

УДК 621:531.3

Теоретическое исследование виброакустических характеристик при динамических испытаниях на циклическую прочность

С. А. Шамшур, И. В. Богуславский, А. Н. Чукарин

(Донской государственный технический университет)

Приведены результаты теоретических исследований возбуждения вибраций и излучения шума оборудования для динамических испытаний лонжеронов вертолётных лопастей. Получены зависимости для определения спектров вибраций в рабочей зоне операторов.

Ключевые слова: виброакустические характеристики, динамические испытания.

Введение. Вопросы вибро- и шумозащиты всегда были актуальны в машиностроительном производстве. В настоящее время это связано с усилением контроля соблюдения санитарных норм и правил [1] на рабочих местах, что в конечном итоге повышает производительность труда.

Измерения и анализ уровней шума и вибраций согласно [2], проведённые сотрудниками университета на участке динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолётных лопастей на циклическую прочность ОАО «Роствертол», показали, что проведение мероприятий по шумо- и виброзащите позволит существенно улучшить условия труда. В ходе экспериментов было установлено, что стенд для динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолётной лопасти выступает и как источник шума, генерируемого колебаниями протяжённого лонжерона, вибровозбудителя и тросов натяжения, и как источник вибраций, возникающих главным образом в результате колебаний опор стенда и передаваемых в цеховое пространство через их основание.

Результаты исследований. Рассмотренная в данной работе математическая модель стенда динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолётной лопасти является базовой для дальнейших работ по расчёту средств виброзащиты в лаборатории динамических испытаний (ЛДИ) ОАО «Роствертол».

Стенд для динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолётной лопасти представляет собой сложную конструкцию, состоящую из следующих подсистем (рис. 1):

- подсистема опоры со стороны лонжерона 1;
- подсистема опоры со стороны системы натяжения 2;
- подсистема тросов натяжения 3;
- подсистема лонжерона 4;
- подсистема вибровозбудителя 5.

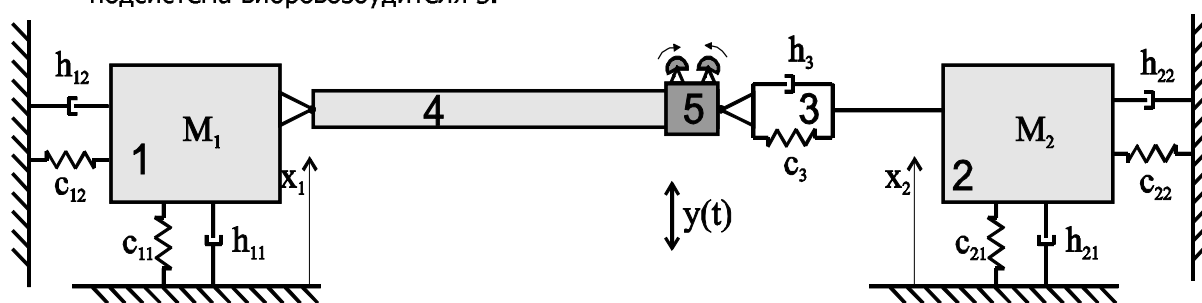


Рис. 1. Структурная схема стенда динамических испытаний лопасти вертолётной лопасти

Рассмотрим более подробно структуру стенда. Опоры со стороны лонжерона 1 и со стороны системы натяжения 2, массами M_1 и M_2 соответственно, соединены с полом цеха упруго-

диссипативными связями. Жёсткость c_{ij} и диссипация h_{ij} связей ($i = \overline{1,2}$, $j = \overline{1,2}$) в общем случае нелинейно зависят от смещений x_i и скоростей $\dot{x}_i$.

Подсистема натяжения 3 представляет собой систему стальных тросов, с помощью которой осуществляется предварительный натяг лонжерона в стенде. С точки зрения излучения звуковых колебаний эта подсистема представляет собой набор струн. Однако для задачи исследования передачи вибрации в опоры стенда её можно заменить упруго-диссипативной связью, как это сделано на структурной схеме.

Возбудитель колебаний представляет собой два эксцентрика, закреплённых на правом конце лонжерона, и для уменьшения колебаний в продольном направлении вращающихся навстречу друг другу. Вращение производится от электродвигателя постоянного тока (на схеме не показан) с приводом через упругую муфту, практически исключая передачу колебаний на двигатель.

Эксцентрики имеют форму полуцилиндров, сумма несбалансированных масс эксцентриков равна m , расстояние от несбалансированной массы до оси вращения — r , циклическая частота вращения ω может регулироваться. Общая масса эксцентриков с системой закрепления равна M_3 .

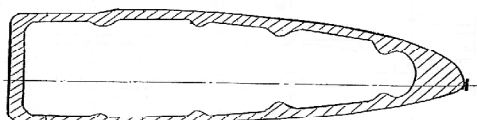


Рис. 2. Сечение лонжерона лопасти вертолѐта

Лонжерон лопасти вертолѐта 4 имеет каплевидное сечение (рис. 2). Конструкция стенда позволяет рассматривать лонжерон как балку, шарнирно закреплѐнную с одного конца. Известно, что такая балка будет иметь n собственных частот и её математическая модель может быть

аппроксимирована в виде системы с n сосредоточенными массами и соответствующими частотами и коэффициентами затухания.

Учтены также особенности закрепления опор, которые позволяют представить их как массивные призмы, шарнирно закреплѐнные одним углом и связанные с основанием упруго-диссипативной связью.

Возможность моделирования подсистемы лонжерона 4 (рис. 3) в виде гармонического осциллятора [3] дополнительно можно обосновать резонансным режимом работы стенда динамических испытаний, обеспечиваемым настройкой силы натяжения тросов согласно [4] и подстройкой частоты вращения вибровозбудителя для получения заданной амплитуды колебаний.

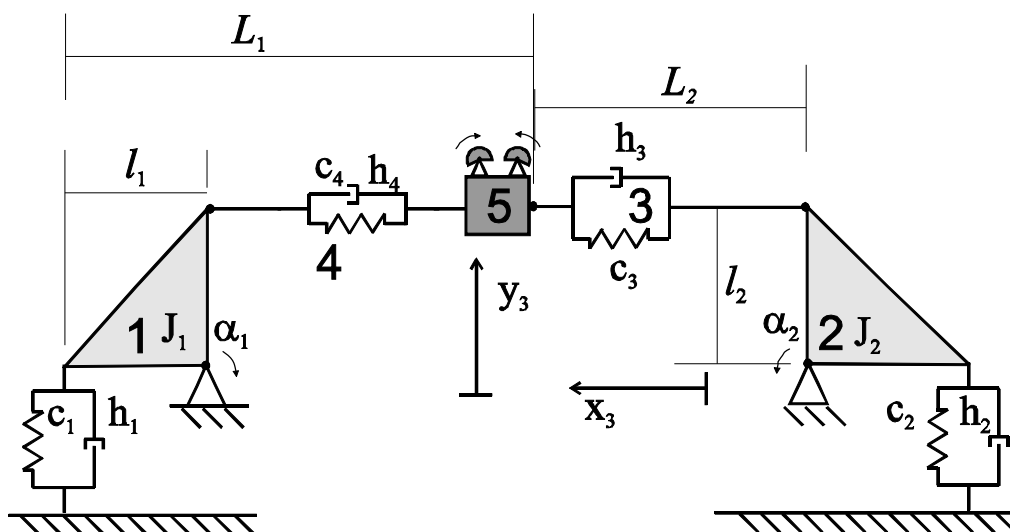


Рис. 3. Структурная схема упрощѐнной модели системы циклических испытаний лопасти вертолѐта

Воспользуемся формализмом Лагранжа 2-го рода [5] для получения уравнений динамики. Кинетическая энергия T , потенциальная энергия P , диссипативная функция R и обобщённая сила Q_{y_3} , действующая на систему, имеют следующий вид:

$$\begin{cases} T = \frac{1}{2} [J_1 \dot{\alpha}_1^2 + J_2 \dot{\alpha}_1^2 + M_3 (\dot{x}_3 + \dot{y}_3)^2]; \\ P = \frac{1}{2} [c_1 (a_1 l_1)^2 + c_2 (a_2 l_1)^2 + c_3 (\sqrt{(L_2 + x_3)^2 + y_3^2} - L_2 - a_2 l_2)^2 + c_4 (\sqrt{(L_1 - x_3)^2 + y_3^2} - L_1 - a_1 l_2)^2]; \\ R = \frac{1}{2} [h_1 (\dot{a}_1 l_1)^2 + h_2 (\dot{a}_2 l_1)^2 + h_3 (\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2} - \dot{a}_2 l_2)^2 + h_4 (\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2} - \dot{a}_1 l_2)^2]; \\ Q_{y_3} = F(\omega) \sin(\omega t). \end{cases} \quad (1)$$

Амплитуда возбуждающей силы зависит от частоты вращения эксцентриксов следующим образом [6]:

$$F(\omega) = m\omega^2 r. \quad (2)$$

Вычисляя частные производные по координатам и импульсам [7] и подставляя их в уравнение Лагранжа, получаем систему уравнений динамики моделируемой системы:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\alpha}_1 + h_1 \dot{\alpha}_1 l_1^2 - h_4 (\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2} - \dot{a}_1 l_2) l_2 + c_1 a_1 l_1^2 - c_4 (\sqrt{(L_1 - x_3)^2 + y_3^2} - L_1 - a_1 l_2) l_2 = 0; \\ J_2 \ddot{\alpha}_2 + h_2 \dot{\alpha}_2 l_1^2 - h_3 (\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2} - \dot{a}_2 l_2) l_2 + c_2 a_2 l_1^2 - c_3 (\sqrt{(L_2 + x_3)^2 + y_3^2} - L_2 - a_2 l_2) l_2 = 0; \\ M_3 \ddot{x}_3 + h_3 \dot{x}_3 \left(1 - \frac{\dot{a}_2 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}\right) + h_4 \dot{x}_3 \left(1 - \frac{\dot{a}_1 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}\right) + c_3 (x_3 + L_2) \left(1 - \frac{L_2 + a_2 l_2}{\sqrt{(L_2 + x_3)^2 + y_3^2}}\right) + \\ + c_4 (x_3 - L_1) \left(1 - \frac{L_1 + a_1 l_2}{\sqrt{(L_1 - x_3)^2 + y_3^2}}\right) = 0; \\ M_3 \ddot{y}_3 + h_3 \dot{y}_3 \left(1 - \frac{\dot{a}_2 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}\right) + h_4 \dot{y}_3 \left(1 - \frac{\dot{a}_1 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}\right) + c_3 y_3 \left(1 - \frac{L_2 + a_2 l_2}{\sqrt{(L_2 + x_3)^2 + y_3^2}}\right) + \\ + c_4 y_3 \left(1 - \frac{L_1 + a_1 l_2}{\sqrt{(L_1 - x_3)^2 + y_3^2}}\right) = m\omega^2 r \sin \omega t. \end{cases} \quad (3)$$

Полученная модель содержит нелинейные составляющие и может быть линеаризована [8] в окрестности нулевых значений x_3 , y_3 , a_1 и a_2 . Элементы матрицы частных производных $A = (\partial f_i / \partial x_j)$ имеют вид (для простоты вычислений не учтён множитель -1):

$$\begin{aligned} \frac{\partial f_1}{\partial a_1} &= c_1 l_1^2 + c_4 l_2^2; & \frac{\partial f_1}{\partial a_2} &= 0; & \frac{\partial f_1}{\partial \dot{a}_1} &= h_1 l_1^2 + h_4 l_2^2; & \frac{\partial f_1}{\partial \dot{a}_2} &= 0; \\ \frac{\partial f_1}{\partial x_3} &= -1/2 \frac{c_4 (-2L_1 + 2x_3) l_2}{\sqrt{L_1^2 - 2L_1 x_3 + x_3^2 + y_3^2}}; & \frac{\partial f_1}{\partial y_3} &= -\frac{c_4 y_3 l_2}{\sqrt{L_1^2 - 2L_1 x_3 + x_3^2 + y_3^2}}; & \frac{\partial f_1}{\partial \dot{x}_3} &= -\frac{h_4 \dot{x}_3 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}; & \frac{\partial f_1}{\partial \dot{y}_3} &= -\frac{h_4 \dot{y}_3 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}; \\ \frac{\partial f_2}{\partial a_1} &= 0; & \frac{\partial f_2}{\partial a_2} &= c_2 l_1^2 + c_3 l_2^2; & \frac{\partial f_2}{\partial \dot{a}_1} &= 0; & \frac{\partial f_2}{\partial \dot{a}_2} &= h_2 l_1^2 + h_3 l_2^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial f_1}{\partial x_3} &= -\frac{c_3(-L_2 + x_3)l_2}{\sqrt{(L_2 + x_3)^2 + y_3^2}}; \quad \frac{\partial f_2}{\partial y_3} = -\frac{c_3 y_3 l_2}{\sqrt{(L_2 + x_3)^2 + y_3^2}}; \quad \frac{\partial f_2}{\partial \dot{x}_3} = -\frac{h_3 \dot{x}_3 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}; \quad \frac{\partial f_2}{\partial \dot{y}_3} = -\frac{h_3 \dot{y}_3 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}; \\
 \frac{\partial f_3}{\partial a_1} &= -\frac{c_4(x_3 - L_1)l_2}{\sqrt{L_1^2 - 2L_1 x_3 + x_3^2 + y_3^2}}; \quad \frac{\partial f_3}{\partial a_2} = -\frac{c_3(L_2 + x_3)l_2}{\sqrt{(L_2 + x_3)^2 + y_3^2}}; \quad \frac{\partial f_3}{\partial \dot{a}_1} = -\frac{h_4 \dot{x}_3 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}; \quad \frac{\partial f_3}{\partial \dot{a}_2} = -\frac{h_3 \dot{x}_3 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}; \\
 \frac{\partial f_3}{\partial x_3} &= c_3 \left(1 - \frac{L_2 + a_2 l_2}{\sqrt{(L_2 + x_3)^2 + y_3^2}} \right) + \frac{c_3 (L_2 + x_3)^2 (L_2 + a_2 l_2)}{((L_2 + x_3)^2 + y_3^2)^{3/2}} + c_4 \left(1 - \frac{L_1 + a_1 l_2}{\sqrt{(L_1 + x_3)^2 + y_3^2}} \right) + \\
 &\quad + \frac{c_3 (L_1 + x_3)^2 (L_1 + a_1 l_2)}{((L_1 + x_3)^2 + y_3^2)^{3/2}}; \\
 \frac{\partial f_3}{\partial y_3} &= \frac{c_3 (L_2 + x_3)(L_2 + a_2 l_2) y_3}{((L_2 + x_3)^2 + y_3^2)^{3/2}} + \frac{c_4 (L_1 + x_3)(L_1 + a_1 l_2) y_3}{((L_1 + x_3)^2 + y_3^2)^{3/2}}; \\
 \frac{\partial f_3}{\partial \dot{x}_3} &= h_3 \left(1 - \frac{\dot{a}_2 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}} \right) + \frac{h_3 \dot{x}_3^2 \dot{a}_2 l_2}{(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)^{3/2}} + h_4 \left(1 - \frac{\dot{a}_1 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}} \right) + \frac{h_4 \dot{x}_3^2 \dot{a}_1 l_2}{(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)^{3/2}}; \\
 \frac{\partial f_3}{\partial \dot{y}_3} &= \frac{h_3 \dot{x}_3^2 \dot{a}_2 l_2 \dot{y}_3}{(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)^{3/2}} + \frac{h_4 \dot{x}_3^2 \dot{a}_1 l_2 \dot{y}_3}{(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)^{3/2}}; \\
 \frac{\partial f_4}{\partial \dot{a}_1} &= -\frac{c_4 y_3 l_2}{\sqrt{L_1^2 - 2L_1 x_3 + x_3^2 + y_3^2}}; \quad \frac{\partial f_4}{\partial a_2} = -\frac{c_3 y_3 l_2}{\sqrt{(L_2 + x_3)^2 + y_3^2}}; \quad \frac{\partial f_4}{\partial \dot{a}_1} = -\frac{h_4 \dot{y}_3 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}; \quad \frac{\partial f_4}{\partial \dot{a}_2} = -\frac{h_3 \dot{y}_3 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}}; \\
 \frac{\partial f_4}{\partial x_3} &= \frac{c_3 y_3 (L_2 + a_2 l_2)(L_2 + x_3)}{((L_2 + x_3)^2 + y_3^2)^{3/2}} + \frac{c_3 y_3 (L_1 + a_1 l_2)(L_1 - x_3)}{((L_1 + x_3)^2 + y_3^2)^{3/2}}; \\
 \frac{\partial f_4}{\partial y_3} &= c_3 \left(1 - \frac{L_2 + a_2 l_2}{\sqrt{(L_2 + x_3)^2 + y_3^2}} \right) + \frac{c_3 y_3 (L_2 + a_2 l_2)}{((L_2 + x_3)^2 + y_3^2)^{3/2}} + c_4 \left(1 - \frac{L_1 + a_1 l_2}{\sqrt{(L_1 - x_3)^2 + y_3^2}} \right) + \frac{c_3 y_3 (L_1 + a_1 l_2)}{((L_1 - x_3)^2 + y_3^2)^{3/2}}; \\
 \frac{\partial f_4}{\partial \dot{x}_3} &= \frac{h_3 \dot{x}_3^2 \dot{a}_2 l_2 \dot{y}_3}{(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)^{3/2}} + \frac{h_4 \dot{x}_3^2 \dot{a}_1 l_2 \dot{y}_3}{(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)^{3/2}}; \\
 \frac{\partial f_4}{\partial \dot{y}_3} &= h_3 \left(1 - \frac{\dot{a}_2 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}} \right) + \frac{h_3 \dot{y}_3^2 \dot{a}_2 l_2}{(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)^{3/2}} + h_4 \left(1 - \frac{\dot{a}_1 l_2}{\sqrt{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}} \right) + \frac{h_4 \dot{y}_3^2 \dot{a}_1 l_2}{(\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)^{3/2}}.
 \end{aligned}$$

После подстановки значений координат в точке равновесия X^*

$$X^* = \{a_1^* \ a_2^* \ \dot{a}_1^* \ \dot{a}_2^* \ x_3^* \ y_3^* \ \dot{x}_3^* \ \dot{y}_3^*\} = \{0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0\}^T \quad (4)$$

получаем матрицу частных производных, соответствующую собственной матрице линеаризованной системы в явном виде:

$$\frac{\partial f}{\partial x} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{c_1 l_1^2 + c_4 l_2^2}{J_1} & 0 & -\frac{h_1 l_1^2 + h_4 l_2^2}{J_1} & 0 & -\frac{c_4 l_2}{J_1} & 0 & \frac{h_4 l_2}{J_1} & \frac{h_4 l_2}{J_1} \\ 0 & -\frac{c_2 l_1^2 + c_3 l_2^2}{J_2} & 0 & -\frac{h_2 l_1^2 + h_3 l_2^2}{J_2} & \frac{c_3 l_2}{J_2} & 0 & \frac{h_3 l_2}{J_2} & \frac{h_3 l_2}{J_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{c_4 l_1}{M_3} & \frac{c_3 l_1}{M_3} & \frac{h_4 l_2}{M_3} & \frac{h_3 l_2}{M_3} & -\frac{c_3 + c_4}{M_3} & 0 & \frac{h_3 + h_4}{m_3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{h_4 l_2}{M_3} & \frac{h_3 l_2}{M_3} & 0 & 0 & 0 & -\frac{h_3 + h_4}{M_3} \end{pmatrix}, \quad (5)$$

и система уравнений динамики может быть записана в виде:

$$\begin{cases} \dot{X} = AX + Bu; \\ Y = CX. \end{cases} \quad (6)$$

Экспериментальные измерения, проведённые на участке динамических испытаний, показали, что амплитуды вибраций во всех частотных диапазонах на опорах стенда динамических испытаний на 15...20 дБ меньше амплитуд колебаний на конце лонжерона, закреплённого на вибровозбудителе. То есть амплитуды колебаний опор на несколько порядков меньше амплитуды колебаний вибровозбудителя. Исходя из этого, можно осуществить дальнейшее упрощение модели (3) стенда динамических испытаний, рассматривая его с точки зрения анализа формы возникающих колебаний как упругую подсистему, прикрепленную к неподвижным опорам (рис. 4, а), а с точки зрения передачи вибрации через опоры — как упругие подсистемы опор, на которые действует внешняя сила, характеристики которой определяются из предыдущей подсистемы (рис. 4, б).

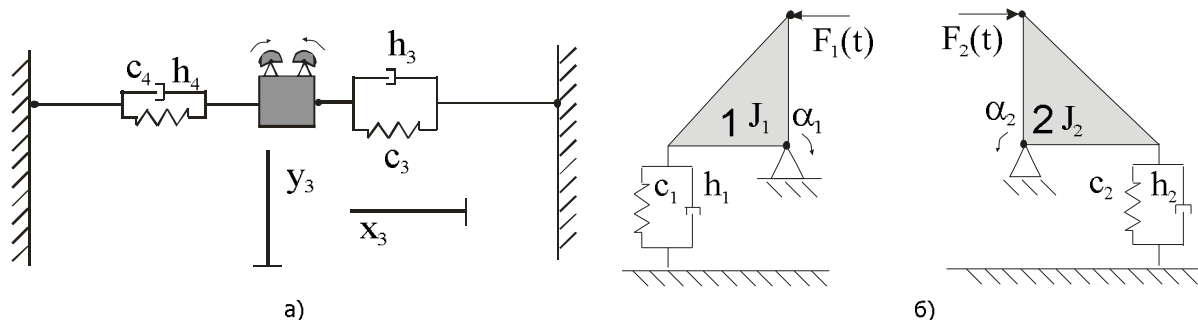


Рис. 4. Декомпозиция динамической модели рис. 3 на подсистемы: а — вибровозбудителя; б — опор

Таблица 1

Режимы динамических испытаний лонжеронов

Испытываемый участок	Статическая нагрузка	Переменная нагрузка $\sigma_{исп}$, МПа				Частота колебаний образца, Гц			
Средний участок с двумя секциями каркаса и в плоскости тяги	$\sigma_p = 88,2$ МПа ($Q = 1176$ Н)	54	68,6	88		41	42	42	
Концевой участок с двумя секциями каркаса в плоскости тяги	$\sigma_p = 58,8$ МПа ($Q = 1176$ Н)	35	54	68,6	88	38	38	40	42
Концевой участок с двумя секциями каркаса в плоскости тяги	$\sigma_p = 58,8$ МПа	54	68,6	88		38	40	42	

Соответствующие системы уравнений, описывающие динамические свойства полученных подсистем, представлены ниже. Для подсистемы вибровозбудителя:

$$\begin{cases} M_3 \ddot{x}_3 + (c_3 + c_4)x_3 + (h_3 + h_4)\dot{x}_3 + \varepsilon_1 y_3 = 0; \\ M_3 \ddot{y}_3 + (h_3 + h_4)\dot{y}_3 = m\omega^2 r \sin \omega t. \end{cases} \quad (7)$$

Для подсистем опор:

$$J_1 \ddot{a}_1 + h_1 l_1^2 \dot{a}_1 + c_1 l_1^2 a_1 = l_2 F_1(t). \quad (8)$$

$$J_2 \ddot{a}_2 + h_2 l_2^2 \dot{a}_2 + c_2 l_2^2 a_2 = l_2 F_2(t). \quad (9)$$

Соответственно силы $F_1(t)$ и $F_2(t)$ получаются в линейном приближении из стационарных решений системы уравнений (7) по формулам:

$$\begin{cases} F_1(t) = c_4 x_3(t) + h_4 \dot{x}_3(t); \\ F_2(t) = c_3 x_3(t) + h_3 \dot{x}_3(t). \end{cases} \quad (10)$$

Численный расчёт удобно проводить, представив уравнения (7) — (9) в форме Коши:

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2; \\ \dot{z}_2 = (-(c_3 + c_4)z_1 - (h_3 + h_4)z_2 + \varepsilon_1 z_3)/M_3; \\ \dot{z}_3 = z_4; \\ \dot{z}_4 = (-(h_3 + h_4)z_4 + m\omega^2 r \sin \omega t)/M_3, \end{cases} \quad (11)$$

где $z_1 = x_3$, $z_2 = \dot{x}_3$, $z_3 = y_3$, $z_4 = \dot{y}_3$;

$$\begin{cases} \dot{z}_5 = z_6; \\ \dot{z}_6 = (-h_1 l_1^2 z_6 - c_1 l_1^2 z_5 + l_2 F_1(t))/J_1; \end{cases} \quad (12)$$

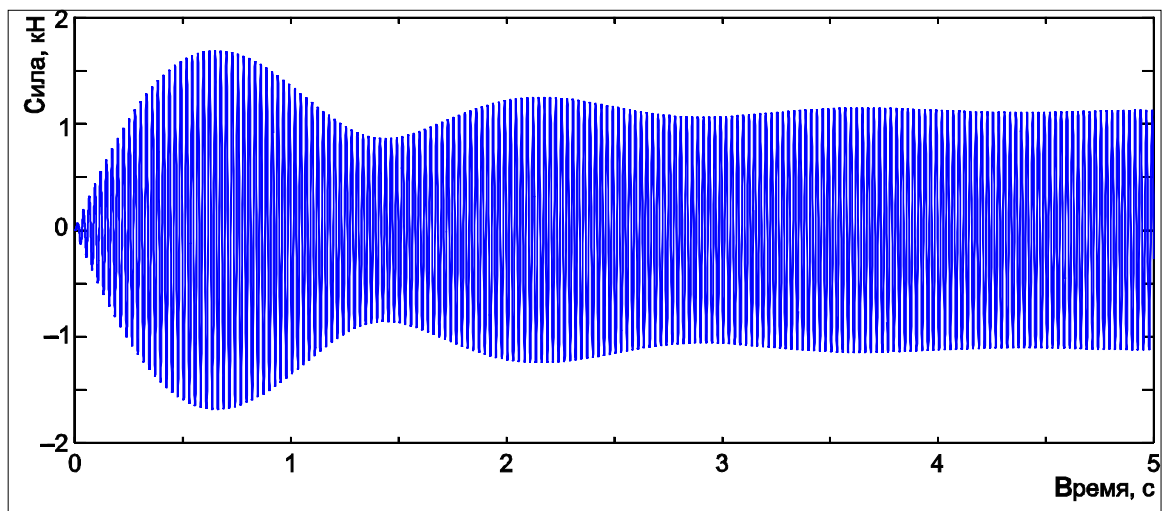
$$\begin{cases} \dot{z}_7 = z_8; \\ \dot{z}_8 = (-h_2 l_2^2 z_8 - c_2 l_2^2 z_7 + l_2 F_2(t))/J_2, \end{cases} \quad (13)$$

где $z_5 = a_1$, $z_6 = \dot{a}_1$, $z_7 = a_2$, $z_8 = \dot{a}_2$.

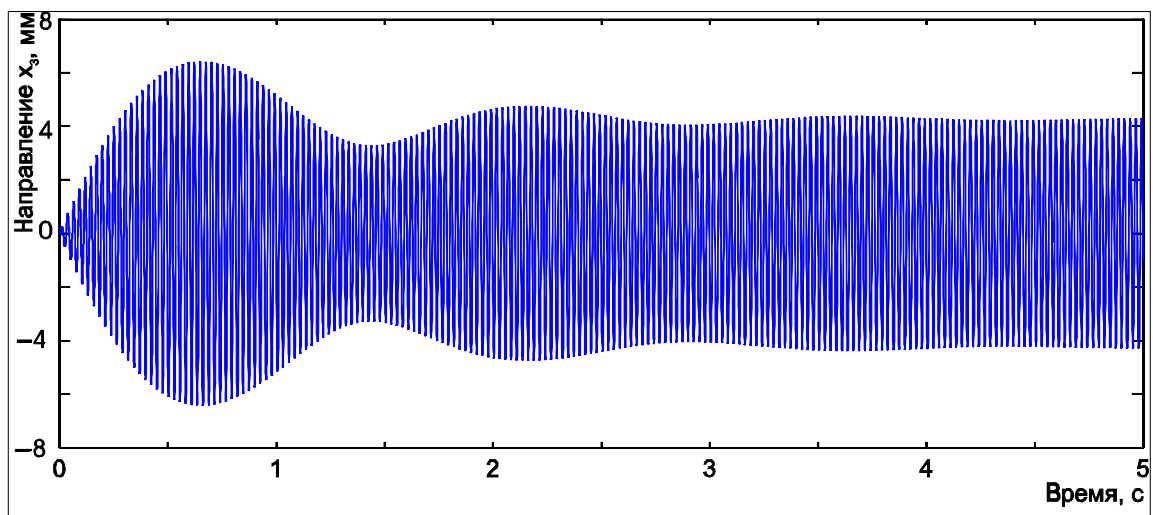
Таблица 2

Параметры модели станда динамических испытаний

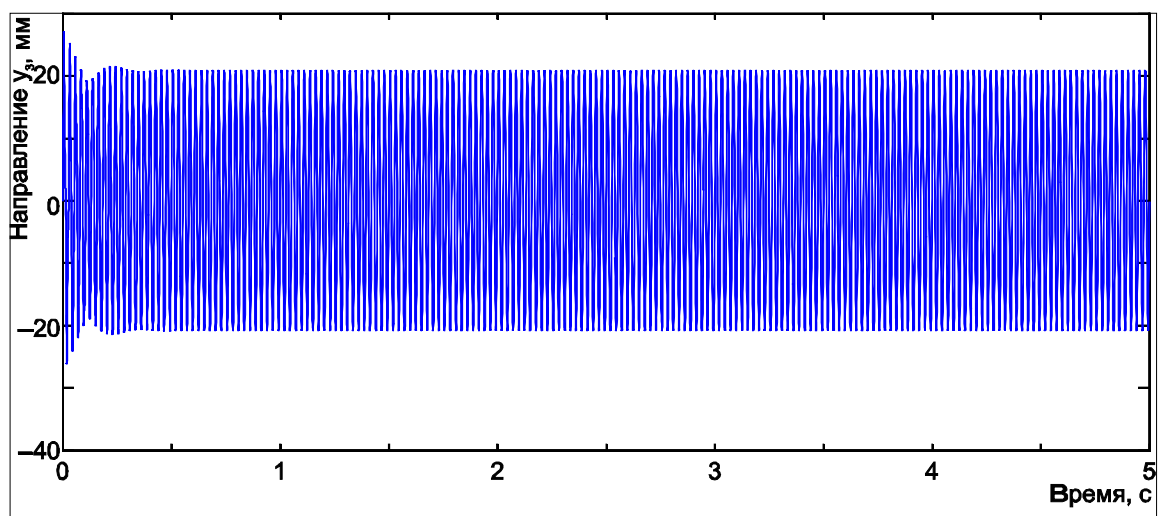
Обозначение	Значение	Размерность	Пояснения
c_1	$5 \cdot 10^5$	Н/м	Жёсткость опоры со стороны лонжерона
c_2	10^7	Н/м	Жёсткость конструкции со стороны тросов натяжения
c_3	$2,2 \cdot 10^4$	Н/м	Приведённая жёсткость системы тросов натяжения
c_4	$3,5 \cdot 10^5$	Н/м	Приведённая жёсткость лонжерона
h_1	1000	Н·с/м	Диссипация в опоре со стороны лонжерона
h_2	1000	Н·с/м	Диссипация в опоре со стороны тросов натяжения
h_3	10	Н·с/м	Приведённая диссипация в системе тросов натяжения
h_4	10	Н·с/м	Приведённая диссипация в лонжероне
l_1	0,5	м	Длина образующей опоры
l_2	0,4	м	Высота образующей опоры
L_1	2	м	Длина лонжерона
L_2	1,5	м	Длина системы тросов
J_1	1	Н·м ²	Момент инерции опоры со стороны лонжерона
J_2	1	Н·м ²	Момент инерции опоры со стороны тросов натяжения
M_3	10	кг	Масса подсистемы возбудителя
m	0,4	кг	Масса груза вибровозбудителя
r	0,05	м	Радиус эксцентриситета груза вибровозбудителя



а)



б)



в)

Рис. 5. Результаты моделирования работы стенда динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолётов: а — смещение в горизонтальном направлении; б — смещение в вертикальном направлении; в — переменная составляющая растягивающей силы, действующей на лонжерон

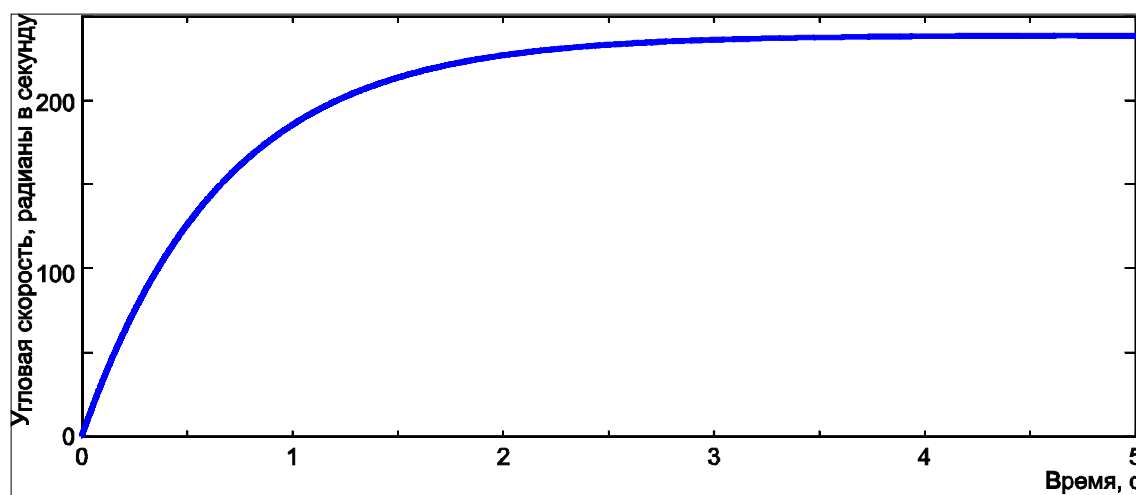


Рис. 6. Зависимость частоты вращения вибровозбудителя от времени при плавном увеличении частоты вращения

Таким образом, определение коэффициента передачи вибрации через опоры стенда динамических испытаний производится в два этапа: на первом этапе определяется установившееся решение системы $x(t)$, $\dot{x}(t)$ (7), а на втором этапе полученные установившиеся решения подставляются в выражение для внешних сил уравнений (8) и (9), для которых в свою очередь так же находятся установившиеся решения $\alpha_1(t)$, $\dot{\alpha}_1(t)$, $\alpha_2(t)$, $\dot{\alpha}_2(t)$.

Моделирование динамики стенда циклических испытаний лонжерона лопасти вертолёта. В соответствии с программой испытаний лопасти несущего винта определены условия и режимы испытания лонжеронов лопастей несущего винта вертолётных. Для рассматриваемого в данной работе стенда динамических испытаний, на котором испытываются средние и концевые участки лонжерона, определены следующие условия испытаний (табл. 1).

Результаты предварительных измерений и анализа конструкции стенда динамических испытаний позволили оценить значения постоянных c_i модели стенда. Они приведены в табл. 2.

Результаты моделирования, выполненные на основе [9], приведены на рис. 5. Как показало моделирование, при быстром выводе оборотов двигателя вибровозбудителя в зону резонанса возможны колебания амплитуды упругих сил, действующих на лонжерон, что может привести к его повреждению. По этой причине при запуске стенда динамических испытаний применяется плавный выход в зону резонанса, с относительно медленным повышением частоты вращения вибровозбудителя (рис. 6).

Зависимость возбуждающей силы в этом случае может быть описана формулой

$$F(t, \omega) = m \left(\omega (1 - e^{t/T}) \right)^2 r \sin \left(\omega (1 - e^{t/T}) t \right), \quad (14)$$

учитывающей постепенное возрастание как частоты, так и амплитуды колебаний возбуждающей силы. Зависимость возбуждающей силы от времени приведена на рис. 7, а, а соответствующие графики изменения координат состояния моделируемой системы — на рис. 7, б, в.

Заключение. Приведённые в работе результаты математического моделирования позволяют сделать вывод о работоспособности разработанных моделей стенда динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолётных и их применимости для расчёта характеристик источников шума и вибрации. Результаты моделирования показали соответствие экспериментальным измерениям как по качественному поведению системы, так и по количественным показателям — амплитудам колебаний и величинам сил.

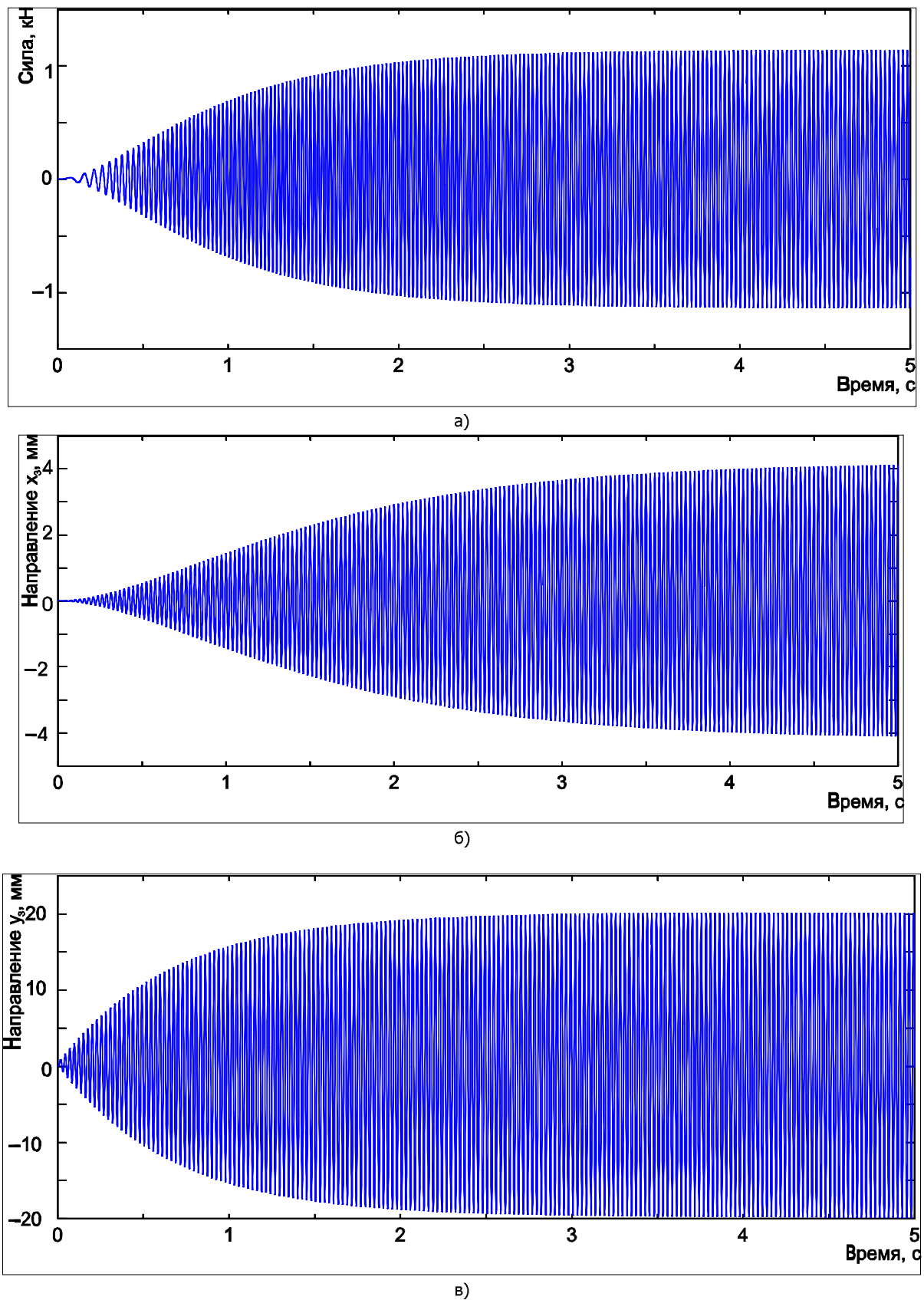


Рис. 7. Результаты моделирования работы стенда динамических испытаний лонжеронов лопастей вертолётов при плавном увеличении частоты вращения: а — смещение в горизонтальном направлении; б — смещение в вертикальном направлении; в — переменная составляющая растягивающей силы, действующей на лонжерон

Библиографический список

1. СН 2.2.4/2.1.8562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. — Москва, 1996.
2. ГОСТ ССБТ 12.1.043-90. Вибрация. Методы измерений на рабочих местах в производственных помещениях. — Москва: Издательство стандартов, 2001.
3. Рабинович, М. И. Введение в теорию колебаний и волн / М. И. Рабинович, Д. И. Трубецков. — Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. — 560 с.
4. Программа испытаний лопасти несущего винта. — Москва: МВЗ им. Миля, 2002. — 25 с.
5. Лич, Дж. К. Классическая механика / Дж. К. Лич. — Москва: Изд-во иностранной литературы, 1961. — 173 с.
6. Яворский, Б. М. Справочник по физике / Б. М. Яворский, А. А. Детлаф. — Москва: Наука, 1973. — 942 с.
7. Тер-Криков, А. М. Курс математического анализа: уч. пособие для вузов / А. М. Тер-Криков, М. И. Шабунин. — Москва: Наука, 1988. — 816 с.
8. Арнольд, В. А. Математические методы классической механики / В. А. Арнольд. — Москва: Наука, 1974. — 432 с.
9. Потёмкин, В. Г. Инструментальные средства MATLAB 5.x / В. Г. Потёмкин. — Москва: Диалог-МИФИ, 2000. — 336 с.

Материал поступил в редакцию 01.12.2011.

References

1. SN 2.2.4/2.1.8562-96. Shum na rabochix mestax, v pomeshheniyax zhily`x, obshhestvenny`x zdaniy i na territorii zhiloy zastrojki. — Moskva, 1996. — In Russian.
2. GOST SSBT 12.1.043-90. Vibraciya. Metody` izmerenij na rabochix mestax v proizvodstvenny`x pomeshheniyax. — Moskva: Izdatel`stvo standartov, 2001. — In Russian.
3. Rabinovich, M. I. Vvedenie v teoriyu kolebanij i voln / M. I. Rabinovich, D. I. Trubeczko. — Izhevsk: NICz «Regulyarnaya i xaoticheskaya dinamika», 2000. — 560 s. — In Russian.
4. Programma ispy`tanij lopasti nesushhego vinta. — Moskva: MVZ im. Milya, 2002. — 25 s. — In Russian.
5. Lich, Dzh. K. Klassicheskaya mexanika / Dzh. K. Lich. — Moskva: Izd-vo inostrannoj literatury`, 1961. — 173 s. — In Russian.
6. Yavorskij, B. M. Spravochnik po fizike / B. M. Yavorskij, A. A. Detlaf. — Moskva: Nauka, 1973. — 942 s. — In Russian.
7. Ter-Krikorov, A. M. Kurs matematicheskogo analiza: uch. posobie dlya vuzov / A. M. Ter-Krikorov, M. I. Shabunin. — Moskva: Nauka, 1988. — 816 s. — In Russian.
8. Arnol`d, V. A. Matematicheskie metody` klassicheskoy mexaniki / V. A. Arnol`d. — Moskva: Nauka, 1974. — 432 s. — In Russian.
9. Potyomkin, V. G. Instrumental`ny`e sredstva MATLAB 5.x / V. G. Potyomkin. — Moskva: Dialog-MIFI, 2000. — 336 s. — In Russian.

THEORETICAL STUDY ON VIBROACOUSTICS UNDER DYNAMIC TEST FOR CYCLICAL STRENGTH

S. A. Shamshura, I. V. Boguslavskiy, A. N. Chukarin
(Don State Technical University)

The theoretical study on the excitation of the equipment vibrations and noise emission under the dynamic testing of helicopter longerons is resulted. The dependences for determining vibration spectra in the operating space are obtained.

Keywords: *vibroacoustics, dynamic test.*