

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ЗВУКОВОГО ПОЛЯ НА РАЗЛИЧНЫХ РАССТОЯНИЯХ ОТ МАЧТ НА СУДНЕ

Гусев В.Н., Селиванов С.Е.

Херсонская государственная морская академия

Анализ литературных источников показывает, что уже многие годы отечественные и зарубежные ученые, научно-исследовательские институты, конструкторские бюро занимались и занимаются теорией вибрации разных конструкций расположенных на судне, в частности вибрацией мачт. Изданы фундаментальные научные труды, разработаны виброшумозащитные конструкции и проведены эффективные организационные мероприятия по борьбе с вибрацией и шумом на судах. Вместе с тем, научно-исследовательских работ, посвященных теоретическим исследованиям функциональных измеряемых параметров вибрации мачты от одной или нескольких независимых переменных: время, частота, пространственная координата в группе независимых измерений вибрации мачты, особенно для мачт, изготовленных из разных материалов практически нет, что не позволяло вычислить для каждого сечения, максимальную величину модуля отклонения мачты от положения равновесия и вычислить интенсивность звука на разных расстояниях от мачты. Определение интенсивности звука на разных расстояниях от мачты способствует знанию опасных зон влияющих на здоровье экипажа. Таким образом обеспечение безопасности человека на море было и остается важнейшей проблемой судоходства, а, поэтому, дальнейшее исследование вибрации, шума и снижение акустической нагрузки судна в рабочей зоне на морских судах является актуальной научно-технической задачей, решение которой обуславливает научную основу расширения сферы ее применения на судах. Целью исследования является определение интенсивности звука, которая распространяется от вибрирующих мачт из разных материалов. Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующую задачу – провести теоретические исследования вибрации, вынужденных колебаний мачт изготовленных из стали, стеклопластика, дерева и интенсивности звука при разных частотах вынужденных колебаний на определенных расстояниях от них. Результаты работы показали, что величина интенсивности звукового поля при всех частотах вынужденных колебаний уменьшается с ростом расстояния от всех мачт (сталь, стеклопластик, сосна). Амплитуды гармонических колебаний при фиксированной частоте и времени возрастают по мере роста сечения мачты. Существенно большей амплитудой колебаний обладает мачта: сосна – стеклопластик – сталь, а следовательно, величина интенсивности для мачты из стали заметно меньше, чем из сосны, стеклопластика.

***Ключевые слова:** стержень – мачта, амплитуда, колебания, вибрация, интенсивность, звуковое поле.*

Введение. Многие колебательные процессы, происходящие в механических системах, называют вибрациями. Общепринятого определения, точно выделяющего вибрацию среди других механических колебаний, нет. Очень часто термины «вибрация» и «механические колебания» являются синонимами [1].

В английском языке «vibration» – эквивалент понятия механических колебаний.

Поскольку вибрация представляет собой процесс распространения механических колебаний в твердом теле, то это колеблющееся тело, соприкасаясь с окружающей средой (воздухом) образует звуковые волны. При распространении звуковой волны происходит перенос кинетической энергии, которая определяется интенсивностью звука. Пространство, в котором звуковые волны свободно распространяются, не встречая отражающих поверхностей, называется свободным акустическим полем. Любая точка звукового поля характеризуется определенным давлением и скоростью частиц воздуха.

Распространяющееся звуковое поле от вибрации конструкций оказывает влияние на общий шум на судне и соответственно на экипаж [2, 3, 4, 5].

Известно, что источники вибрации на судне в основном создаются главными двигателями, дизель генераторами и гребными винтами [6].

При работе гребных винтов, которые непосредственно вызывают вибрацию корпуса судна – общую вибрацию. Общая вибрация, в свою очередь, является источником местной вибрации.

Местная вибрация узлов и конструкций это: вибрация конструктивных узлов; вибрация фундаментов различного типа; вибрация выступающих частей.

К источнику вибрации выступающих частей относятся мачты и др.

Анализ литературных источников показывает, что уже многие годы отечественные и зарубежные ученые, научно-исследовательские институты, конструкторские бюро занимались и занимаются теорией вибрации разных конструкций расположенных на судне, в частности вибрацией мачт [7]. Изданы фундаментальные научные труды [8], разработаны виброшумозащитные конструкции [9] и проведены эффективные технические мероприятия по борьбе с вибрацией и шумом на судах [10].

Вместе с тем, научно-исследовательских работ, посвященных теоретическим исследованиям функциональных измеряемых параметров вибрации мачты от одной или нескольких независимых переменных: время, частота, пространственная координата в группе независимых измерений вибрации мачты, особенно для мачт, изготовленных из разных материалов практически нет, что не позволяло вычислить для каждого сечения, максимальную величину модуля отклонения мачты от положения равновесия и вычислить интенсивность звука на разных расстояний от мачты. Определение интенсивности звука на разных расстояниях от мачты способствует знанию опасных зон влияющих на здоровье экипажа.

Таким образом, обеспечение безопасности человека на море было и остается важнейшей проблемой судоходства, и поэтому дальнейшее исследование вибрации, шума и снижение акустической нагрузки судна в рабочей зоне на морских судах является **актуальной** научно-технической задачей, решение которой обуславливает научную основу расширения сферы ее применения на судах.

Целью исследования является определение интенсивности звука, которая распространяется от вибрирующих мачт из разных материалов.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующую **задачу** – провести теоретические исследования вибрации, вынужденных колебаний мачт изготовленных из стали, стеклопластика, дерева и интенсивности звука при разных частотах вынужденных колебаний на определенных расстояниях от них.

Основная часть. В качестве прототипа для исследования вибрации мачты взята топовая мачта, которая испытывает наибольшую вибрацию под воздействием общей вибрации судна

Предположим, что мачта представляет собой стержень (цилиндр) который совершает малые гармонические колебания (вибрации) в направлении, перпендикулярном его оси. При этом возникает стационарное звуковое поле.

В условиях свободного звукового поля интенсивность звука I измеряется средним количеством звуковой энергии, проходящей в единицу времени через единицу поверхности, перпендикулярной к направлению распространения звука:

$$I = \frac{|p|^2}{2\rho_0 a}, \quad (1)$$

где p – мгновенное значение звукового давление, Па; ρ_0 – плотность невозмущенной среды вокруг мачты (воздуха), кг/м³; a – скорость звука в данной среде, м/с.

Следуя сценарию, описанному у Кошлякова [11] получим:

$$I = \frac{D^2}{\pi\omega\rho_0 r} \cos^2 \varphi, \quad (2)$$

где

$$D = \frac{\pi \omega^3 r_0^2 B \rho_0}{2a}, \quad (3)$$

где ω – частота вынужденных колебаний, r_0 – радиус мачты, r – расстояние от мачты до точки наблюдений, B – амплитуда малых гармонических колебаний (вибрации мачты).

Положим $\varphi = 0$ чтобы получить интенсивность в плоскости колебания.

Подставляя (3) в (2) получаем, что поток энергии в звуковом поле колеблющейся мачты убывает пропорционально первой степени расстояния и быстро падает с уменьшением поперечника мачты и частоты.

Отметим, что для колеблющейся мачты каждое сечение по оси абсцисс x колеблется в момент времени t , а ее амплитуда – это ордината $y(x, t)$.

Для каждого сечения по x мачты максимальная величина модуля отклонения мачты от положения равновесия определится как:

$$y(x) = \max |y(x, t)|, \quad (4)$$

$$0 \leq t \leq T.$$

Тогда величина среднего модуля максимального отклонения по x :

$$B = \frac{1}{l} \int_0^l y(x) dx \quad (5)$$

Учитывая, что величина отклонений $y(x)$ есть медленно меняющаяся функция x , величину B , определяемую формулой (5) можно использовать для приближенных вычислений по формулам (2), (3).

Для этого надо определить амплитуду вынужденных колебаний мачты (в виде кругового цилиндра) $y(x, t)$ под действием гармонической силы частоты ω .

В работе [12] нами рассмотрена теоретическая задача определения амплитуды вынужденных поперечных колебаний стержня (мачты), который совершает малые гармонические колебания (вибрации) в направлении, перпендикулярном его оси.

Получено:

$$y(x, t) = P_1 \sum_{m=1}^{\infty} \frac{A_m}{\omega_m} \left[\frac{\omega_m \sin \omega t - \omega \sin \omega_m t}{\omega_m^2 - \omega^2} \right] X_m(x), \quad (6)$$

где $P_1 = \frac{P}{\rho S}$, ρ – объемная плотность материала, S – площадь поперечного сечения;

$$A_m = \frac{\frac{1}{k_m} [\alpha_m (sh \mu_m - \sin \mu_m) + \beta_m (ch \mu_m + \cos \mu_m - 2)]}{\int_0^l X_m^2(x) dx}$$

$\alpha_m = sh \mu_m + \sin \mu_m$, $\beta_m = -(ch \mu_m + \cos \mu_m)$; $k_m = \frac{\mu_m}{l}$, где μ_m – найденное значение корня уравнения, l – длина мачты, c – частота собственных колебаний цилиндра (мачты);

$b = \sqrt{\frac{EI}{\rho S}}$, где E – модуль упругости материала, I – момент инерции цилиндра;

$$X_m(x) = \alpha_m(chk_mx - \cos k_mx) + \beta_m(shk_mx - \sin k_mx)$$

Дальнейшие расчеты проведем для топовой мачты с параметрами: $l = 11,5$ м, $r_0 = 0,1375$ м. При этом рассмотрим три случая – мачта из стали, стеклопластика и из дерева. Для стали $\rho = 7850$ кг/м³, модуль Юнга $E = 210$ ГПа; для стеклопластика $\rho = 1900$ кг/м³, $E = 35$ ГПа; для дерева $\rho = 505$ кг/м³, $E = 12,8$ ГПа.

Воспользовавшись формулами (2), (3) проведем серию расчетов оценки интенсивности звуковых колебаний I при разных частотах внешнего воздействия ($\omega_1 = 1/15$, $\omega_2 = 1/12$, $\omega_3 = 1/9$) и для разных расстояний от мачты $r = 2,5 \div 5$ с интервалом 0,5 м.

Частоты $\omega_1 = 1/15$, $\omega_2 = 1/12$, $\omega_3 = 1/9$ взяты с учетом того, что период колебания судна с нормальной метацентрической высотой составляет от 9–15 с. (метацентрическая высота – критерий остойчивости судна. Представляет собой возвышение метацентра над центром тяжести плавающего тела, чем больше этот параметр, тем выше начальная остойчивость судна) [13].

Все расчеты и дальнейшее построение графиков провели в среде Mathcad 15.

Результаты расчетов интенсивность звука I для мачт изготовленных из стали, стеклопластика и дерева при разных частотах вынужденных колебаний ω и для разных расстояний от мачты приведены в табл. 1, 2, 3.

Таблица 1 – Интенсивность звуковых колебаний I при частотах вынужденных колебаний $\omega_1 = 1/15$, $\omega_2 = 1/12$, $\omega_3 = 1/9$ и на расстояниях $r = 2,5 \div 5$ от мачты изготовленной из стали (длина мачты – 11,5 м, радиус мачты – 0,1375 м, материал – Сталь)

г, м	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
I для $\omega=1/15$	$2,405 \cdot 10^{-14}$	$2,004 \cdot 10^{-14}$	$1,718 \cdot 10^{-14}$	$1,503 \cdot 10^{-14}$	$1,336 \cdot 10^{-14}$	$1,203 \cdot 10^{-14}$
I для $\omega=1/12$	$1,372 \cdot 10^{-13}$	$1,144 \cdot 10^{-13}$	$9,801 \cdot 10^{-14}$	$8,574 \cdot 10^{-14}$	$7,622 \cdot 10^{-14}$	$6,86 \cdot 10^{-14}$
I для $\omega=1/9$	$4,387 \cdot 10^{-12}$	$3,656 \cdot 10^{-12}$	$3,133 \cdot 10^{-12}$	$2,742 \cdot 10^{-12}$	$2,437 \cdot 10^{-12}$	$2,193 \cdot 10^{-12}$

Таблица 2 – Интенсивность звуковых колебаний I при частотах вынужденных колебаний $\omega_1 = 1/15$, $\omega_2 = 1/12$, $\omega_3 = 1/9$ и на расстояниях $r = 2,5 \div 5$ от мачты изготовленной из стеклопластика (длина мачты – 11,5 м, радиус мачты 0,1375 м, материал – стеклопластик)

г, м	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
I для $\omega=1/15$	$9,796 \cdot 10^{-12}$	$8,161 \cdot 10^{-12}$	$6,998 \cdot 10^{-12}$	$6,12 \cdot 10^{-12}$	$5,443 \cdot 10^{-12}$	$4,897 \cdot 10^{-12}$
I для $\omega=1/12$	$6,49 \cdot 10^{-12}$	$5,406 \cdot 10^{-12}$	$4,636 \cdot 10^{-12}$	$4,056 \cdot 10^{-12}$	$3,605 \cdot 10^{-12}$	$3,245 \cdot 10^{-12}$
I для $\omega=1/9$	$7,595 \cdot 10^{-12}$	$6,33110^{-12}$	$5,427 \cdot 10^{-12}$	$4,748 \cdot 10^{-12}$	$4,22 \cdot 10^{-12}$	$3,798 \cdot 10^{-12}$

Таблица 3 – Интенсивность звуковых колебаний I при частотах вынужденных колебаний $\omega_1 = 1/15$, $\omega_2 = 1/12$, $\omega_3 = 1/9$ и на расстояниях $r = 2,5 \div 5$ от мачты изготовленной из дерева – сосны (длина мачты – 11,5 м, радиус мачты 0,1375 м, материал – сосна)

r , м	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
I для $\omega=1/15$	$1,739 \cdot 10^{-11}$	$1,445 \cdot 10^{-11}$	$1,239 \cdot 10^{-11}$	$1,084 \cdot 10^{-11}$	$9,632 \cdot 10^{-12}$	$8,669 \cdot 10^{-12}$
I для $\omega=1/12$	$2,43 \cdot 10^{-11}$	$2,025 \cdot 10^{-11}$	$1,735 \cdot 10^{-11}$	$1,519 \cdot 10^{-11}$	$1,35 \cdot 10^{-11}$	$1,215 \cdot 10^{-11}$
I для $\omega=1/9$	$3,964 \cdot 10^{-11}$	$3,303 \cdot 10^{-11}$	$2,831 \cdot 10^{-11}$	$2,477 \cdot 10^{-11}$	$2,202 \cdot 10^{-11}$	$1,982 \cdot 10^{-11}$

Результаты, приведенные в табл. 1, 2, 3 показали, что величина интенсивности звука для мачты изготовленной из стали заметно меньше, чем для мачты изготовленной из стеклопластика и еще меньше чем для мачты изготовленной из дерева – сосны. Это объясняется существенно меньшей амплитудой колебаний мачты, изготовленной из стали, чем изготовленной из стеклопластика и дерева – сосны. Интенсивность звука (звукового поля) при всех частотах вынужденных колебаний уменьшается с ростом расстояния от всех мачт (сталь, стеклопластик, сосна).

Далее вычислялись зависимости от времени отклонений $y(x,t)$ для трех различных сечений мачты $x = 2$ м, $x = 5$ м, $x = 11$ м изготовленных из стали, стеклопластика и дерева при разных частотах $\omega_1 = 1/15$, $\omega_2 = 1/12$, $\omega_3 = 1/9$: рис. 1–3 материал – сталь; рис. 3–6 – материал – стеклопластик; рис. 6–9 – материал – дерево (сосна).

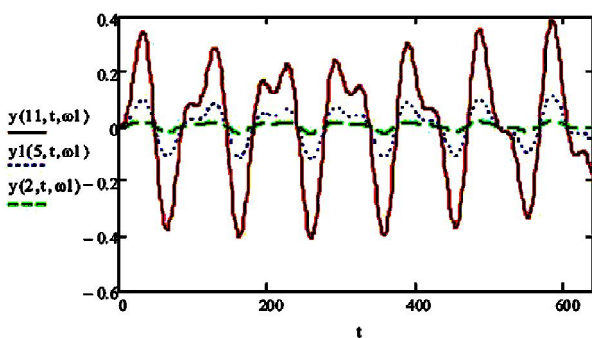


Рисунок 1 – Сталь – частота $\omega=1/15$

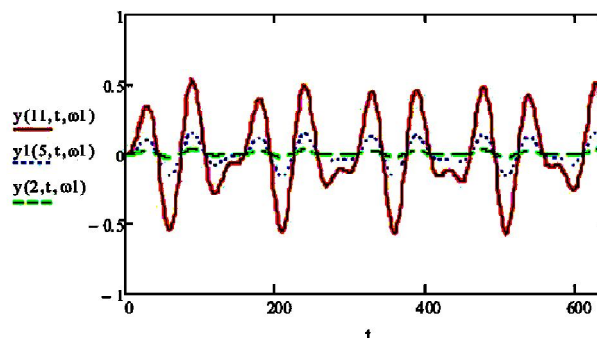


Рисунок 2 Сталь – частота $\omega=1/12$

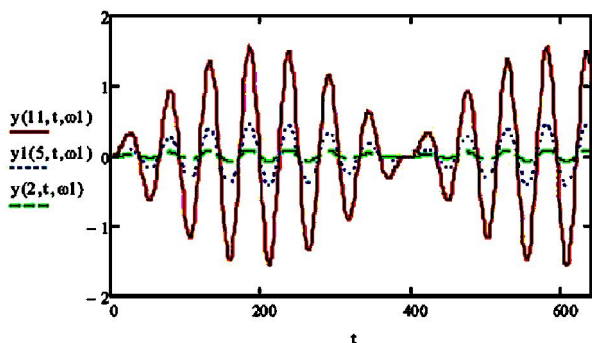


Рисунок 3 – Сталь – частота $\omega=1/9$

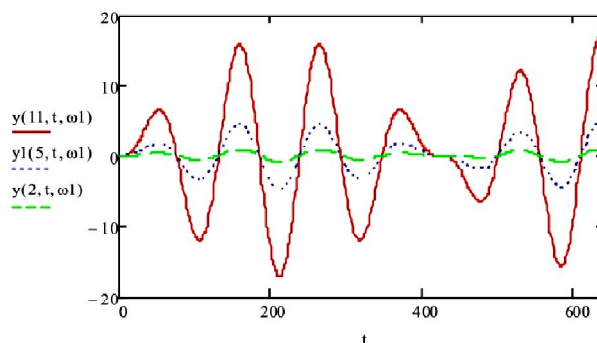


Рисунок 4 – Стеклопластик – частота $\omega=1/15$

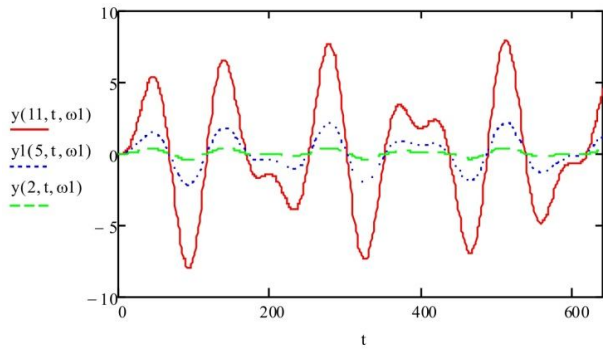


Рисунок 5 – Стеклопластик – частота $\omega=1/12$

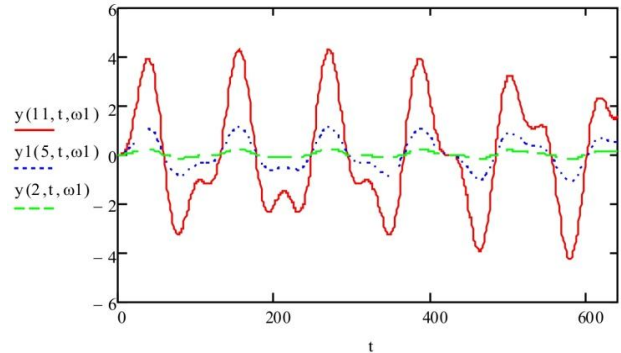


Рисунок 6 – Стеклопластик – частота $\omega=1/9$

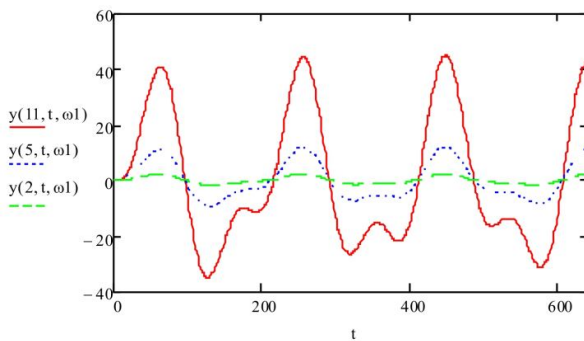


Рисунок 7 – Сосна частота $\omega=1/15$

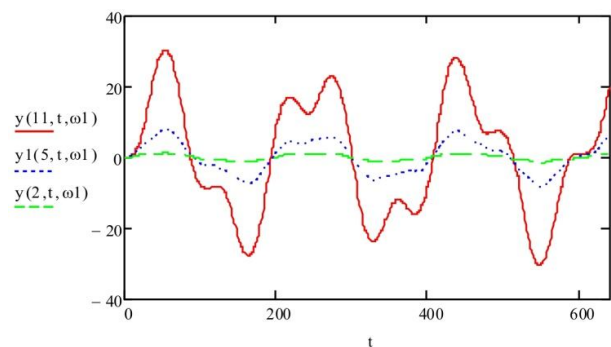


Рисунок 8 – Сосна частоты $\omega=1/12$

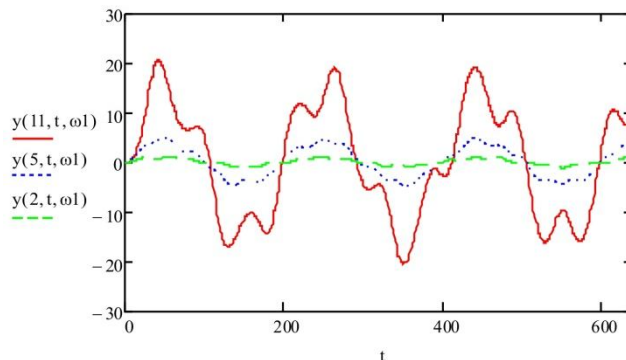


Рисунок 9 – Сосна частота $\omega=1/9$

Амплитуда гармонических колебаний при фиксированной частоте и времени (рис. 1–9) возрастает по мере роста сечения мачты $x=2$ м, $x=5$ м, $x=11$ м и уменьшается с уменьшением частоты ω для мачт из стеклопластика и сосны, но для мачты из стали (рис. 1, 2, 3) такая зависимость не соблюдается. Очевидно, это можно объяснить существенным отличием параметров плотности, модуля Юнга для стали, от тех же параметров для стеклопластика и сосны. Поэтому, общая картина оказывается несколько иной. Если для стеклопластика и сосны при изменении частоты от $\omega_1=1/15$, $\omega_2=1/12$, $\omega_3=1/9$ происходит снижение среднего уровня амплитуды в 3–4 раза, то для стали происходит даже некоторое увеличение средней амплитуды до 2 раз и при этом для $\omega=1/9$ происходит модуляция колебаний, в каком то смысле, аналогичная модуляции колебаний в случае стеклопластика или сосны при $\omega_1=1/15$. Эти явления вызваны: во-первых, как мы указали, различными параметрами стали от стеклопластика, сосны и, во-вторых, резонансным характером колебаний.

Выводы. Рассмотренная теоретическая задача определения амплитуды вынужденных поперечных колебаний стержня (мачты), который совершает малые

гармонические колебания (вибрации) в направлении, перпендикулярном его оси дала возможность вычислить для каждого сечения мачты максимальную величину модуля отклонения мачты от положения равновесия и вычислить интенсивность звука на разных расстояниях от мачты.

Определение интенсивности звука на разных расстояниях от мачты, способствовало знанию опасных зон и уровней вибрационной и акустической нагрузки в рабочей зоне на морском судне, влияющих на здоровье экипажа.

Результаты работы показали, что величина интенсивности звука (звукового поля) для мачты изготовленной из стали заметно меньше, чем для мачты изготовленной из стеклопластика и еще меньше чем для мачты изготовленной из дерева – сосны. Это объясняется существенно меньшей амплитудой колебаний мачты изготовленной из стали, чем изготовленной из стеклопластика и дерева – сосны.

Амплитуды гармонических колебаний при фиксированной частоте и времени возрастают по мере роста сечения мачты и уменьшается с уменьшением частоты для мачт из стеклопластика и сосны, но для мачты из стали такая зависимость не соблюдается.

Величина интенсивности звукового поля при всех частотах вынужденных колебаний уменьшается с ростом расстояния от мачт изготовленных из стали, стеклопластика, дерева – сосны.

К замечанию можно отнести, что величины $y(x, t)$ выражены в некоторых относительных единицах. В дальнейших расчетах это будет учтено.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иориш Ю. И. Виброметрия. (Измерение вибрации и ударов. Общая теория, методы и приборы.) / Ю. И. Иориш. – М. : Гос. нау.-тех. издат. маш. лит., 1963. – 722 с.
2. Уровни шума на морских судах : СН 2.5.2.047-96 [Действующий с 21.02.1996]. – М., 1996. – 10 с.
3. Уровни вибрации на морских судах: СН 2.5.2.048-96 – [Действующий с 21.02.1996]. – М., 1996. – 10 с.
4. Санитарные нормы шума на морских судах : СанПиН 2498-81 (ДНАОП 003-3.10-81). – [Действующий с 1.12.1981]. – М., 1981.
5. Кодекс по уровням шума на судах : Резолюция А.486(XII) ИМО, 1981. – 33 с.
6. Гаврилов М. Н. Вибрация на судне / М. Н. Гаврилов. – М. : Из-дат «Транспорт», 1970. – 127 с.
7. Справочник по строительной механике корабля. Т.3. / Под общей редакцией Ю.А. Шиманского. – Л. : Гос. союз. издат. судостроит. промыш, 1960. – 800 с.
8. Крылов А. Н. Собрание трудов. Вибрация судов. / А. Н. Крылов. – М. – Л. : Изд. АН СССР, 1948. – 402 с.
9. Барановский А. М. Теоретические основы эффективной виброизоляции на судах : дис. док. наук. / А. М. Барановский. – Новосибирск, 2000. – 316 с.
10. Изак Г. Д. Шум на судах и методы его уменьшения / Г. Д. Изак, Э. А. Гомзиков – М. : Транспорт, 1987. – 303 с.
11. Кошляков Н. С. Уравнения в частных производных математической физики / Н. С. Кошляков, Э. Б. Глинер, М. М. Смирнов. – М. : Высшая школа, 1970. – 712 с.
12. Гусев В. Н. Вибрация вынужденных колебаний мачты / В. Н. Гусев, С. Е. Селиванов // Науковий вісник Херсонської державної морської академії : науковий журнал. – Херсон : Видавництво ХДМА, 2015. – № 1 (12). – С. 178-190.
13. Теория корабля. Техническая энциклопедия. – М. : Изд. «Совет. Энциклопедия». – 850 с.

REFERENCES

1. Iorish Yu. I. Vibrometriya. (Izmerenie vibracii i udarov. Obthaya teoriya, metodih i priborih.) / Yu. I. Iorish. – M. : Gos. nau.-tekh. izdat. mash. lit., 1963. – 722 s.

2. Urovni shuma na morskikh sudakh : SN 2.5.2.047-96 [Deyjstvuyuthiyj s 21.02.1996]. – M., 1996. – 10 s.
3. Urovni vibracii na morskikh sudakh: SN 2.5.2.048-96 – [Deyjstvuyuthiyj s 21.02.1996]. – M., 1996. – 10 s.
4. Sanitarnihe normih shuma na morskikh sudakh : SanPiN 2498-81 (DNAOP 003-3.10-81). – [Deyjstvuyuthiyj s 1.12.1981]. – M., 1981.
5. Kodeks po urovnyam shuma na sudakh : Rezolyuciya A.486(XII) IMO, 1981. – 33 s.
6. Gavrilov M. N. Vibraciya na sudne / M. N. Gavrilov. – M. : Iz-dat «Transport», 1970. – 127 s.
7. Spravochnik po stroiteljnoy mekhanike korablya. T.3. / Pod obtheyj redakciey Yu.A. Shimanskogo. – L. : Gos. soyuz. izdat. sudostroit. promihsh, 1960. – 800 s.
8. Krihlov A. N. Sobranie trudov. Vibraciya sudov. / A. N. Krihlov. – M. – L. : Izd. AN SSSR, 1948. – 402 s.
9. Baranovskiy A. M. Teoreticheskie osnovih ehffektivnoy vibrizolyacii na sudakh : dis. dok. nauk. / A. M. Baranovskiyj. – Novosibirsk, 2000. – 316 s.
10. Izak G. D. Shum na sudakh i metodih ego umenjsheniya / G. D. Izak, Eh. A. Gomzikov – M. : Transport, 1987. – 303 s.
11. Koshlyakov N. S. Uravneniya v chastnikhkh proizvodnikhkh matematicheskoyj fiziki / N. S. Koshlyakov, Eh. B. Gliner, M. M. Smirnov. – M. : Vihsshaya shkola, 1970. – 712 s.
12. Gusev V. N. Vibraciya vihnuzhdennihkh kolebaniy machtih / V. N. Gusev, S. E. Selivanov // Naukoviyj visnik Khersonsjkoї derzhavnoї morsjkoї akademii : naukoviyj zhurnal. – Kherson : Vidavnictvo KhDMA, 2015. – № 1 (12). – S. 178-190.
13. Teoriya korablya. Tekhnicheskaya ehnciklopediya. – M. : Izd. «Sovet. Ehnciklopediya». – 850 s.

Гусєв В.М., Сєлїванов С.Є. ВИЗНАЧЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ЗВУКОВОГО ПОЛЯ НА РІЗНИХ ВІДСТАНЯХ ВІД ЩОГЛ НА СУДНІ.

Аналіз літературних джерел показує, що вже багато років вітчизняні та зарубіжні вчені, науково-дослідні інститути, конструкторські бюро займалися та займаються теорією вібрації різних конструкцій, що розташовані на судні, зокрема вібрацією щогл. Видано фундаментальні наукові праці, розроблені віброшумозахисні конструкції та проведені ефективні організаційні заходи щодо боротьби з вібрацією і шумом на суднах. Разом з тим, науково-дослідних робіт, присвячених теоретичним дослідженням функціональних вимірюваних параметрів вібрації щогли від однієї або декількох незалежних змінних: час, частота, просторова координата в групі незалежних вимірювань вібрації щогли, особливо для щогл, виготовлених з різних матеріалів практично немає, що не дозволяло обчислити для кожного перетину, максимальну величину модуля відхилення щогли від положення рівноваги і обчислити інтенсивність звуку на різних відстаней від щогли. Визначення інтенсивності звуку на різних відстанях від щогли сприяє знанню небезпечних зон, які впливають на здоров'я екіпажу. Таким чином, забезпечення безпеки людини на морі було та залишається найважливішою проблемою судноплавства, і тому, подальше дослідження вібрації, шуму і зниження акустичного навантаження судна в робочій зоні на морських суднах є актуальною науково-технічною задачею, рішення якої зумовлює наукову основу розширення сфери її застосування на судах. Метою дослідження є визначення інтенсивності звуку, яка поширюється від віброуючих щогл із різних матеріалів. Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити наступну задачу: провести теоретичні дослідження вібрації, вимушених коливань щогл виготовлених зі сталі, склопластику, дерева та інтенсивності звуку при різних частотах вимушених коливань на певних відстанях від них. Результати роботи показали, що величина інтенсивності звукового поля при всіх частотах вимушених коливань зменшується із зростанням відстані від усіх щогл (сталь, склопластик, сосна). Амплітуди гармонійних коливань при фіксованій частоті та часу зростають у мірі зростання перетину щогли. Істотно більшою амплітудою коливань володіє щогла: сосна – склопластик – сталь, а отже, величина інтенсивності для щогли з сталі помітно менше, ніж з сосни, склопластику.

Ключові слова: стрижень, щогла, амплітуда, коливання, вібрація, інтенсивність, звукове поле.

Gusev V.N., Selivanov S.E. CERTAIN INTENSITY SOUND FIELD AT VARIOUS DISTANCES FROM MAST OF A BOAT

An analysis of the literature shows that for many years the domestic and foreign scientists, research institutes, design bureaus have been engaged in the theory of vibration of different designs on the ship, in particular mast vibration. Published fundamental scientific works, designed and conducted vibronoise protection design effective organizational measures to combat noise and vibration on ships. However, research works on theoretical studies of functional parameters measured vibration of the mast from one or more independent variables: time, frequency, spatial coordinate in a group of independent measurements of vibration of the mast, especially for masts, made of different materials, there is little, it is not It allows to calculate, for each section, the maximum value of the modulus mast deflection from the equilibrium position, and calculate the intensity of the sound at different distances from the mast. Determination of sound intensity at different distances from the mast contributes to the knowledge of hazardous areas affecting the health of the crew. Thus, human safety at sea has been and remains the most important problem of navigation and, therefore, further study of vibration, noise and reduced acoustic load vessel in the work area on ships is an actual scientific and technical task that causes a scientific basis to expand its use on board ships. The aim of the study is to determine the intensity of the sound, which extends from the vibrating poles of different materials. To achieve this goal it was necessary to solve the following problem – to carry out theoretical research of vibration – forced oscillations masts made of steel, fiberglass, wood and intensity of sound at different frequencies forced vibrations at certain distances from them. The results showed that the value of the intensity of the sound field at all frequencies of forced oscillations decreases with increasing distance from all masts (steel, fiberglass, pine). The amplitudes of the harmonic oscillations at a fixed frequency and time increases with the cross section of the mast. Significantly larger amplitude vibrations has a mast pine – fiberglass – steel and, therefore, the value of the intensity of the mast of steel noticeably smaller than pine, fiberglass.

Keywords: rod, mast, the amplitude of the fluctuations, vibration intensity, the sound field.

© Гусев В.М., Селіванов С.С.

Статтю прийнято
до редакції 07.11.2015