В. П. Квасников, д.т.н., **А. О. Возняковский**

МЕТОДИКА БАЛАНСИРОВКИ ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА МАЯТНИКОВОГО АКСЕЛЕРОМЕТРА

Маятниковые акселерометры широко применяются в космических аппаратах, авиации, автомобилестроении, ракетах и кораблях. Один из важнейших элементов конструкции маятниковых акселерометров – подвесы, их форма и размеры определяют важный параметр приборов – чувствительность. На чувствительность подвеса влияют маятниковость и совпадение центра масс с осью горизонта или вертикали. В статье идет речь о методике балансировки чувствительного элемента.

***Ключевые слова**: маятниковый акселерометр, чувствительный элемент, балансировка.*

V. Kvasnikov, PhD, **A. Vozniakovskyi**

THE TECHNIQUE OF BALANCING THE SENSITIVE ELEMENT OF THE PENDULUM ACCELEROMETER

Pendulum accelerometers are widely used in spacecraft, aircraft, automotive, missiles and ships. One of the most important elements of the design pendulum accelerometers – suspension, their shape and dimensions determine an important parameter of the instrument – sensitivity. On sensitivity affects pendular and coincidence the center of mass with horizontal or vertical axis. The article deals with the method of balancing the sensor element.

***Keywords**: pendulum accelerometer, the sensing element, balancing.*

УДК 519.878.5

В.Ф. Оробей[1], д.т.н., **А.Ф. Дащенко[1],** д.т.н., **Л. В. Коломиец[2],** д.т.н., **А. Н. Лимаренко[1],** к.т.н.

[1]*Одесский национальний политехнический университет, г. Одесса*
[2]*Одесская государственная академия технического регулирования и качества, г. Одесса*

К РАСЧЕТУ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН МЕТОДОМ ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Приведены решения задачи Коши крутильных колебаний тонкостенных стержней, которые являются составляющими элементами несущей системы подъемно-транспортных машин, с учетом всех членов уравнения В.З. Власова. Показано применение этих решений для задач динамики крутильных колебаний тонкостенных стержневых систем по алгоритму метода граничных элементов. Результаты решений приведены в численной и визуальных формах.

***Ключевые слова**: подъемно-транспортные машины, Matlab, метод граничных элементов, тонкостенный стержень, численные методы, крутильные колебания.*

Тонкостенные стержневые конструктивные элементы подъемно-транспортных машин (ПТМ) имеют высокую прочность и жесткость с малой металлоемкостью. В этой связи они получили большое практическое применение в различных балочных и рамных конструкциях несущей системы ПТМ. Весьма важно иметь надежную и, достоверную теорию определения параметров крутильных колебаний тонкостенных элементов несущей системы ПТМ, с учетом того, что именно кручение является определяющим при расчете прочности и жесткости тонкостенных конструкций открытого профиля.

Уравнение и параметры крутильных колебаний прямолинейного тонкостенного стержня открытого профиля с двумя осями симметрии имеют вид [1]

$$EI_{\omega} = \frac{\partial^4 \overline{\theta}(x,t)}{\partial x^4} - GI_{кр}\frac{\partial^2 \overline{\theta}(x,t)}{\partial x^2} - \frac{\partial^4 \overline{\theta}(x,t)}{\partial z^2 \partial t^2} + \rho\left(I_z + I_y\right)\frac{\partial^2 \overline{\theta}(x,t)}{\partial t^2} = \overline{m}_{\lambda}(x,t),$$

где $GI_{кр}\overline{\theta}(x,t)$ – динамический угол поворота сечения стержня в масштабе

крутильной жесткости вокруг центра изгиба, совпадающего в этом случае с центром тяжести сечения;

$GI\,\overline{\theta}'(x,t)=\overline{M}\,(x,t)$ – динамический крутящий момент в сечении, возникающий от неравномерного распределения по толщине стенок касательных напряжений;

$EI_{\omega}\overline{\theta}''(x,t)=-\overline{B}_{\omega}(x,t)$ – динамический бимомент, вызванный нормальными напряжениями от депланации сечения;

$EI_{\omega}\overline{\theta}'''(x,t)=-\overline{M}_{\omega}(x,t)$ – динамический изгибно-крутящий момент, вызванный осевыми сдвигающими силами, действующими по касательной к дуге контура сечения;

$$\overline{L}(x,t)=\overline{M}_{\omega}(x,t)+\overline{M}_{kp}(x,t)=$$
$$=-EI_{\omega}\overline{\theta}'''(x,t)+GI_{kp}\overline{\theta}'(x,t)$$ –

полный крутящий момент относительно центра изгиба.

В данном уравнении третье слагаемое учитывает инерционные силы от продольных секториальных перемещений точек стержня. Рассмотрим гармонические колебания, для которых можно применить метод Фурье разделения переменных следующим образом:

$$\overline{\theta}(x,t)=\theta(x)\sin\lambda t;\ \overline{m}(x,t)=m(x)\sin\lambda t,$$

где λ – частота гармонических колебаний.

Если подставить последние соотношения в уравнение колебаний и выражения для параметров, то получим исходные данные для задачи Коши крутильных колебаний тонкостенного стержня с двумя осями симметрии в амплитудном состоянии:

$$\theta^{IV}(x)+2r^2\theta''(x)-s^4\theta(x)=\frac{k^2m(x)}{GI_{кр}};$$

$$GI\,\theta(x);\ GI\,\theta'(x);\ B_{\omega}(x)=-\frac{GI_{кр}}{k^2}\theta''(x);$$

$$M(x)=-\frac{GI}{k}\theta'''(x), \qquad (1)$$

где $r=\left(\frac{\rho\lambda}{E}-k\right)\Big/2;\ s^4=\frac{\rho\lambda^2\left(I_z+I_y\right)}{EI_{\omega}}$,

$k=\frac{GI}{EI}$ – изгибно-крутильная характеристика.

По стандартному алгоритму [2] решение задачи Коши крутильных колебаний предстанет следующим образом (рис. 1)

$$\begin{bmatrix} GI_{kp}\theta(x) \\ GI_{kp}\theta'(x) \\ B_{\omega}(x) \\ M_{\omega}(x) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & -A_{13} & -A_{14} \\ A_{21} & A_{11} & -A_{23} & -A_{13} \\ -A_{31} & -A_{32} & A_{33} & A_{34} \\ -A_{41} & -A_{31} & A_{43} & A_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} GI_{kp}\theta(0) \\ GI_{kp}\theta'(0) \\ B_{\omega}(0) \\ M_{\omega}(0) \end{bmatrix} + \int_0^x \begin{bmatrix} A_{14}(x-\xi) \\ A_{13}(x-\xi) \\ -A_{34}(x-\xi) \\ -A_{33}(x-\xi) \end{bmatrix} m(\xi)d\xi \qquad (2)$$

где фундаментальные ортонормированные функции имеют вид:

$$A_{11}=\frac{\beta^2 ch\alpha x+\alpha^2\cos\beta x}{\alpha^2+\beta^2};$$

$$A_{12}=\frac{\beta^3 sh\alpha x+\alpha^3\sin\beta x}{\alpha\beta\left(\alpha^2+\beta^2\right)};$$

$$A_{13}=\frac{k^2\left(ch\alpha x-\cos\beta x\right)}{\alpha^2+\beta^2};$$

$$A_{14}=\frac{k^2\left(sh\alpha x-\sin\beta x\right)}{\alpha\beta\left(\alpha^2+\beta^2\right)};$$

$$A_{21}=\left(\frac{\alpha\beta}{k}\right)^2\cdot A_{14};\ A_{23}=\frac{k^2\left(\alpha sh\alpha x+\beta\sin\beta x\right)}{\alpha^2+\beta^2};$$

$$A_{31}=\frac{(\alpha\beta)^2}{k^4}\cdot A_{13};$$

$$A_{32}=\frac{\alpha\beta^2 sh\alpha x-\alpha^2\beta\sin\beta x}{k^2\left(\alpha^2+\beta^2\right)}=\frac{(\alpha\beta)^2}{k^4}\cdot A_{14};$$

$$A_{33}=\frac{\alpha^2 ch\alpha x+\beta^2\cos\beta x}{\alpha^2+\beta^2};$$

$$A_{34}=\frac{\alpha sh\alpha x+\beta\sin\beta x}{\alpha^2+\beta^2}=\frac{A_{23}}{k^2};$$

$$A_{41}=\left(\frac{\alpha\beta}{k}\right)^2\frac{\alpha sh\alpha x+\beta\sin\beta x}{\alpha^2+\beta^2}=\frac{(\alpha\beta)^2}{k^4}\cdot A_{23};$$

$$A_{43}=\frac{\alpha^3 sh\alpha x-\beta^3\sin\beta x}{\alpha^2+\beta^2}. \qquad (3)$$

Элементы матрицы нагрузки запишутся следующим образом

$$B_{11}(x)=B_{\omega}\cdot A_{13}(x-a_1)_{+}+M_{kp}\cdot A_{14}(x-a_2)_{+}+$$
$$+m\cdot\left[A_{15}(x-a_3)_{+}-A_{15}(x-a_4)_{+}\right];$$
$$B_{21}(x)=B_{\omega}\cdot A_{23}(x-a_1)_{+}+M_{kp}\cdot A_{13}(x-a_2)_{+}+$$
$$+m\cdot\left[A_{14}(x-a_3)_{+}-A_{14}(x-a_4)_{+}\right];$$
$$B_{31}(x)=B_{\omega}\cdot A_{33}(x-a_1)_{+}+M_{kp}\cdot A_{34}(x-a_2)_{+}+$$
$$+m\cdot\left[A_{13}(x-a_3)_{+}-A_{13}(x-a_4)_{+}\right]/k^2;$$
$$B_{41}(x)=B_{\omega}\cdot A_{43}(x-a_1)_{+}+M_{kp}\cdot A_{33}(x-a_2)_{+}+$$
$$+m\cdot\left[A_{34}(x-a_3)_{+}-A_{34}(x-a_4)_{+}\right];$$
$$A_{15}=\frac{k^2\left[\beta^2\left(ch\alpha x-H(\alpha x)\right)+\alpha^2\left(\cos\beta x-H(\beta x)\right)\right]}{(\alpha\beta)^2\left(\alpha^2+\beta^2\right)},\qquad(4)$$

где B_{ω} – сосредоточенный бимомент;

M_{kp} – сосредоточенный крутящий момент;

m – распределенный крутящий момент.

Рассмотрим тонкостенные конструкции с двутавровым сечением.

Геометрические параметры сечения следующие:

$$I_z=68479{,}33\ см^4;\ I_y=4504{,}83\ см^4;$$
$$I_{\omega}=3{,}91\cdot10^6\ см^6;\ I_{кр}=39{,}792\ см^4;\ A=118{,}0\ см^2.$$

Модули упругости

$$E=2\cdot10^4\ \frac{kH}{см^2};\ G=0{,}4E=0{,}8\cdot10^4\ \frac{kH}{см^2}.$$

Плотность материала стержня $\rho=7800\ \frac{кг}{м^3}$; длина стержня $l=10\,м$. Изгибно-крутильная характеристика сечения $k=0{,}20176\,м^{-1}$.

Уравнение крутильных колебаний (2) позволяет решать по алгоритму МГЭ задачи динамики упругих конструкций любой структуры, включая неразрезные балки и рамы. В качестве примера рассмотрим типовую конструкцию ПТМ в виде неразрезной балки по рис. 1.

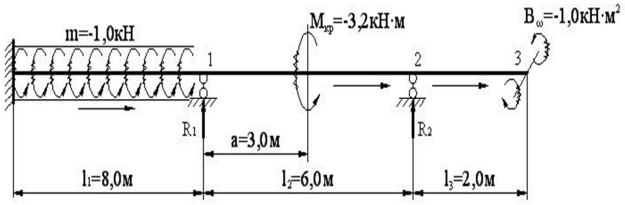

Рисунок 1 – Расчетная схема неразрезной балки

Балка имеет поперечное сечение двутавра и нагружена динамической крутящей нагрузкой. Разбиваем ее на три стержня, нумеруем узлы и стрелками указываем начало и конец каждого элемента.

Матрицы $\mathbf{X}_*, \mathbf{Y}, \mathbf{B}$ с учетом краевых условий, уравнений связи между граничными параметрами в узлах и заданной нагрузки запишутся следующим образом

$$\mathbf{X}_*=\begin{array}{c|c|}
1 & GI_{kp}\theta^{0-1}_{(0)}=0;M^{0-1}_{\omega}(l)\\
2 & GI_{kp}\theta'^{0-1}_{(0)}=0;M^{1-2}_{\omega}(l)\\
3 & B^{0-1}_{\omega}(0)\\
4 & M^{0-1}_{\omega}(0)\\
\hline
5 & GI_{kp}\theta^{1-2}_{(0)}=0;GI_{kp}\theta^{2-3}(l)\\
6 & GI_{kp}\theta'^{1-2}_{(0)}\\
7 & B^{1-2}_{\omega}(0)\\
8 & M^{1-2}_{\omega}(0)\\
\hline
9 & GI_{kp}\theta^{2-3}_{(0)}=0;GI_{kp}\theta'^{2-3}_{(l)}\\
10 & GI_{kp}\theta'^{2-3}_{(0)}\\
11 & B^{2-3}_{\omega}(0)\\
12 & M^{2-3}_{\omega}(0)
\end{array};\ \mathbf{Y}=\begin{array}{|c|}
GI_{kp}\theta^{0-1}_{(l)}=0\\
GI_{kp}\theta'^{0-1}_{(l)}=GI_{kp}\theta'^{1-2}_{(0)}\\
B^{0-1}_{\omega}(l)=B^{1-2}_{\omega}(0)\\
M^{0-1}_{\omega}(l)\\
\hline
GI_{kp}\theta^{1-2}_{(l)}=0\\
GI_{kp}\theta'^{1-2}_{(l)}=GI_{kp}\theta'^{2-3}_{(0)}\\
B^{1-2}_{\omega}(l)=B^{2-3}_{\omega}(0)\\
M^{1-2}_{\omega}(l)\\
\hline
GI_{kp}\theta^{2-3}_{(l)}\\
GI_{kp}\theta'^{2-3}_{(l)}\\
B^{2-3}_{\omega}(l)=0\\
L^{2-3}_{(l)}=0\rightarrow M^{2-3}_{\omega}(l)=-GI_{kp}\theta'^{2-3}_{(l)}
\end{array};\ \mathbf{B}=\begin{array}{|c|}
-B^{0-1}_{11}(l)\\
-B^{0-1}_{21}(l)\\
B^{0-1}_{31}(l)\\
B^{0-1}_{41}(l)\\
\hline
-B^{1-2}_{11}(l)\\
-B^{1-2}_{21}(l)\\
B^{1-2}_{31}(l)\\
B^{1-2}_{41}(l)\\
\hline
-B^{2-3}_{11}(l)\\
-B^{2-3}_{21}(l)\\
B^{2-3}_{31}(l)\\
B^{2-3}_{41}(l)
\end{array}\qquad(5)$$

Из матрицы $\mathbf{X}_*$ видно, что в матрице $\mathbf{A}_*$ нужно обнулить 1, 2, 5 и 9 столбцы. На место нулевых строк матрицы $\mathbf{X}_*$ переносятся независимые граничные параметры $M^{0-1}_{\omega}(l)$, $M^{1-2}_{\omega}(l)$, $GI_{кр}\theta^{2-3}(l)$ и $GI_{кр}\theta'^{2-3}(l)$. Зависимые параметры также переносятся в

матрицу $\mathbf{X}_*$ путем введения соответствующих компенсирующих элементов в матрицу $\mathbf{A}_*$.

Матричное уравнение МГЭ краевой задачи балки предстанет в виде матрицы

$$
\begin{array}{c|cccc|cccc|cccc|c|c|c}
 & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 & 11 & 12 & & & \\
\hline
1 & & & -A_{13} & -A_{14} & & & & & & & & & M_{\omega}^{0-1}(l) & & -B_{11}^{0-1}(l) \\
2 & & & -A_{23} & -A_{13} & & -1 & & & & & & & M_{\omega}^{1-2}(l) & & -B_{21}^{0-1}(l) \\
3 & & & A_{33} & A_{34} & & & -1 & & & & & & B_{\omega}^{0-1}(0) & & B_{31}^{0-1}(l) \\
4 & -1 & & A_{43} & A_{33} & & & & & & & & & M_{\omega}^{0-1}(0) & & B_{41}^{0-1}(l) \\
\hline
5 & & & & & & A_{12} & -A_{13} & -A_{14} & & & & & GI_{kp}\theta_{(l)}^{2-3} & & -B_{11}^{1-2}(l) \\
6 & & & & & & A_{11} & -A_{23} & -A_{13} & & -1 & & & GI_{kp}\theta_{(0)}^{2-3} & = & -B_{21}^{1-2}(l) \\
7 & & & & & & -A_{32} & A_{33} & A_{34} & & & -1 & & B_{\omega}^{1-2}(0) & & B_{31}^{1-2}(l) \\
8 & & -1 & & & & -A_{31} & A_{43} & A_{33} & & & & & M_{\omega}^{1-2}(0) & & B_{41}^{1-2}(l) \\
\hline
9 & & & & & -1 & & & & & A_{12} & -A_{13} & -A_{14} & GI_{kp}\theta_{(l)}^{2-3} & & -B_{11}^{2-3}(l) \\
10 & & & & & & & & & -1 & A_{11} & -A_{23} & -A_{13} & GI_{kp}\theta_{(0)}^{2-3} & & -B_{21}^{2-3}(l) \\
11 & & & & & & & & & & -A_{32} & A_{33} & A_{34} & B_{\omega}^{2-3}(0) & & B_{31}^{2-3}(l) \\
12 & & & & & & & & & 1 & -A_{31} & A_{43} & A_{33} & M_{\omega}^{2-3}(0) & & B_{41}^{2-3}(l)
\end{array}
\qquad (6)
$$

Частоты балки (рис. 1) определяют из уравнения $\left|\mathbf{A}_*(\omega)\right| = 0$, а формы собственных крутильных колебаний строятся по уравнению метода начальных параметров. Для краевой задачи в форме (6) оно примет вид

$$
GI_{kp}\theta(x) = -X(1,3)\cdot A_{13}(x) - X(4,1)\cdot A_{14}(x) - \\
-R_1\cdot A_{14}(x-l_1)_+ - R_2\cdot A_{14}(x-l_1-l_2)_+; \qquad (7)
$$

где реакции опор определяются соотношениями

$$
R_1 = -M_{\omega}^{0-1}(l) + M_{\omega}^{1-2}(0) = -X(1,1) + X(8,1);
$$

$$
R_2 = -M_{\omega}^{1-2}(l) + M_{\omega}^{2-3}(0) = -X(2,1) + X(12,1), \qquad (8)
$$

а символ «+» в фундаментальных функциях обозначает сплайн-функцию соответствующего аргумента [2]. Поиск частот собственных крутильных колебаний балки привел к следующим значениям:

$$
\theta_1 = 3{,}0510\ c^{-1};\ \theta_2 = 4{,}2510\ c^{-1};\ \theta_3 = 7{,}6510\ c^{-1};
$$

$$
\theta_4 = 10{,}4510\ c^{-1};\ \theta_5 = 16{,}6510\ c^{-1} \text{ и т. д.} \qquad (9)
$$

На (рис. 2) представлена первая форма колебаний при условии, что

$$
GI_{kp}\theta^{2-3}(l) = X(5,1) = 1.
$$

Определение напряженного и деформированного состояния балки при вынужденных колебаниях выполняется после решения уравнения (6).

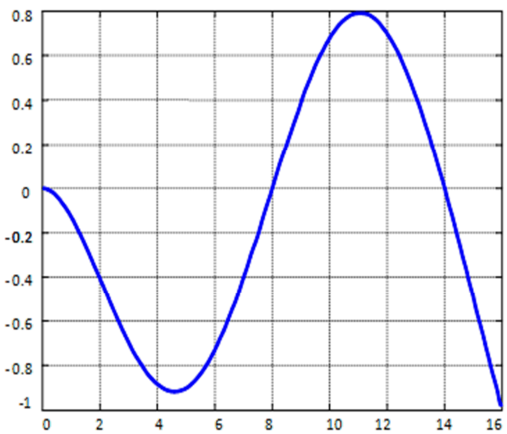

Рисунок 2 – Первая форма колебаний неразрезной балки

Граничные параметры вектора $\mathbf{X}_*$ и уравнения задачи Коши (2) позволяют решить данную задачу. Численные значения параметров кручения представлены в таблице.

Таблица – Численные значения параметров кручения неразрезной балки

Координата x, м	Угол закручивания $GI_{\varphi}\theta(x)$, $кНм^2$	Крутящий момент $GI_{\varphi}\theta'(x)$, $кНм$	Бимомент $B_{\omega}(x)$, $кНм^2$	Изгибно-крутящий момент $M_{\omega}(x)$, $кНм$	Полный крутящий момент $L(x)$, $кНм$
0,0	0,0	0,0	6,33	-4,65	-4,65
1,0	-0,10	-0,17	2,28	-3,47	-3,64
2,0	-0,30	-0,20	-0,63	-2,36	-2,56
3,0	-0,47	-0,13	-2,44	-1,26	-1,40
4,0	-0,55	-0,02	-3,15	-0,16	-0,18
5,0	-0,50	0,11	-2,76	0,94	1,04
6,0	-0,35	0,19	-1,28	2,03	2,22
7,0	-0,15	0,20	1,30	3,13	3,33
8,0	0,0	0,07	5,0	-2,76	-2,69
9,0	-0,01	-0,08	2,32	-2,62	-2,69
10,0	-0,12	-0,12	-0,25	-2,55	-2,67
11,0	-0,22	-0,06	-2,79	0,66	0,60
12,0	-0,22	0,04	-2,13	0,66	0,70
13,0	-0,14	0,12	-1,47	0,66	0,78
14,0	0,0	0,16	-0,81	-0,01	0,15
15,0	0,18	0,2	-0,85	-0,08	0,12
16,0	0,39	0,23	-0,0	-0,23	-0,00

Из представленных результатов видно, что с помощью алгоритма МГЭ на базе решений задачи Коши можно весьма эффективно решать разнообразные задачи динамики крутильных колебаний тонкостенных конструкций, которые широко распространены в подъемно-транспортных машинах, различных объектах машиностроения, судостроения, авиастроения и строительства.

Список использованных источников

1. Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни / В. З. Власов. – М.: Физматгиз, 1959. – 568 с.

2. Баженов В. А. Строительная механика. Применение метода граничных элементов / В. А. Баженов, А. Ф. Дащенко, Л. В. Коломиец, В.Ф. Оробей. – Одесса: Астропринт, 2001. – 288 с.

3. Оробей В. Ф. Расчет арок на устойчивость методом граничных элементов / В. Ф. Оробей, А. Ф. Дащенко, А. М. Лимаренко // Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал. – 2009. – № 2. – С. 114-123.

4. Оробей В. Ф. Применение численных методов к расчету элементов судовых конструкций / В. Ф. Оробей, А. О. Немчук, А. М. Лимаренко // Вісник Одеського національного морського університету. – Одеса, 2009. – № 26. – С. 85-90.

5. Оробей В.Ф. Метод граничных элементов в задачах с неустойчивыми решениями / В. Ф. Оробей, А.Ф. Дащенко, А.М. Лимаренко // Праці Одеського політехнічного ун-ту. – Одеса, 2013. – Вип. 2(41). – С. 27-31.

Надійшла до редакції 13.03.2016

Рецензент: д.т.н., професор Боряк К. Ф., Одесская государственная академия технического регулирования и качества г. Одеса.

В. Ф. Оробей, д.т.н., **О. Ф. Дащенко,** д.т.н., **Л. В. Коломієць,** д.т.н., **О. М. Лимаренко,** к.т.н.

ДО РОЗРАХУНКУ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН МЕТОДОМ ГРАНИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Наведено рішення задачі Коші крутильних коливань тонкостінних стержнів, які є складовими елементами несучої системи підйомно-транспортних машин, з урахуванням всіх членів рівняння В.З. Власова. Показано застосування цих рішень для задач динаміки крутильних коливань тонкостінних стержневих систем за алгоритмом методу граничних елементів. Результати рішень наведені в чисельній і візуальній формах.

Ключові слова: *підйомно-транспортні машини, Matlab, метод граничних елементів, тонкостінний стержень, чисельні методи, крутильні коливання.*

V. F. Orobie, DSc, **A. F. Dashchenko,** DSc, **L. V. Kolomiec,** DSc, **A. M. Lymarenko,** PhD

THE CALCULATION OF TORSIONAL VIBRATIONS OF CONSTRUCTIVE ELEMENTS LIFTING MACHINERY BOUNDARY ELEMENT METHOD

The solutions of the Cauchy problem of torsional vibrations of thin rods, which are the constituent elements of the support system handling machines, including all members of V. Z. Vlasov's equations are given. The application of these solutions for the problems of the dynamics of torsional vibrations of thin-walled rod systems on the boundary element method algorithm is shown. Results of solutions in numerical and visual forms are shown

Keywords: *lifting machinery, Matlab, boundary element method, thin-wall bar, numerical methods, torsional vibrations.*

УДК 666:691.32

И. П. Солоненко, к.т.н.

Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса

ИСПЫТАНИЯ МАТЕРИАЛОВ ДОРОЖНОГО ПОКРЫТИЯ ИЗ ЦЕМЕНТОБЕТОНА

В статье рассматривается влияние количества проведенных испытаний на прочность при сжатии для материалов дорожного покрытия из цементобетона на точность полученных результатов. Получены закономерности влияния количества испытаний образцов на показатели точности результатов измерений, таких как: среднее значение, среднеквадратичная ошибка, доверительный интервал погрешности измерения и величина относительной погрешности результатов измерений. Полученные результаты и рекомендации могут быть использованы при проведении научно-исследовательских работ, в инженерно-строительной практике, а также в учебном процессе.

Ключевые слова: *испытание, автомобильные дороги, прочность при сжатии, цементобетон, точность измерения.*

Введение

Развитие экономики Украины, не возможно без развития транспортной инфраструктуры. Она включает в себя строительство, ремонт и реконструкцию автомобильных дорог.

Наметившаяся концепция увеличения массы грузовых транспортных средств ведет к необходимости применения в дорожном строительстве материалов с улучшенными физико-механическими и эксплуатационными характеристиками [1].

Особенно это актуально для дорожного покры покрытия, на которое непосредственно воздействуют нагрузки, вызванные транспортным потоком.

Наиболее высокие эксплуатационные показатели имеют материалы дорожного покрытия, выполненные на основе цементобетона. Такие материалы обладают высокими физико-механическими, технологическими и экологическими качествами. Это обусловило широкое распространение