

ЗАСТОСУВАННЯ АРМОВАНИХ КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ У КОНСТРУКЦІЯХ ШТАНГ ОБПРИСКУВАЧІВ

Αἰεὶ ἐξαρτῶμεν τὴν ἀσφάλειάν ἡμῶν ἀπὸ τῆς ἀσφάλειας τῶν ἀλλοτρίων, ὅτι ἡ ἀσφάλεια τῶν ἀλλοτρίων ἐστὶν ἀσφάλεια καὶ ἡ ἀσφάλεια τῶν ἀλλοτρίων ἐστὶν ἀσφάλεια. Ἐπειδὴ ἡ ἀσφάλεια τῶν ἀλλοτρίων ἐστὶν ἀσφάλεια, ἡ ἀσφάλεια τῶν ἀλλοτρίων ἐστὶν ἀσφάλεια. Ἐπειδὴ ἡ ἀσφάλεια τῶν ἀλλοτρίων ἐστὶν ἀσφάλεια, ἡ ἀσφάλεια τῶν ἀλλοτρίων ἐστὶν ἀσφάλεια. Ἐπειδὴ ἡ ἀσφάλεια τῶν ἀλλοτρίων ἐστὶν ἀσφάλεια, ἡ ἀσφάλεια τῶν ἀλλοτρίων ἐστὶν ἀσφάλεια.

Умовні позначення:

X	- переміщення осі балки при поперечних коливаннях;
x	- абсциса точки на поздовжній осі балки;
f, p	- лінійна і колова частоти коливань відповідно;
A	- площа поперечного перетину балки;
ρ	- густина матеріалу;
EJ	- згинна жорсткість балки;
L	- довжина балки;
l	- міжопорна віддаль;
$\eta = l/L$	- відносна координата опори;
$a_0 = kL$	- корінь частотного рівняння.

Підвищення продуктивності штангових обприскувачів вимагає збільшення робочих швидкостей і ширини захвату. Однак збільшення цих параметрів створює проблему міцності і надійності несучих каркасів внаслідок зростання інерційних навантажень на штангу при русі агрегату на нерівностях оброблюваних площ. Велика маса металевих каркасів спричинює його малу динамічну міцність і стримує проектування і випуск широкозахватних (з довжиною штанги понад 18 м) штангових обприскувачів. Для підвищення міцності і надійності штанг, шляхом зниження їх металомісткості у [1] запропоновано виготовляти крайні секції штанги у вигляді труб з армованих полімерних матеріалів, зокрема, скло - чи базальтопластиків. Ці матеріали майже у 4 рази легші від сталей, міцністю не поступаються звичайним сталям і мають на порядок вищі демпфувальні властивості, високі тріщиностійкість і ударну в'язкість, корозійну і хімічну стійкість. Дослідні випробування штанг сільгоспмашин ПЖУ-2,5 і ОПШ-15 в умовах експлуатації виявили, що заміна металевих крайніх секцій штанги на базальтопластикові зменшує інерційні навантаження у 6-8, а напруження в небезпечних перетинах майже у 10 разів за рахунок п'ятикратного зниження ваги секцій. Однак, поряд з тим показали низьку згинну жорсткість і (2...2,5 Гц) резонансну частоту поперечних коливань крайніх секцій. При русі обприскувача на нерівностях оброблюваних площ виникають інтенсивні резонансні коливання крайніх секцій у вертикальній і горизонтальній площинах, причому амплітуда коливань кінців крайніх секцій довжиною 4,3 м і діаметром 60 мм сягає 600 мм, що призводить до нерівномірного нанесення препарату на оброблювану поверхню.

Зменшити амплітуди коливань крайніх секцій можна їх додатковим закріпленням до металевих каркасів, наприклад, тросовими розтяжками у вертикальній площині і в площинах під кутом 120° до неї. Крім цього, закріплення збільшує резонансну частоту секцій і усуває їх резонанс на робочих швидкостях агрегата.

Далі визначена точка додаткового закріплення крайньої секції, при якій резонансна частота максимальна.

Розгляньмо задачу про вільні коливання консольної балки довжиною L , додатково прикріпленої на віддалі l від защемлення (див. рис. 1). Рівняння вільних коливань має вигляд [2]

$$X^{IV} - k^4 X = 0, \quad k^4 = \rho A p^2 / EJ. \quad (1)$$

Для коливань першої ділянки (від защемлення до опори) з урахуванням крайових умов на лівому кінці і умови відсутності зміщення у точці $x = l$ маємо

$$X_1 = C_1 [\sin kx - \text{sh} kx + \alpha (\cos kx - \text{ch} kx)], \quad (2)$$

де C_1 - постійна, $\alpha = (\text{sh} kl - \sin kl) / (\cos kl - \text{ch} kl)$. Форми коливань на другій ділянці (від опори до вільного кінця) з урахуванням крайових умов при $x = L$ і для згаданої умови відсутності зміщення в точці $x = l$ визначаються виразом

$$X_2 = C_2 [\sin k\xi + \beta_1 \text{sh} k\xi + \beta_2 (\cos k\xi - \text{ch} k\xi)], \quad (3)$$

де C_2 - постійна, $\beta_1 = (1 - \sin kl_1 \text{sh} kl_1 + \cos kl_1 \text{ch} kl_1) / \Delta$, $\beta_2 = (\cos kl_1 \text{sh} kl_1 - \sin kl_1 \text{ch} kl_1) / \Delta$, $\Delta = 1 + \sin kl_1 \text{sh} kl_1 + \cos kl_1 \text{ch} kl_1$, $\xi = x - l$, $l_1 = L - l$. Позначивши вирази в квадратних дужках у рівняннях (2) і (3) через $\Phi(x)$ і $\Psi(x)$, із умов неперервності в точці опори кута нахилу і згинного моменту, отримано систему рівнянь для визначення постійних C_1 і C_2

$$\begin{aligned} C_1 \Phi'(l) - C_2 \Psi'(0) &= 0, \\ C_1 \Phi''(l) + C_2 \Psi''(0) &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Система (4) має нетривіальний розв'язок, якщо

$$\Phi'(l) \Psi''(0) - \Psi''(l) \Psi'(0) = 0, \quad (5)$$

або

$$\begin{aligned} F = [\cos k(L-l) \text{sh} k(L-l) - \sin k(L-l) \text{ch} k(L-l)](1 - \cos kL \text{ch} kL) + \\ + (\sin kl \text{ch} kl - \cos kl \text{sh} kl)[1 + \cos k(L-l) \text{ch} k(L-l)] = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Співвідношення (6) є частотним рівнянням для даного випадку. Воно містить рівняння, що відповідають двом граничним випадкам: чисто консольній балці ($l = 0$) і балці з одним защемленим і другим опертим кінцем ($l = L$), для яких у [2] знайдені величини kl . Для основних форм коливань вони дорівнюють 1,875 і 3,927 відповідно. Оскільки частота коливань

$$f = \frac{k^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho EJ}{A}} \quad (7)$$

пропорціональна квадратові величини $k = a_0 / L$, то балка з одним защемленим кінцем і другим опертим кінцем має у понад 4 рази вищу першу резонансну частоту у порівняно з консоллю.

Розв'язок частотного рівняння (6) $a_0 = kL$ є функцією величини $\eta = l/L$. Відповідно до поставленої мети знайдемо таке значення параметра η , ($0 < \eta \leq 1$), при якому a_0 набирає максимального значення. Запишемо рівняння (6) у вигляді

$$F(a_0(\eta), \eta) = 0. \quad (8)$$

Продиференціюємо (8) за η :

$$\frac{dF}{d\eta} = \frac{\partial F}{\partial a_0} \frac{da_0}{d\eta} + \frac{\partial F}{\partial \eta} = 0.$$

Звідси

$$\frac{da_0}{d\eta} = - \frac{dF}{d\eta} / \frac{\partial F}{\partial a_0}.$$

Із умови екстремуму функції $a_0(\eta)$ після нескладних перетворень отримаємо додаткове рівняння для визначення значення параметра η

$$\begin{aligned} & \sin a_0(1-\eta) \operatorname{sh} a_0(1-\eta) (\sin a_0\eta \operatorname{ch} a_0\eta - \cos a_0\eta \operatorname{sh} a_0\eta) - \\ & - \sin a_0\eta \operatorname{sh} a_0\eta [\cos a_0(1-\eta) \operatorname{sh} a_0(1-\eta) - \sin a_0(1-\eta) \operatorname{ch} a_0(1-\eta)] = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Рівняння (6) і (9) є повною системою для визначення a_0 і η . Загалом при природних обмеженнях $0 < \eta \leq 1$ такі системи не завжди можна розв'язати. Однак у даному випадку система має єдиний розв'язок

$$\eta = \pi/4, \quad a_0 \approx 4,7419.$$

Таким чином, знайдена точка додаткового закріплення крайньої секції штанги, що збільшує резонансну частоту порівняно із незакріпленою у 6,35 раза, а із закріпленою на кінці - у 1,45 раза.

Теоретичні результати перевірялися експериментально. З цією метою за методикою [3] досліджували залежність резонансної частоти стержня, закріпленого за схемою консольної балки з шарнірною опорою (див. рис. 1), від положення цієї опори. Сталевий стержень 1 - діаметром 10 мм і довжиною 1050 мм - разом з основою 2 монтували на столі вібратора вібростенда ВЕДС-10, яким збуджували резонансні коливання. Резонансну частоту коливань стержня вимірювали частотоміром ЧЗ-35А. Момент резонансу визначали за максимальним прискоренням на вільному кінці стержня, яке вимірювали багатоканальним вимірювачем вібрації ПВ-21К за сигналом від акселерометра 3. Застосовувалися акселерометри АВС 017-10.

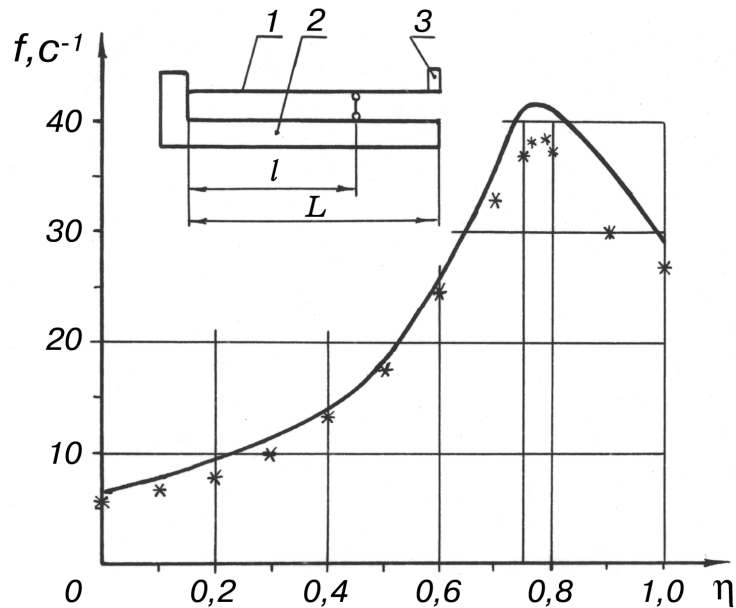


Рис.1. Залежність резонансної частоти балки від положення опори.

На рисунку поданий графік залежності $f(\eta)$, обчисленої за формулою (7). Експериментальні дані на графіку позначені зірочками. Для $\eta > 0,7$ розбіжність між теоретичними і експериментальними значеннями резонансних частот більш помітна. Це пояснюється впливом маси датчика. Аналіз залежностей показує, що при $\eta = 0,78$ резонансна частота консолі з опорою максимальна і в 6,35 раза більша за частоту для консолі без опори. В інтервалі $0,75 \leq \eta \leq 0,8$ резонансна частота мало відрізняється від максимальної, отже, точку додаткового шарнірного закріплення можна обмежити цим інтервалом.

The possibilities and prospects of producing booms from armoured composites for wide-entrainment sprays is analyzed. A scheme of additional reinforcement of outer sections is proposed. It increases the uniform agent application on the working plane. A point of additional reinforcement of outer sections that ensures the maximum resonance frequency of its vibrations is defined theoretically. Experimental verification of theoretical results is made.

Література

1. А.с. 1117031 СССР. Штанга опрыскивателя / Б.Л.Пелех, О.П.Тушницкий, Т.И.Рыбак, И.Н.Преображенский, М.И.Незбрицкий, С.Д.Шеруда, И.С.Когут // Открытия. Изобретения. Пром. образцы. Товар. знаки. - 1984. - №37. - С.12.
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. - М.: Наука, 1967. - 444с.
3. Пелех Б.Л., Саляк Б.И., Когут И.С., Мыкита А.Ю. Динамическая жесткость и демпфирующие свойства упругих элементов с армирующими композиционными покрытиями // Пробл. прочн. - 1986. - №2. - С. 81-83.

Одержано 13.02.2000 р.