

УДК 621.6-7

ВЛИЯНИЕ КРУГЛЫХ И ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ ВЫРЕЗОВ НА СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ ПЛАСТИН, ВЫЧИСЛЕННЫЕ АНАЛИТИЧЕСКИМ И ЧИСЛЕННЫМ МЕТОДАМИ

© Н.Е. Никитина, С.В. Казачек

Нижегородский филиал Института машиноведения им. А.А. Благодирова РАН, Россия

Аннотация. В работе исследованы жестко заделанные пластины с эллиптическими и круглыми вырезами разных размеров центрального расположения, используемые в балках рамного набора корпуса судна. Расчеты проведены для пластин, колеблющихся в воздухе. Вычисления аналитическим методом проведены в соответствии с «Правилами классификации и постройки морских судов» Российского Регистра с использованием электронных таблиц EXCEL. Численные расчеты проведены методом конечных элементов с помощью пакета прикладных программ COSMOS/M

Ключевые слова: гребные винты, вибрационные характеристики

При вращении гребных винтов водоизмещающих судов в деталях корпуса судна возникают вибрации, оказывающие существенное влияние на эксплуатационные и прочностные характеристики корабля [1, 2]. Существуют нормы вибрации и правила оценки вибрационной прочности элементов судового набора, изложенные в «Правилах классификации и постройки морских судов» Российского Регистра [3] и принятые к исполнению в настоящее время.

Основной задачей при расчете вибрационных характеристик элементов конструкции корабля является определение частот свободных колебаний, и, что гораздо важнее, частот колебаний по-разному закрепленных и акустически «нагруженных» деталей (колебания частично в воде, частично в воздухе и тому подобное), в соответствии с местом элемента в конструкции судна [4]. Если частоты собственных колебаний элементов конструкции приближаются к частоте возмущающего воздействия, соответствующего частоте вращения винта, умноженной на количество лопастей, возникает резонанс. Для предотвращения возникновения резонансов при проектировании судна изменяют вид связи, ее размеры или применяют другие способы изменения резонансной частоты [5]. В основном при конструировании грузовых судов используются гребные винты с четырьмя лопастями. Количество винтов на грузовых судах обычно один или два. В районе непосредственного воздействия гребного винта, границы которого располагаются на расстоянии в два диаметра гребного винта в нос и корму от плоскости вращения, а также на диаметр вверх от оси вращения, необходимо выполнение условия ухода от удвоенной резонансной частоты. Это связано с особенностью колебания пластин и ребер жесткости в этой зоне. Каждая пластина или ребро жесткости имеет форму колебаний, не связанную с соседними элементами конструкции.

Из-за сложности элементов конструкции судна и широкого диапазона амплитуд и частот вибрационных нагрузок, которым подвергаются балки рамного набора в процессе эксплуатации судна в сложных условиях волнового и ветрового воздействия, точный расчет действующих вибраций не всегда представляется возможным. Приближенные аналитические формулы для расчетов строятся на основе учета эффективных присоединенных масс, отвечающих тому или иному случаю закрепления пластины, или характера окружающей ее

среды [6, 7].

Здесь исследованы жестко заделанные пластины с эллиптическими и круглыми вырезами разных размеров центрального расположения, используемые в балках рамного набора корпуса судна. Расчеты проведены для пластин, колеблющихся в воздухе. Вычисления аналитическим методом проведены в соответствии с «Правилами классификации и постройки морских судов» Российского Регистра с использованием электронных таблиц EXCEL. Численные расчеты проведены методом конечных элементов с помощью пакета прикладных программ COSMOS/M [8].

Исследованы жестко заделанные пластины с размерами 10x600x900 мм, используемые в балках рамного набора корпуса судна, с круглыми и эллиптическими вырезами центрального расположения. При этом определялась наименьшая собственная частота колебаний пластины с целью недопущения возникновения резонанса при совпадении этой частоты с частотами возмущающих сил при вращении гребных винтов.

Точного решения этой задачи для заземленных или свободных по контуру пластин не существует [9], применяются различные приближенные подходы, в том числе численные методы. В качестве аппроксимирующих функций для форм собственных колебаний пластин могут быть использованы произведения балочных функций [10]. Выражения для собственной частоты записываются в виде [9]:

$$\omega_{mn} = k_{mn} \frac{\pi^2}{c^2} \left(\frac{D}{\rho h} \right)^{1/2} \quad (1)$$

Значения безразмерного коэффициента k_{mn} для различных случаев закрепления пластин можно найти в руководстве [10].

По правилам Российского Регистра частота первого тона свободных колебаний стальных пластин в воздухе вычисляется по формуле

$$(N_c)_{пл} = \frac{9,55}{60} \cdot \frac{\alpha^2}{c^2} \cdot \sqrt{\frac{D}{m}}, \text{ Гц}, \quad (2)$$

где c - короткая сторона пластины (рис.1);

$$D = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} - \text{цилиндрическая жесткость пластины, кгс/см};$$

где h – толщина пластины, см; $E=2,1 \cdot 10^6$ – модуль нормальной упругости, кгс²/см;

$\nu=0,3$ – коэффициент Пуассона;

$$m = \frac{\gamma \cdot h}{g} - \text{масса единицы площади пластины, кг} \cdot \text{см}^2 / \text{см}^3;$$

где $\gamma=0,00785$ – удельный вес стали, кгс/см³; g – ускорение силы тяжести, см/с²;

α - коэффициент, зависящий от условий заделки кромок пластины.

$$\text{При жесткой заделке пластины на контуре } \alpha^2 = 22,37 \sqrt{1 + 0,6 \cdot [c/d]^2 + [c/d]^4}.$$

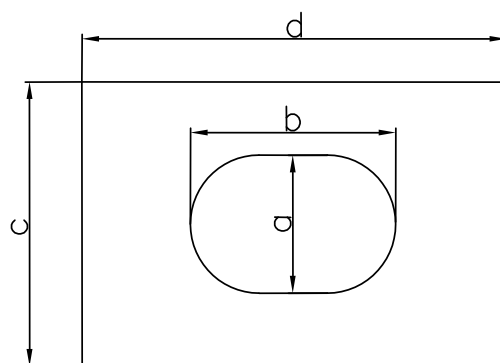


Рис. 1. Пластина набора корпуса с вырезом

Частота колебаний в воздухе пластин с вырезами определяется по формуле:

$$(N_c)_{нл_о} = (N_c)_{нл} \cdot \left[1 + \xi \left(\frac{b}{c} \right) \right], \quad (3)$$

где $(N_c)_{нл}$ – частота свободных колебаний сплошной пластины в воздухе, вычисляемая по формуле (2);

$\xi \left(\frac{b}{c} \right)$ – коэффициент, учитывающий наличие выреза в пластине.

При круглом или продольном овальном вырезе для жестко заделанной по контуру пластины

$$\xi = \frac{5,0}{\left(\left(\frac{b}{a} \right)^2 + \frac{b}{a} - 1 \right)^{\frac{c}{d}}} \cdot \left(\frac{c}{d} \right)^{2 + \frac{1}{2} \frac{d}{c}} \cdot \left(\frac{b}{c} \right)^3.$$

Здесь c – короткая сторона пластины; d – длинная сторона пластины; b – больший диаметр выреза; a – меньший размер выреза (рис.1).

Зачастую детали машин имеют технологические вырезы, что затрудняет изучение их вибрационных характеристик. Расчетные формулы построены на основе определения резонанса, соответствующего длине волны, равной двум коротким сторонам пластины, а продольная ограниченность пластины учитывается с помощью поправочных коэффициентов. Для удобства и оперативности расчетов все указанные алгоритмы представлены в виде электронных таблиц EXCEL, что позволяет задавать различные параметры пластин, закреплений и вырезов и оперативно получать значение частоты резонансных колебаний. Численные расчеты проведены методом конечных элементов с помощью пакетов прикладных программ COSMOS/M. Здесь непосредственно определяется частота и форма первой моды колебаний прямоугольной пластины. На рис. 2 приведена расчетная схема для метода конечных элементов.

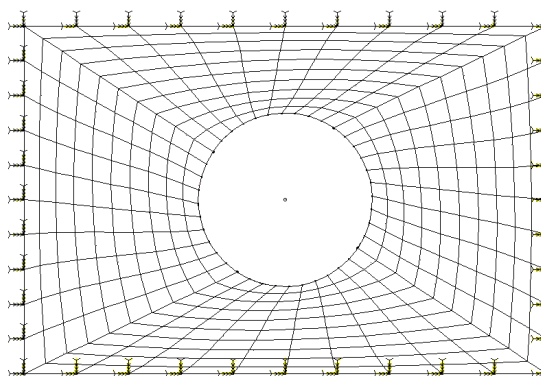


Рис. 2. Расчетная схема для метода конечных элементов.

При расчете численным методом пластина разбивалась на конечные элементы и число элементов увеличивалось до тех пор, пока плотность сетки не переставала влиять на результат [11].

На рис. 3 приведены графики зависимостей частот собственных колебаний пластины от отношения площадей выреза и пластины.

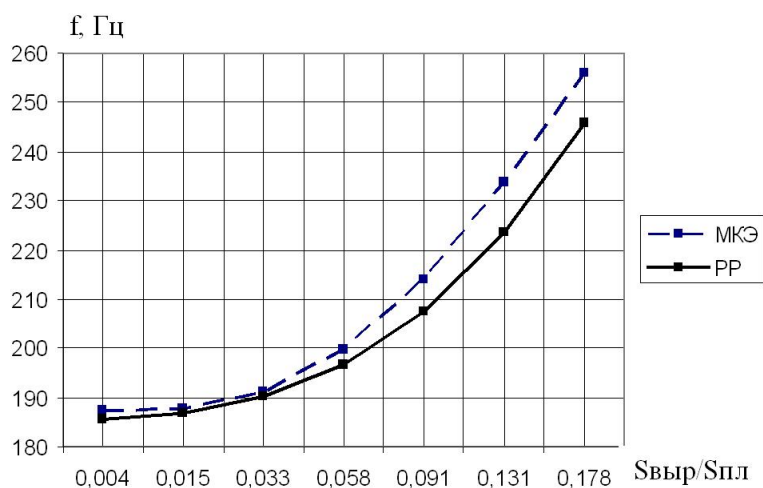


Рис. 3. Зависимость собственных частот пластин 600x900мм от относительной площади выреза

Расчет собственных частот приведен для круглых вырезов [10]. Пластины с эллиптической формой выреза имеют близкие по сравнению с круглыми вырезами зависимости частот собственных колебаний пластины от отношения площадей выреза и пластины [11].

Исследования методом конечных элементов с использованием стандартных программ показали, что аналитические формулы, приведенные в руководстве [3], удовлетворительно описывают влияние выреза на собственную частоту пластины. Результаты расчетов находятся в хорошем соответствии вплоть до достижения соотношением площади выреза к площади пластины величины 0,06.

Литература

1. Справочник по строительной механике корабля под общей редакцией акад. Ю.А. Шиманского, т.2. Л.: Судпромгиз. 1958.
2. Справочник по строительной механике корабля под общей редакцией акад. Ю.А. Шиманского, т.3. Л.: Судпромгиз. 1960.
3. Вибрация морских судов. Вибрационная прочность и нормы вибрации. «Правила классификации и постройки морских судов» Российского Регистра. 1999 г.
4. В.В. Давыдов, Н.В. Маттес, И.Н. Сиверцев, И.И. Трянин. Прочность судов внутреннего плавания. Справочник. М.: «Транспорт». 1978.
5. Папкович П.Ф. Строительная механика корабля. Ч.1, т.2. М.: «Морской транспорт». 1947.
6. Шиманский Ю.А. Динамический расчет судовых конструкций. Л.: Судпромгиз. 1963.
7. Ростовцев Д.М. Присоединенные массы при вибрации днищевых перекрытий // Проблемы строительной механики корабля. Л.: «Судостроение». 1973.
8. Введение в систему конечно-элементного анализа COSMOS/M на примерах плоской задачи теории упругости. Ч.1. Н.-Новгород: НГТУ. 2000 г.
9. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. Т. 1. / Под ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение. 1999.
10. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х т. Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. М.: Машиностроение. Т. 1. 1968.
11. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. Л.: «Судостроение». 1974.
12. Казачек С.В., Куракина Ю.Н., Никитина Н.Е. Расчет собственных частот пластин с вырезами аналитическим и численным методами // «Нева - 2003». Российское судостроение и судоходство на мировом рынке / Тез. докл. VII Междунар. конф-и памяти акад. Ю.А. Шиманского. С.-Петербург: «Ленэкспо». С. 77-78.
13. Казачек С.В. Никитина Н.Е. Определение частот вибрации пластин с вырезами аналитическим и численным методами // «Физическая акустика. Распространение и дифракция волн. Геоакустика» / Сб. трудов XV сессии РАО, совмещенной с третьей Нижегородской акуст. научн. сессией. Том 1. М.: ГЕОС. 2004. С. 244-246.

Поступила: 25.07.10.