повинні підкорятися основним цілям підприємства і забезпечувати їх досягнення. Для створення ефективної мережі та успішного здійснення логістичної діяльності, необхідне проведення ретельного проектування побудови логістичних систем на промислових підприємствах.

[1] Наук. керівник: проф. О.Є. Кузьмін, д-р екон. наук – НУ "Львівська політехніка"

Аналіз логістичних витрат у сфері постачання є одним з актуальних завдань вітчизняних підприємств, особливо для тих, які займаються експортно-імпортною діяльністю. Аналіз витрат – це метод дослідження окремих складових у межах цілісного обліку. Основною проблематикою достовірності аналізу логістичних витрат є те, що досі логістичні витрати агрегують у загальні витрати підприємства, через те що немає коректної ідентифікації даних витрат немає і спільних думок щодо методів аналізу логістичних процесів.

На нашу думку, аналіз логістично-постачальницьких витрат є одним з важливих питань прибутковості логістичної системи, адже важливим є уміння управляти енергетичними, матеріальними, трудовими, фінансовими та іншими ресурсами, які через нераціональне використання можуть бути причиною збитковості і, як наслідок, банкрутства підприємства.

Стратегічна логістика, виходячи з довгострокових цілей підприємства, здатна істотно змінити всю системну організацію підприємства. Будь-які логістичні перетворення супроводжуються значними витратами, тому вимагають реалізації послідовної і розгорнутої в просторі й часі програми заходів, які одночасно є комплексом необхідних соціально-економічних, організаційно-технічних, інформаційних, правових, кадрових та інших передумов створення повноцінного логістичного забезпечення діючих структур.

Будучи відносно новим інструментом управління, логістика є синтезом багатьох методів і принципів таких традиційних сфер діяльності, як маркетинг, виробництво, фінанси, вантажоперевезення. Використання концепцій логістики дає змогу здійснити тісну інтеграцію виробництва, матеріально-технічного забезпечення, транспорту та передачі інформації про рух товарів у єдину систему.

Аналіз останніх досліджень. Багато праць вітчизняних та зарубіжних авторів, а саме А.У. Альбекова, В.П. Федька, Є.В. Крикавського, О.М. Окландера, Р. Брейлі, А.М. Зевакова, А.М. Гаджинского свідчать про актуальність цієї проблематики. Однак у численних працях відомих авторів немає спільної думки щодо визначення аналізу логістично-постачальницьких витрат, – і цьому є адекватне пояснення. Основними передумовами цієї проблематики є низький рівень розвитку логістики в Україні; невизначеність ролі впливу логістики у вітчизняному підприємництві; відсутність або мала наявність логістичних центрів; немає правил, норм ідентифікації та обліку логістично-постачальницьких і загальних логістичних витрат, тощо.

Мета роботи. Перехідна економіка, розвиток логістики, логістичного сервісу, утворення логістичних центрів є причинами для поглибленого вивчення складу логістично-постачальницьких витрат, що, водночас, стає підґрунтям для розроблення механізмів, методів управління логістично-постачальницькими витратами. Метою цього дослідження є розроблення методу аналізу логістично-постачальницьких витрат.

Виклад основного матеріалу. Ефективне управління логістикою є передовим чинником укріплення конкурентної позиції на ринку. Запропоноване твердження підтверджується тим, що чим більша кількість суб'єктів у ринковому середовищі, тим більшого розвитку і значущості набуває логістика. Для розвинених країн нормою є логістичні ланцюги розподілу, в яких ключове місце належить логістичним центрам. Для того аби виокремити основні функції логістичного менеджменту, а також наголосити на важливості кожної складової або