

ПРОБЛЕМЫ КОРАБЛЕСТРОЕНИЯ И ОКЕАНОТЕХНИКИ

УДК 624. 042:629.5.024

В.И. Сутырин¹, Е.И. Короткая²

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ДОСТИЖЕНИЯ НОРМАТИВНОГО КАСКАДНОГО ПЕРЕПАДА ХАРАКТЕРИСТИК ВИБРАЦИИ АМОРТИЗИРОВАННОГО СУДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Балтийский федеральный университет им. И. Канта, г. Калининград¹,
Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота, г. Калининград²

В работе предложена и реализована расчетно-экспериментальная методика достижения нормативного каскадного перепада характеристик вибрации амортизированного судового оборудования. Основная задача состоит в определении каскадной жесткости, возвращающей систему амортизации оборудования в пределы нормативного каскадного изменения параметров вибрации. Решение такой задачи возможно расчетно-экспериментальным способом, основанном на методе структуризации квазистатической модели. Этот метод заключается в построении преобразованной расчетной схемы, объединяющей ограниченное число расчетных узлов исходного конечно-элементного разбиения анализируемого объекта. Приводятся и анализируются результаты решения тестовых задач. Проведенные исследования подтвердили возможности сохранения высокой точности получаемого результата.

Ключевые слова: Анализ колебаний, корпусные конструкции, метод конечных элементов, квазистатическая модель, прием конденсации.

Судовое оборудование и механизмы (двигатели, генераторы, и др.) крепятся с целью снижения вибрации к корпусу судна через амортизирующие элементы-амортизаторы различных конструкций (рис. 1). В случае применения двухкаскадной амортизации амортизируемый объект 2 через амортизаторы первого каскада опирается на промежуточную опорную раму 3, которая, в свою очередь, через амортизаторы второго каскада – на палубу 1, платформу или днище судна.

При сдаче судна инструментальным путем замеряется каскадный перепад вибрационных характеристик (амплитуд, виброускорений). Если он не достигает нормативных значений, то возникает проблема изменения параметров виброзащитной системы. Задача заключается в том, чтобы определить новую каскадную жесткость, возвращающую систему амортизации оборудования в пределы нормативного каскадного изменения параметров вибрации, не прибегая к экспериментальному подбору амортизаторов на судне и исключая возможные резонансы системы на заданных частотах вынуждающих внешних сил.

Поскольку наибольший интерес представляют, как правило, вертикальные колебания системы, решение задачи в первом приближении обычно строится на основе трехмассовой модели (рис. 2), объединяющей M_2 – массу опорной платформы; M_1 – массу оборудования; C_1, C_2 – каскадные жесткости (их значения могут оказаться неизвестными); M_3 и C_3 – массу и жесткость, приведенные к месту закрепления оборудования (А) со стороны корпуса. Учитывается, что первая масса находится под действием гармонической вынуждающей силы с амплитудой F и частотой изменения ω . Для максимального упрощения математического описания колебательного процесса в настоящей статье рассматривается вариант опирания обо-

рудования на амортизаторы пружинного типа. Вопросы, связанные с учетом демпфирования колебаний, предполагается рассмотреть в отдельной публикации.

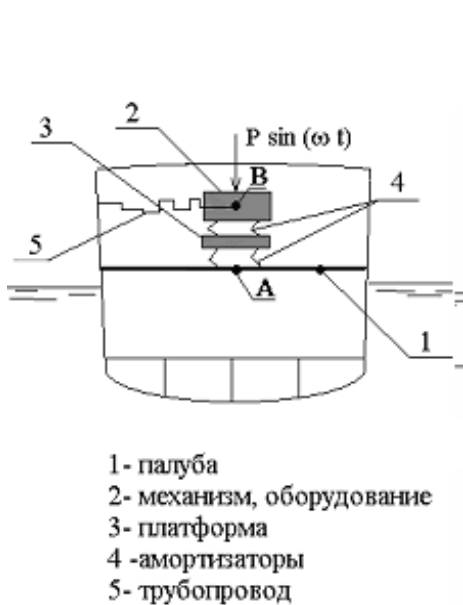


Рис. 1. Двухкаскадная амортизация

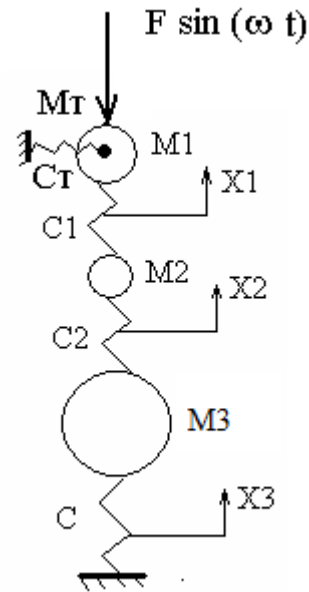


Рис. 2. Трехмассовая модель

При подсоединении к оборудованию трубопровода 5 в расчет вводятся дополнительные обобщенные коэффициенты массы M_T и жесткости C_T первого каскада, получаемые путем предварительного приведения массы и жесткости [1] трубопровода к точке его соединения с оборудованием (B) в соответствии с равенствами [2, 3]:

$$\begin{aligned}
 C_T &= r_B - \{R_{B\Omega}\} \cdot \|R_{\Omega\Omega}\|^{-1} \cdot \{R_{\Omega B}\}; \\
 M_T &= m_B + \{G\}\{G\}^T; \\
 \{G\} &= -\{L\}^T \cdot \|M_{\Omega\Omega}\|^{-\frac{1}{2}}; \quad \{L\} = -\|R_{\Omega\Omega}\|^{-1} \cdot \{R_{\Omega B}\},
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где r_B, m_B – коэффициенты жесткости и массы точки B в исходных матрицах трубопровода; $\|R_{\Omega\Omega}\|$ и $\|M_{\Omega\Omega}\|$ – блок-матрицы коэффициентов жесткости и массы исключаемых узлов (области модели Ω) трубопровода; $\{R_{B\Omega}\}$ и $\{R_{\Omega B}\} = \{R_{B\Omega}\}^T$ – векторы коэффициентов жесткости взаимного влияния узлов.

На первом этапе решения задачи определяются, если это необходимо, жесткости каскадов системы существующей амортизации. Система разрешающих уравнений имеет вид:

$$\begin{vmatrix}
 C_1 + C_T & -C_1 & 0 \\
 & C_1 + C_2 & -C_2 \\
 \text{симм.} & & C_2 + C_3
 \end{vmatrix}
 - \omega^2
 \begin{vmatrix}
 M_1 + M_T & 0 & 0 \\
 & M_2 & \\
 \text{симм.} & & M_3
 \end{vmatrix}
 \begin{vmatrix}
 X_1 \\
 X_2 \\
 X_3
 \end{vmatrix}
 = \begin{vmatrix}
 F \\
 0 \\
 0
 \end{vmatrix},
 \tag{2}$$

где $X = \{X_1, X_2, X_3\}^T$ – вектор амплитуд колебаний масс.

Переход к алгебраическому виду и последующие преобразования позволяют получить зависимости для определения каскадных жесткостей C_1 и C_2 :

$$C_1 = \{F + X_1 \cdot [\omega^2 (M_1 + M_T) - C_T]\} \cdot (X_1 - X_2)^{-1};
 \tag{3}$$

$$C_2 = [X_2 \cdot (\omega^2 \cdot M_2 - C_1)] \cdot (X_2 - X_3)^{-1}.$$

Для определения числовых значений C_1 и C_2 необходимо и достаточно экспериментально измерить амплитуды колебаний масс X_1 , X_2 и основания X_3 . Если колебаниями основания можно пренебречь, то амплитуду X_3 следует положить в (3) равной нулю.

На втором этапе осуществляется подбор новых каскадных жесткостей для максимизации отношения амплитуд (X_1 / X_3) вплоть до нормативного значения и выше. В случае, когда колебания основания (корпуса) могут оказать существенное влияние на результат решения системы (2), необходимо дополнительно определить обобщенные коэффициенты C_3 и M_3 .

В зависимости от конкретных условий определение обобщенной массы и обобщенной жесткости возможно расчетно-экспериментальным способом. Он заключается в использовании конечно-элементной модели конструкции корпуса либо ее фрагмента. Фрагмент выбирается в таких границах, чтобы дальнейшее их расширение не сказывалось существенным образом на получаемом результате, т.е. не изменяло результат за пределы допустимой погрешности. Затем выполняется прямой расчет конструкции на действие вертикальной единичной силы, приложенной в месте опирания оборудования A (рис. 1).

Обобщенная жесткость C_3 может быть получена как обратная величина податливости конструкции в точке приложения силы. Экспериментальный путь определения C_3 предполагает непосредственное измерение податливости относительно выбранной (несмещаемой) базы экспериментальными средствами. Аналогичный экспериментальный способ можно применить и для определения C_T . В этом случае, устанавливая вибратор массой M_V в точку B отсоединенного трубопровода и определяя амплитуду X_B , можно определить и M_T :

$$M_T = (C_T X_B \cdot (-F)) \cdot \omega^{-2} - M_V. \quad (4)$$

Из (2) также следует:

$$M_3 = [X_3 \cdot (C_2 + C_3) - C_2 \cdot X_2] \cdot X_3^{-1} \omega^{-2}. \quad (5)$$

Найденные значения C_2 , C_3 и M_3 позволяют определить жесткости и произвести подбор амортизаторов при условии $(X_1/X_3) = f(C, M, F, \omega) \rightarrow \max > (X_1/X_3)_{\text{доп}}$, для заданной области допустимых значений перемещений и жесткостей $C_i^{\min} < C_i < C_i^{\max}$, ($i=1,2$); $\omega^{\min} < \omega < \omega^{\max}$, где $(X_1/X_3)_{\text{доп}}$ – нормативное (допускаемое) значение каскадного перепада амплитуд колебаний. Вариация частоты ω при решении системы (2) с новыми каскадными жесткостями обеспечивает оценку и контроль резонансных частот системы.

В общем случае объекты колебательной системы могут иметь более сложную структуру, что предопределяет необходимость достаточно сложного в реализации расчетного анализа пространственных деформаций конструктивных элементов оборудования (механизмов), промежуточных рам и корпусных конструкций судна (рис.5). Пространственные расчетные модели приводят к существенному усложнению расчетного анализа. Поэтому в указанном случае целесообразно построить преобразованную расчетную схему колебательной системы, объединяющую ряд узлов приведения, назначаемых в местах опирания, концентрации масс и приложения изменяющейся внешней нагрузки. В зависимости от характера решаемой задачи в узлах приведения необходимо сохранять от 1 до 6 степеней свободы.

Матричные равенства (1) позволяют распространить изложенную расчетную методику на указанный случай. С этой целью их можно представить в следующем виде [3-4]:

$$\|C_{\rho\rho}\| = \|R_{\rho\rho}\| - \|R_{\rho\Omega}\| \cdot \|R_{\Omega\Omega}\|^{-1} \cdot \|R_{\Omega\rho}\|; \quad (6)$$

$$\|M_{pp}\| = \|M_{pp}\| + \|G\| \cdot \|G\|^T; \quad (7)$$

$$\|G\| = -\|L\|^T \cdot \|M_{\Omega\Omega}\|^{-\frac{1}{2}}; \quad \|L\| = -\|R_{\Omega\Omega}\|^{-1} \cdot \|R_{\Omega p}\|,$$

где $\|C_{pp}\|$ и $\|M_{pp}\|$ – матрицы коэффициентов жесткости узлов приведения; $\|R_{pp}\|$, $\|M_{pp}\|$ – аналогичные матрицы коэффициентов в исходных матрицах колебательной системы; $\|R_{\Omega\Omega}\|$, $\|M_{\Omega\Omega}\|$ – блок - матрицы коэффициентов жесткости и массы исключаемых узлов (области модели Ω) системы; $\|R_{p\Omega}\|$ и $\|R_{\Omega p}\| = \|R_{p\Omega}\|^T$ – блок- матрицы коэффициентов жесткости взаимного влияния узлов.

Равенства (6)–(7) позволяют решить проблему граничных условий, поскольку узлы приведения могут назначаться в местах опирания на амортизирующие устройства (в том числе на податливую промежуточную опорную раму), а также по границам рассматриваемых фрагментов (перекрытий) корпуса судна.

В случае гармонического внешнего возбуждения средством структуризации системы могут служить матрично-векторные равенства, объединяющие динамические матрицы жесткости конструкции:

$$\|C_{np} - \omega^2 \cdot M_{np}\| = \|C_{pp} - \omega^2 \cdot M_{pp}\| - \|C_{pn} - \omega^2 \cdot M_{pn}\| \cdot \|C_{nn} - \omega^2 \cdot M_{nn}\|^{-1} \cdot \|C_{pn} - \omega^2 \cdot M_{pn}\|^T, \quad (8)$$

где $\|C_{pp}\|$, $\|M_{pp}\|$ – матрицы приведенных коэффициентов жесткости и массы; p , n обозначают соответственно сохраняемые и исключаемые степени свободы ($p \ll n$); T – знак транспонирования. Применение матричных равенств типа (6)–(8) значительно расширяет спектр решаемых задач, поскольку позволяет учитывать жесткостные и инерционные свойства всех компонент колебательной системы, включая корпус судна.

На рис. 3 показана двухкаскадная система виброизоляции электродвигателя, массой 50 кг, состоящая из основной и промежуточной опорных плит (массой 80 кг каждая) и восьми амортизаторов (жесткостью 316667 н/м).

На рис.4 приведена расчетная схема системы, установленной на консольно закрепленной платформе, состоящей из 80 стержней, длиной 0,1м с моментами инерции относительно главных центральных осей $I_z = 3,33E-9 \text{ м}^4$, $I_x = 5,33E-8 \text{ м}^4$, $I_y = 5,33E-8 \text{ м}^4$. Материал – сталь с модулем Юнга $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, коэффициентом Пуассона $\mu = 0,3$. В расчетах рассматривалось гармоническое (синусное) силовое воздействие на систему (рис. 4). Расчет выполнялся с применением специализированной программы «Парус-2000».

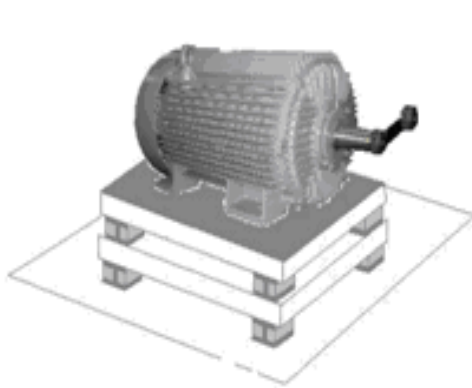


Рис. 3. Виброизоляция электродвигателя

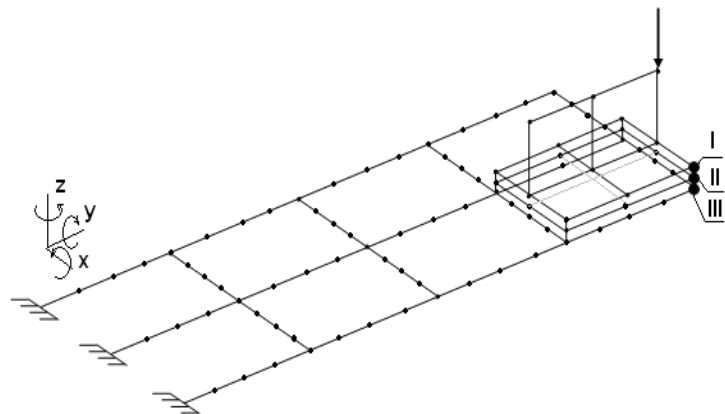


Рис. 4. Расчетная схема перекрытия

Преобразованная расчетная схема объединяла вертикальные перемещения крайних узлов I, II и III (рис. 4) конструкции. На рис. 5 представлены графики гармонического отклика системы в указанных узлах в диапазоне частот 10–40 Гц.

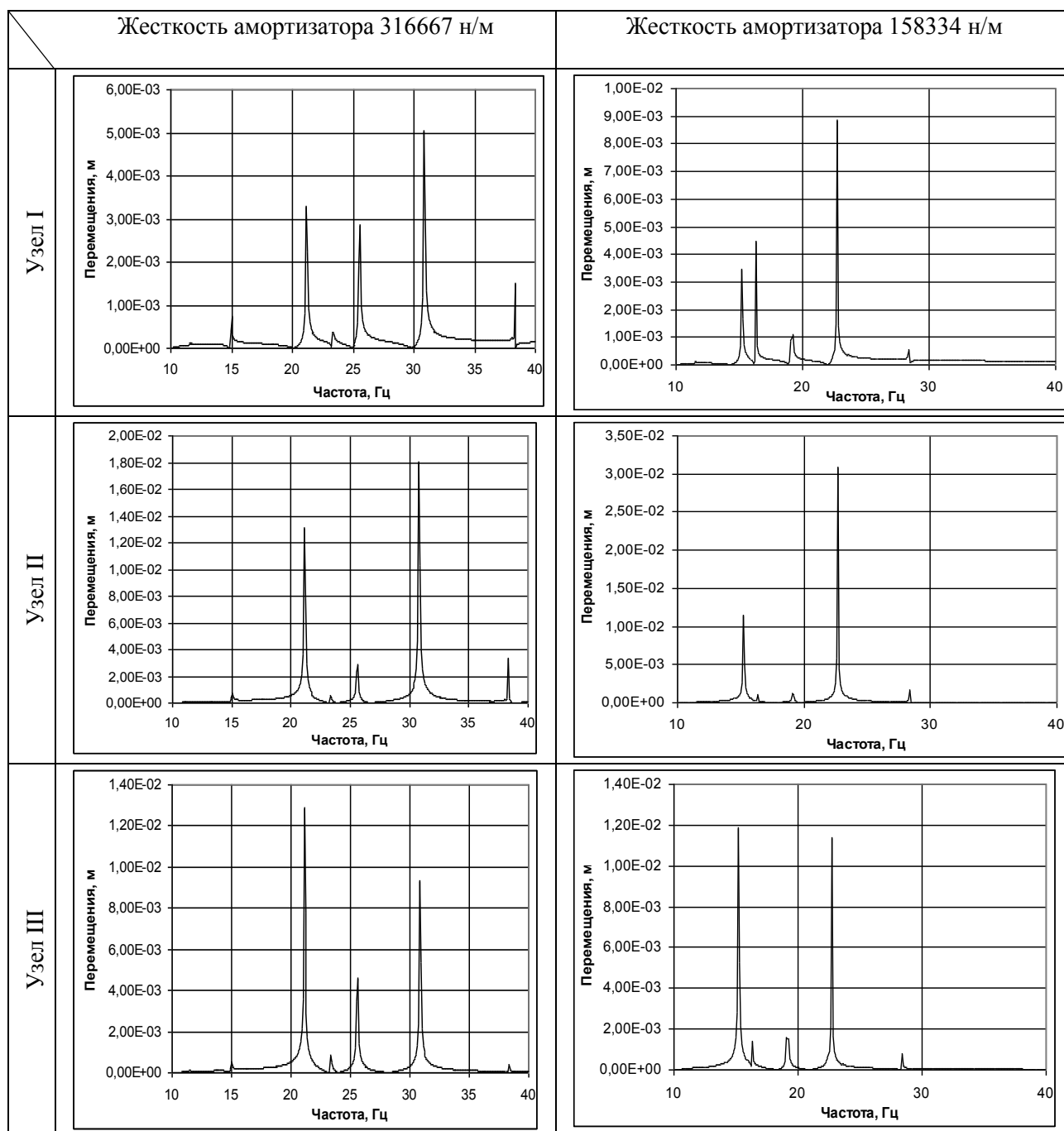


Рис. 5. Графики гармонических откликов конструкции в узлах I, II, III при действии единичной гармонической вынуждающей силы от электродвигателя с эксцентриком

Результаты сопоставления гармонических откликов конструкции показывают, что уменьшение жесткости амортизаторов приводит к смещению спектра резонансных частот рассматриваемой системы в сторону уменьшения, каскадные перепады амплитуд колебаний при этом увеличиваются (рис. 6).

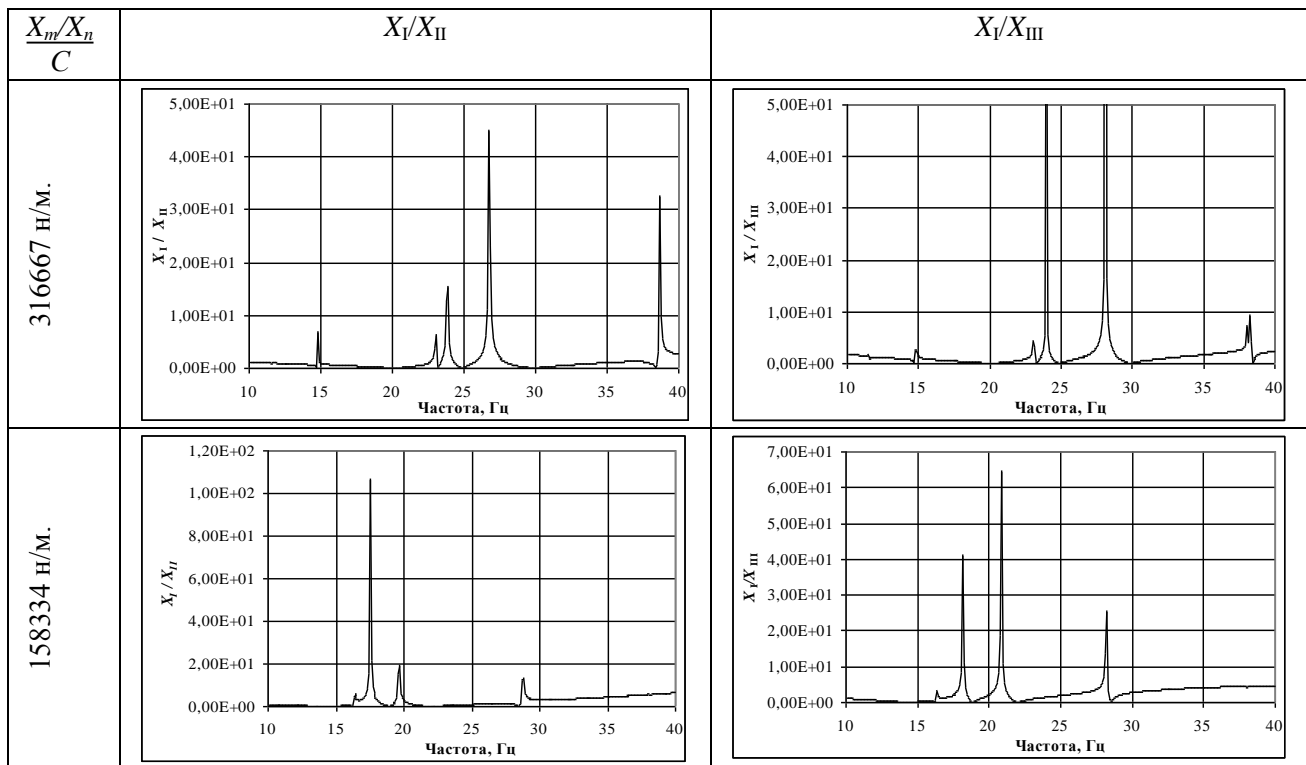


Рис. 6. Каскадные перепады амплитуд (X) вынужденных колебаний конструкции в узлах I, II и I, III

Таким образом, преобразования расчетной схемы обеспечивают существенные преимущества при проведении расчета динамики сложной конструкции. Преимущества состоят в сокращении порядка разрешающей системы уравнений, определении граничных условий для отдельных конструктивных узлов (после чего указанные узлы могут рассматриваться отдельно), получении передаточных функций и откликов (реакций) системы на внешнее воздействие в ряде предварительно назначенных точек (например, в местах установки датчиков при экспериментальных исследованиях вибрации), а также в сохраняющейся возможности расширения экспериментальных данных на конструкцию в целом. Целью дальнейших исследований является эффективная программная реализация матричных равенств (6)–(8) [5], а также оценка влияния на вибрацию системы жесткостных и демпфирующих свойств амортизаторов с различным конструктивным исполнением.

Библиографический список

1. Шиманский, Ю.А. Динамический расчет судовых конструкций / Ю.А. Шиманский. – Л.: Судпрогиз, 1948. – 407 с.
2. Сутырин, В.И. Варианты конденсации в практике расчетов динамики конструкций методом конечных элементов // Известия вузов. Машиностроение. 1990. №8. С. 7–11.
3. Сутырин, В.И. Применение способа фронтальной конденсации в расчетах динамики судовых корпусных конструкций // Судостроение. 1996. №7. С. 10–14.
4. Сутырин, В.И. Метод приведения в практике расчетов корпусных конструкций // Судостроение. 2008. №4. С. 17–22.
5. Сутырин, В.И. Методология конечно-элементного анализа судовых корпусных конструкций при их проектировании // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2010. №2 (81). С. 171–174.

Дата поступления
в редакцию 19.04.2013

V.I. Sutyryn¹, E.I. Korotkaya²

**THE SETTLEMENT-EXPERIMENTAL TECHNIQUE OF ACHIEVE STANDARD
CASCADE DIFFERENCE OF VIBRATION INSULATION
FOR THE AMORTIZED SHIP EQUIPMENT**

Immanuel Kant Baltic Federal University, Kaliningrad¹,
Baltic State Academy of Fishing Fleet, Kaliningrad²

The settlement-experimental technique of achieve standard cascade difference of vibration insulation for the amortized ship equipment is offered and realized in given paper. Main goal consists of finding of cascade rigidity which returns system of the amortized equipment in limits of standard cascade change of vibration parameters. Solution of such task is possible by settlement and experimental way which is based on a structural quasistatic model. This method consists of construction of the transformed settlement scheme and unites limited number of checkouts of initial final-element splitting in analyzed object. Also results of the solution test tasks are presented and analyzed in paper. The made researches confirmed possibilities of preservation of high precision received result.

Key words: Fluctuation analysis, ship hull structures, finite elements method, quasistatic model, condensation reception.