Государственное санитарно-эпидемиологическое нормирование Российской Федерации

2.2.4. ФИЗИЧЕСКИЕ ФАКТОРЫ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ СРЕДЫ

Расчетная оценка уровней вибрации в обитаемых помещениях морских судов

Методические указания
МУ 2.2.4.1518—03

Издание официальное

Минздрав России
Москва • 2004

gost.e-ecolog.ru

2.2.4. ФИЗИЧЕСКИЕ ФАКТОРЫ
ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ СРЕДЫ

Расчетная оценка уровней вибрации в обитаемых помещениях морских судов

Методические указания
МУ 2.2.4.1518—03

ББК 51.24
Р24

Р24 **Расчетная** оценка уровней вибрации в обитаемых помещениях морских судов: Методические указания.— М.: Федеральный центр госсанэпиднадзора Минздрава России, 2004.— 36 с.

ISBN 5—7508—0513—1

1. Разработаны: Медико-технический центр гигиены объектов судостроения, морской техники и транспорта ФГУП «Центральный научно-исследовательский институт им. академика А. Н. Крылова» (В. П. Копченов, И. М. Белов – руководитель творческой группы, В. С. Бояновский, к. т. н. Э. И. Иванюта, к. т. н. Ю. А. Никольский).

2. Утверждены Главным государственным санитарным врачом Российской Федерации, Первым заместителем Министра здравоохранения Российской Федерации Г. Г. Онищенко 29 июня 2003 г.

3. Вводятся в действие с 30 июня 2003 г.

4. Введены впервые.

ББК 51.24

Редакторы Кожока Н. В., Максакова Е. И.
Технический редактор Григорьев А. А.
Подписано в печать 02.06.04
Формат 60×88/16 Печ. л. 2,25
Заказ 50
Тираж 1000 экз.

Министерство здравоохранения Российской Федерации
101431, Москва, Рахмановский пер., д. 3

Оригинал-макет подготовлен к печати и тиражирован
Издательским отделом Федерального центра госсанэпиднадзора
Минздрава России
125167, Москва, проезд Аэропорта, 11.
Отделение реализации, тел. 198-61-01

© Минздрав России, 2004
© Федеральный центр госсанэпиднадзора Минздрава России, 2004

Содержание

1. Область применения ... 4
2. Нормативные ссылки ... 5
3. Общие положения ... 5
4. Расчетное прогнозирование уровней вибрации палуб помещений морских транспортных судов ... 6
4.1. Требования к значениям собственных частот ... 6
4.2. Расчеты свободных колебаний ... 7
4.3. Расчетное прогнозирование уровней вынужденной вибрации палуб помещений ... 13
5. Расчетное прогнозирование вибрации в помещениях ледоколов и судов ледового плавания ... 15
5.1. Особенности вибрационных расчетов ... 15
5.2. Возмущающие силы в ледовых условиях плавания ... 15
5.3. Коэффициенты демпфирования в ледовых условиях плавания ... 16
6. Расчетное прогнозирование вибрации в помещениях малотоннажных судов ... 17
6.1. Требования к значениям собственных частот ... 17
6.2. Расчеты свободных колебаний и уровней вынужденной вибрации ... 18
7. Рекомендации по снижению уровней вибрации в обитаемых судовых помещениях ... 18
7.1. Морские транспортные суда ... 18
7.2. Малотоннажные суда ... 25
7.3. Суда ледового плавания и ледоколы ... 26
Заключение ... 26
Приложение 1. Приближенная оценка значения основной частоты надстройки на ранних стадиях проектирования ... 27
Приложение 2. Определение эффективной жесткости судовых корпусов ... 29
Приложение 3. Определение присоединенных масс жидкости ... 30
Приложение 4. Определение параметров демпфирования колебаний корпусных конструкций ... 32
Приложение 5. Определение периодических усилий, обусловленных работой гребных винтов ... 33
Приложение 6. Определение неуравновешенных усилий, генерируемых судовыми дизелями ... 34
Библиографические данные ... 35

УТВЕРЖДАЮ
Главный государственный санитарный
врач Российской Федерации,
Первый заместитель Министра
здравоохранения Российской Федерации
Г. Г. Онищенко
29 июня 2003 г.
Дата введения: 30 июня 2003 г.

2.2.4. ФИЗИЧЕСКИЕ ФАКТОРЫ
ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ СРЕДЫ

Расчетная оценка уровней вибрации в обитаемых помещениях морских судов

Методические указания МУ 2.2.4.1518—03

1. Область применения

1.1. Методические указания устанавливают правила расчетов вибрации в обитаемых помещениях судов на стадии проектирования в обеспечение мероприятий по предотвращению повышенной вибрации и по снижению ее до допустимых уровней, согласно п. 8.1 санитарных норм СН 2.5.2.048—96 «Уровни вибрации на морских судах».

1.2. Методические указания предназначены для организаций, осуществляющих проектирование морских судов и центров госсанэпиднадзора, осуществляющих государственный санитарно-эпидемиологический надзор.

1.3. Методические указания распространяются на расчеты вибрации однокорпусных водоизмещающих морских судов длиной более 30 м, плавающих по чистой воде и во льдах.

2. Нормативные ссылки

2.1. Федеральный закон «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» от 30 марта 1999 г. № 52-ФЗ.

2.2. Санитарные нормы СН 2.5.2.048—96 «Уровни вибрации на морских судах».

2.3. Правила классификации и постройки морских судов. Морской Регистр судоходства Российской Федерации, 1999.

3. Общие положения

3.1. Целью расчетов является определение уровней вибрации палуб помещений в местах пребывания экипажа и пассажиров.

3.2. Расчету подлежат продольная и вертикальная составляющие вибрации в октавах со среднегеометрическими частотами 2, 4, 8, 16, 31,5 и 63 Гц, полностью определяющие вибрационные условия обитания на судах.

3.3. Расчет производится для спецификационных вариантов загрузки судна на основных эксплуатационных режимах.

3.4. В качестве основных источников вибрации в судовых помещениях рассматриваются:

- работающие гребные винты;
- главные малооборотные и среднеоборотные дизельные энергетические установки.

Для судов ледового плавания и ледоколов, помимо вышеуказанных возмущающих сил, учитываются также усилия от ударного взаимодействия корпуса со льдом.

3.5. В качестве основного метода расчетов используется метод конечных элементов (МКЭ). Методические указания ориентированы на использование компактных типовых расчетных схематизаций, позволяющих максимально снизить трудоемкость расчета при сохранении достаточной для практики точности. Правила сведения реального корпуса и надстройки к компактным моделям базируются на результатах теоретических и экспериментальных исследований, а также на опыте расчетов по натуроподобным моделям [1].

3.6. Структура и порядок расчетов в общем виде представляются следующим образом:

- на первом этапе для оценки возможности возникновения резонансных явлений в диапазоне изменения частот основных гармоник перио-

дических возмущающих усилий выполняются расчеты частот свободных колебаний корпуса судна в целом, надстройки и палуб помещений;

- на втором этапе выполняются расчеты уровней вынужденной вибрации палуб обитаемых помещений и оценивается их допустимость;
- на третьем этапе (при необходимости) разрабатываются рекомендации по применению конструктивных или других мероприятий, направленных на снижение уровней повышенной вибрации, оценивается эффективность и достаточность принятых для этого в каждом конкретном случае мер.

4. Расчетное прогнозирование уровней вибрации палуб помещений морских транспортных судов

4.1. Требования к значениям собственных частот

Морские транспортные суда, как правило, имеют компактную многоярусную надстройку, а в качестве главного двигателя – малооборотный или среднеоборотный дизель. Сопоставление возможных значений низших собственных частот корпуса, надстройки и палуб помещений этой группы судов с диапазоном частот, в котором в процессе эксплуатации судна изменяются частоты возмущающих сил от работы гребных винтов и главных двигателей, позволяет заключить, что основными факторами, определяющими возможность возникновения повышенной вибрации в помещениях, как правило, являются:

- в октавах со среднегеометрическими частотами 2 и 4 Гц – совпадение или близость низших частот свободных вертикальных колебаний корпуса и частот возмущающих сил первого и второго порядков;
- в октаве со среднегеометрической частотой 8 Гц – совпадение или близость первой собственной частоты продольных колебаний островной надстройки и лопастной частоты;
- в октаве со среднегеометрической частотой 16 Гц – совпадение или близость низших собственных частот палуб помещений и частот основных порядков малооборотных дизелей;
- в октаве со среднегеометрической частотой 31,5 Гц – совпадение или близость низших собственных частот палуб помещений и частот основных порядков среднеоборотных дизелей.

В октаве со среднегеометрической частотой 63 Гц проблем, связанных с нарушением вибрационных условий обитания на судне, обычно не возникает.

В связи с изложенным, к значениям собственных частот указанных конструкций на стадии проектирования предъявляются следующие требования, имеющие целью исключение возможности их резонансных колебаний:

- значения частот первых трех тонов свободных вертикальных колебаний корпуса должны отличаться от частот возмущающих сил и моментов первого и второго порядков на расчетных режимах хода судна не менее чем на 10 %;
- значение низшей собственной частоты продольных колебаний (основной частоты) островной надстройки должно отличаться от лопастной частоты не менее чем на 20 %;
- значения низших собственных частот набора и настила полей палубных перекрытий помещений должны превышать значения частот возмущающих сил, не менее чем на 30 и 50 % соответственно.

4.2. Расчеты свободных колебаний

4.2.1. Построение расчетной модели корпуса и надстройки

Для определения собственных частот корпуса и надстройки в качестве основного расчетного метода используется метод конечных элементов. В начальной стадии проектирования для приближенной оценки собственной частоты надстройки применяются аналитические формулы, приведенные в прилож. 1.

При использовании МКЭ в качестве расчетной математической модели принята плоская пластинчато-стержневая схематизация судна (рис. 1), моделирующая распределение жесткостных и массовых характеристик корпуса и надстройки.

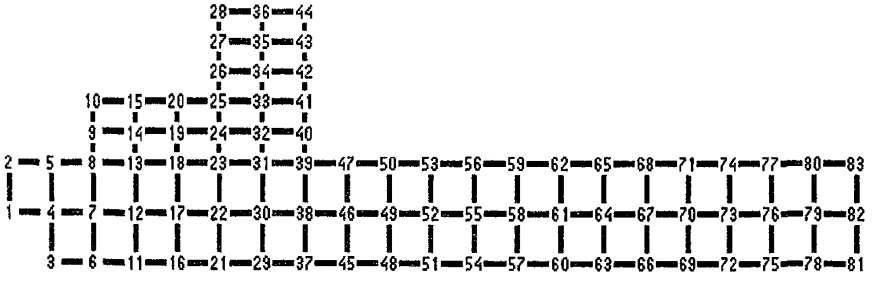


Рис.1. Типовая расчетная модель судна.

4.2.1.1. Корпус

Корпус набирается из прямоугольных пластинчатых элементов, работающих в плоском напряженном состоянии. Толщины этих элементов – δ_i, *м* определяются из условия:

$$\delta_i = \frac{F_i^{ef}}{H_i}, \quad \text{где} \tag{1}$$

F_i^{ef} – площадь связей корпуса, работающих на сдвиг в сечении i-го шпангоута, $м^2$;

H_i – высота борта в сечении i-го шпангоута, *м*.

Верхняя палуба и днище моделируются стержнями, работающими на растяжение-сжатие. Площади поперечных сечений стержней f_i, $м^2$, моделирующих верхнюю палубу и днище в сечении *i*-го шпангоута, принимаются одинаковыми и вычисляются по формуле:

$$f_i = \frac{2}{H_i^2} \cdot \left(J_i^{ef} - \delta_i \cdot \frac{H_i^3}{12} \right), \quad \text{где} \tag{2}$$

J_i^{ef} – эффективный момент инерции поперечного сечения относительно горизонтальной оси судна на *i*-м шпангоуте, $м^4$.

Масса корпуса с учетом присоединенной массы воды равномерно распределяется по площади соответствующих пластинчатых элементов. Стержневые элементы вводятся с погонной массой равной нулю.

Рекомендации по определению эффективных жесткостных характеристик расчетной модели корпуса и присоединенных масс приведены в прилож. 2 и 3.

4.2.1.2. Надстройка

Основными параметрами, влияющими на значение первой собственной частоты надстройки, являются:

- жесткость надстройки на сдвиг;
- массовая нагрузка надстройки;
- жесткость крепления надстройки к корпусу.

Жесткость надстройки на сдвиг определяется, главным образом, наружными боковыми стенками, внутренними протяженными (не менее двух третей длины надстройки) плоскими продольными переборками и,

в меньшей степени, палубами ярусов. Суммарные толщины этих связей, включенных в расчетную схему без учета имеющихся в них вырезов (дверей, иллюминаторов, люков и т. д.) и без подкрепляющего их набора, образуют толщины соответствующих пластинчатых элементов. Торцевые стенки надстройки и поперечные переборки в расчетной модели не учитываются. Гофрированные продольные внутренние переборки учитываются с половинной толщиной.

Палубы ярусов надстройки моделируются с помощью стержней, работающих на растяжение-сжатие. Площадь стержня k-го яруса f_k, $м^2$ вычисляется по формуле:

$$f_k = 0{,}5 \cdot \delta_k \cdot b_k, \quad \text{где} \tag{3}$$

δ_k – приведенная толщина палубного настила с учетом продольного набора, $м$;

b_k – ширина яруса надстройки, $м$.

Масса надстройки распределяется по пластинчатым элементам соответствующего яруса. Стержневые элементы, моделирующие жесткость палуб, вводятся с нулевой погонной массой.

Надстройка считается жестко скрепленной с корпусом в узлах, где ее боковые или поперечные стенки оперты на борта или прочные переборки корпуса, доведенные от верхней палубы до двойного дна. В остальных узлах перевязка с корпусом считается податливой и конечная жесткость крепления в узле учитывается введением стержневых элементов с нулевой погонной массой, работающих на растяжение-сжатие. Жесткость стержней при этом вычисляется из предварительного статического расчета соответствующей шпангоутной рамы, загруженной единичной сосредоточенной силой.

Надстройка может быть принята жестко скрепленной с корпусом, если она оперта, по крайней мере, на две поперечные переборки.

Погрешность определения собственной частоты надстройки при использовании плоской расчетной модели не превышает 10 %, если боковые наружные стенки ее ярусов лежат в одной плоскости или отстоят друг от друга на смежных ярусах менее чем на 2,5 м. В случаях, когда указанное отстояние больше 2,5 м, необходимо использовать пространственную расчетную модель.

4.2.2. Определение основных собственных частот палуб помещений

Методика расчета вибрации палуб помещений рассматривается ниже на примере жилых ярусов надстроек, однако может быть распространена и на палубы помещений, расположенных в корпусе. Палубы ярусов надстроек представляют собой плоские перекрытия, набранные по продольной или поперечной системе набора и разделенные с помощью системы несущих металлических выгородок на ряд полей. Расчету подлежат низшие собственные частоты пластин настила и подкрепляющего набора этих полей. Для некоторых конструктивных типовых вариантов основные частоты этих элементов поля можно определить с помощью аналитических формул.

4.2.2.1. Блок кают при поперечной системе набора

Колебания конструкций этого типа (рис. 2) характеризуются двумя собственными частотами, одна из которых является низшей собственной частотой бимса и соответствует колебаниям палубного перекрытия в целом, а вторая – первой частотой палубного настила, подкрепленного бимсами, и характеризует колебания пластин настила относительно бимсов.

Низшая собственная частота бимсов λ_b, *Гц* определяется из условия свободного опирания их по концам:

$$\lambda_b = \frac{\pi}{2 \cdot l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot i_b}{m_b}}, \qquad (4)$$

$$m_b = \rho \cdot (\varphi \cdot \delta_n \cdot s + f_b), \quad \text{где} \qquad (5)$$

l – расчетная длина пролета бимса, *м*;

E – модуль нормальной упругости материала конструкции, Па;

m_b – погонная масса бимса, *кг/м*;

i_b – момент инерции бимса с присоединенным пояском настила, $м^4$;

ρ – плотность материала конструкции, $кг/м^3$;

δ_n – толщина палубного настила, *м*;

s – расстояние между бимсами, *м*;

f_b – площадь поперечного сечения бимса без присоединенного пояска настила, $м^2$;

φ – коэффициент, учитывающий увеличение погонной массовой нагрузки бимса за счет массы изоляции, покрытий, подпа-

лубного насыщения и т. п. (при отсутствии точных данных по дополнительной массовой нагрузке допускается принимать φ=1,5).

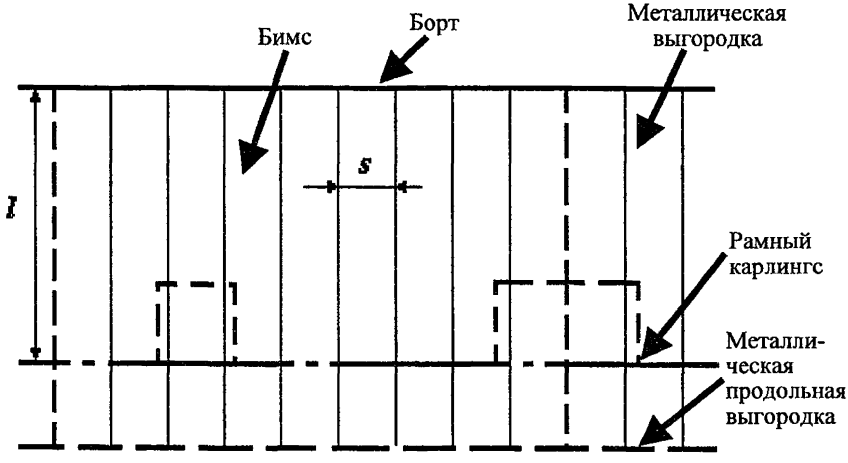


Рис. 2. Типовая схема палубного перекрытия с поперечной системой набора.

Низшая собственная частота пластин палубного настила λ_n, *Гц* определяется из расчета балки-полоски, моделирующей эти пластины:

$$\lambda_n = \frac{\pi}{2 \cdot s^2} \cdot \sqrt{\frac{D}{m_n}}, \qquad (6)$$

$$D = \frac{E \cdot \delta_n^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)}, \qquad (7)$$

$$m_n = \rho \cdot \varphi \cdot \delta_n, \quad \text{где} \qquad (8)$$

s – длина балки-полоски (ширина пластины), *м*;

μ – коэффициент Пуассона.

Остальные обозначения такие же, как в формулах (4) и (5).

4.2.2.2. Блок кают при продольной системе набора

В этом случае (рис. 3), характерным является возможность проявления трех различных собственных частот конструкции. Из них одна является низшей собственной частотой бимса и характеризует колебания палубного перекрытия в целом. Вторая является низшей собственной частотой ребер жесткости и соответствует колебаниям поля перекрытия между бимсами.

Третья частота соответствует колебаниям пластин палубного настила между ребрами жесткости. Используя приведенные выше формулы, можно определить каждую из трех основных собственных частот:

- частоту бимса с пролетом b, считая его свободно опертым по концам;
- частоту продольного ребра жесткости с пролетом l, считая его свободно опертым на бимсах;
- частоту пластин настила, как балки-полоски с пролетом s, свободно опертой на продольных ребрах жесткости.

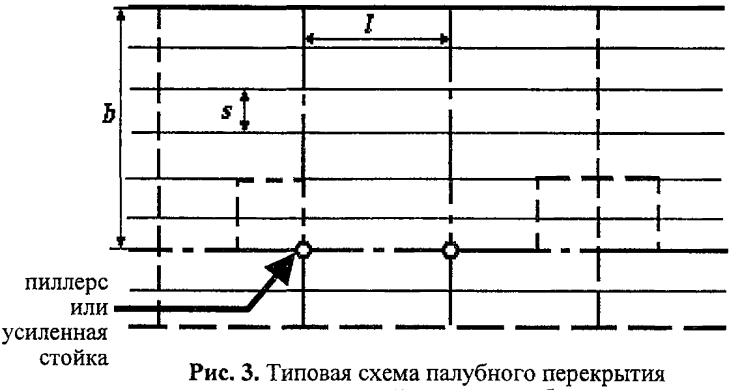


Рис. 3. Типовая схема палубного перекрытия с продольной системой набора.

В более сложных случаях конструкций палуб, когда палубное перекрытие подкреплено системой перекрестных балок (рис. 4), частоты свободных колебаний такого перекрытия в целом рассчитываются методом конечных элементов.

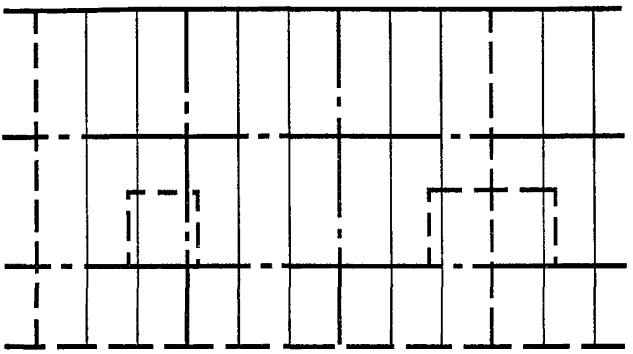


Рис. 4. Типовая схема палубного перекрытия
с промежуточным карлингсом и усиленными бимсами.

4.3. Расчетное прогнозирование уровней вынужденной вибрации палуб помещений

Расчет вынужденной вибрации палуб обитаемых помещений производится после обеспечения условий отсутствия резонанса надстройки в целом с лопастной частотой (п. 4.1). Если возможность такого резонанса в результате расчета свободных колебаний обнаружена, то должны быть обязательно приняты меры по его устранению.

Расчет вынужденной вибрации палуб производится в два этапа:

- на первом этапе рассчитывается вибрация жестких связей корпуса и надстройки, являющихся опорным контуром и источником кинематического возбуждения для палуб помещений;
- на втором этапе определяются уровни вибрации самих палуб помещений с учетом динамической добавки, обусловленной колебаниями палубы относительно ее опорного контура.

4.3.1. Расчет вынужденной вибрации жестких связей

Определение уровней вибрации жестких связей корпуса и надстройки производится с помощью их плоской пластинчато-стержневой схематизации, которая использовалась ранее для расчета свободных колебаний (п. 4.2.1).

В качестве основных гармоник периодических возмущающих сил для судов, плавающих по чистой ото льда воде, рассматриваются вертикальные усилия первого, лопастного и удвоенного лопастного порядков от работающих гребных винтов, а также вертикальные усилия и моменты основных порядков дизелей. Рекомендации по вычислению возмущающих сил даны в прилож. 5 и 6. Равнодействующая сил, индуцируемых гребными винтами, прикладывается в сечении, ближайшем к диску гребного винта. Силы, возбуждаемые главным дизелем, прикладываются в центре тяжести дизеля. Момент, индуцируемый дизелем, заменяется парой сил.

Рекомендации по учету неупругого сопротивления при расчете вынужденной вибрации приведены в прилож. 4.

4.3.2. Определение уровней вибрации палуб помещений

Уровни продольной вибрации палуб помещений принимаются равными уровням вибрации жестких связей, на которые эти палубы опираются. Уровни вертикальной вибрации палуб в октавах со среднегеометрическими частотами 2 и 4 Гц также принимаются равными уровням вибрации жестких связей. В октавах со среднегеометрическими частотами 8, 16, 31,5 и 63 Гц рассчитываемые уровни вертикальной вибрации палуб определяются как сумма уровня вибрации опорного контура и динамической добавки, учитывающей колебания палубы относительно ее опорного контура.

При выполнении требований по исключению резонансных колебаний палуб (п. 4.1) указанная добавка к уровню вибрации опорного контура палубного перекрытия в соответствующей октаве составляет:

0 дБ – в октавах со среднегеометрическими частотами 2 и 4 Гц;
3 дБв – в октаве со среднегеометрической частотой 8 Гц;
6 дБв – в октавах со среднегеометрическими частотами 16, 31,5 и 63 Гц.

При возможности резонансов элементов палубы с какой-либо из частот возмущающих сил, соответствующая дискретная составляющая ускорения опорного контура должна быть увеличена на 18 дБ.

5. Расчетное прогнозирование вибрации в помещениях ледоколов и судов ледового плавания

5.1. Особенности вибрационных расчетов

Особенности вибрационных расчетов судов ледового плавания и, главным образом, ледоколов по сравнению с обычными транспортными судами можно разделить на две части:

- особенности, непосредственно связанные с их движением во льдах, приводящие, вследствие динамического взаимодействия корпуса и гребных винтов со льдом, к возникновению широкополосного спектра возбуждения вибрации и изменению диссипативных характеристик корпуса;
- особенности построения расчетной модели судна, связанные с особенностями архитектуры ледоколов (малое отношение L/B, наличие протяженных надстроек), приводящие к изменению эффективных жесткостей корпуса, а также присоединенных масс воды. Рекомендации по вычислению этих параметров даны в [2].

Определение уровней вибрации в помещениях рассматриваемой в настоящем разделе группы судов производится в два этапа – сначала на чистой воде, а затем во льдах.

На первом этапе уровни вибрации рассчитываются на действие сил от работающих гребных винтов и механизмов, на втором этапе, кроме того, учитываются силы динамического взаимодействия корпуса со льдом.

В качестве расчетного режима плавания во льдах, при прогнозировании вибрационных условий обитания на ледоколах, в настоящее время обычно принимается режим движения в сплошном ровном ледовом поле со скоростью 40—60 % от спецификационной на чистой воде при мощности энергетической установки 70—90 %. Толщина льда, соответствующая этим условиям, определяется по кривым ледопроходимости.

5.2. Возмущающие силы в ледовых условиях плавания

При определении параметров вынужденной вибрации во льдах принимается, что возмущающие силы от гребных винтов и дизельных энергетических установок непосредственно не зависят от наличия ледовых условий и вычисляются так же, как для соответствующих чисел оборотов на чистой воде.

Возмущающие силы, обусловленные ударным взаимодействием носовой части корпуса со льдом, определяются через функцию спек-

тральной плотности $S(\omega, v)$ (ω – частота колебаний, v – скорость судна). Математическая модель для вычисления этой функции, построенная на основании натурных экспериментальных данных [3], предусматривает аппроксимацию функции $S(\omega, v)$ в виде:

$$S(\omega, v) = \mu \cdot v^{\chi - \chi_1} \cdot \omega^{-\chi_1} \qquad (9)$$

Параметры χ, χ_1, μ, зависят от параметров ледовых полей. Вид этих зависимостей определен экспериментально для судов различного водоизмещения и большого набора ледовых условий. Алгоритм расчета вынужденной вибрации жестких связей корпуса и надстройки под действием усилий ударного взаимодействия корпуса судна со льдом сводится к поочередному вычислению дискретных составляющих вибрации с последующим их суммированием в октавных полосах со среднегеометрическими частотами 2, 4 и 8 Гц.

За точку приложения силы ударного взаимодействия корпуса судна со льдом принимается сечение носового перпендикуляра, а сама сила считается действующей в вертикальном направлении.

5.3. Коэффициенты демпфирования в ледовых условиях плавания

Коэффициенты демпфирования вибрации судна при плавании по чистой воде и во льдах существенно различаются.

На чистой воде значения коэффициентов демпфирования γ принимаются в соответствии с рекомендациями прилож. 4. Во льдах физическая природа демпфирования низкочастотной вибрации корпуса меняется, соответственно меняется и математическая зависимость для определения коэффициентов демпфирования. При расчетах вынужденной вибрации в диапазоне частот первых пяти тонов свободных колебаний корпуса, коэффициенты демпфирования для ледовых условий плавания γ_n^L вычисляются по формуле:

$$\gamma_n^L = \gamma + \alpha \cdot t \cdot K(n), \quad \text{где} \qquad (10)$$

γ – коэффициент демпфирования колебаний корпуса на чистой воде;

t – толщина льда, *м*;

n – номер тона свободных колебаний;

α – эмпирический коэффициент, значение которого приведено в [2];

K(n) – редукционный коэффициент, зависящий от номера тона и принимаемый равным значению соответствующего коэффициента при вычислении присоединенных масс воды.

Для последующих тонов колебаний корпуса (шестого и выше) коэффициент γ_n^L принимается равным 0,05.

6. Расчетное прогнозирование вибрации в помещениях малотоннажных судов

6.1. Требования к значениям собственных частот

К данной группе судов относятся рыбопромысловые суда, буксиры, малые ледоколы и пр. К особенностям этих судов следует отнести:

- малое отношение *L/B*;
- использование в качестве главных двигателей среднеоборотных дизелей;
- небольшие надстройки;
- расположение жилых и служебных помещений в непосредственной близости от машинного отделения.

Основными факторами, определяющими возможность возникновения повышенной вибрации в помещениях, как правило, являются:

- в октаве со среднегеометрической частотой 16 Гц – совпадение или близость низших собственных частот вертикальных колебаний корпуса и лопастной частоты;
- в октаве со среднегеометрической частотой 31,5 Гц – совпадение или близость низших собственных частот палуб помещений и частот основных порядков среднеоборотных дизелей.

Проблема резонансных продольных колебаний надстройки в целом для данной группы судов обычно не возникает.

Основные требования, предъявляемые к собственным частотам корпуса и корпусных конструкций малотоннажных судов, формулируются следующим образом:

- собственные частоты первых трех тонов свободных вертикальных колебаний корпуса должны отличаться от частот возмущающих сил первого порядка от работающих гребных винтов и главных двигателей не менее чем на 10 %;
- низшие собственные частоты палуб обитаемых помещений должны превышать частоты возмущающих сил от работы гребных вин-

тов и главных двигателей не менее чем на 30 % для балок набора и не менее чем на 50 % для пластин настила.

6.2. Расчеты свободных колебаний и уровней вынужденной вибрации

Расчеты свободных колебаний и уровней вынужденной вибрации производятся в соответствии с правилами, изложенными в п. 4.2 и 4.3. Рекомендации по вычислению эффективных жесткостей корпуса, а также присоединенных масс воды, учитывающие архитектуру малотоннажных судов, даны в прилож. 2 и 3.

7. Рекомендации по снижению уровней вибрации в обитаемых судовых помещениях

Настоящие рекомендации имеют целью дать возможность конструктору в процессе проектирования предусмотреть комплекс конструктивных мероприятий, необходимых для обеспечения условий обитания в судовых помещениях, в соответствии с требованиями санитарных норм вибрации. Рекомендации разработаны на основании многолетнего опыта расчетно-теоретических и экспериментальных исследований вибрации на судах различных типов и назначений, а также опыта их практического применения при проектировании этих судов.

7.1. Морские транспортные суда

7.1.1. Октавы со среднегеометрическими частотами 2 и 4 Гц

Основными причинами возникновения повышенной вибрации в этих октавах являются совпадения низших собственных частот вертикальных колебаний корпуса судна с частотами возмущающих сил первого и второго порядков. В связи с этим на стадии проектирования следует предотвращать резонансы указанных частот, например, путем подбора рациональной балластировки судна, а также применить гребные винты и дизели с малой неуравновешенностью.

7.1.2. Октава со среднегеометрической частотой 8 Гц

Основными причинами возникновения повышенной вибрации в этой октаве обычно являются:

- резонанс основной частоты продольных колебаний островной надстройки с лопастной частотой;

♦ высокий уровень возмущающих сил лопастного порядка, индуцируемых гребным винтом.

Главными факторами, определяющими численное значение основной частоты надстройки, являются – ее высота, жесткость на сдвиг и жесткость крепления к корпусу.

Для жестко закрепленных надстроек приближенно можно считать, что их основная частота пропорциональна отношению

$$\frac{\sqrt{G \cdot F}}{h}, \quad \text{где}$$

h – высота надстройки,
G – модуль сдвига материала обшивки стенок надстройки,
F – площадь сечения продольных стенок и переборок, работающих на сдвиг.

Сдвиговая жесткость $G \cdot F$ пропорциональна суммарной толщине боковых наружных стенок и плоских внутренних переборок. При этом основной вклад в нее вносят продольные стенки, совмещенные друг с другом по высоте в одной плоскости.

Надстройка может считаться жестко скрепленной с корпусом, если ее торцевые наружные стенки совмещены с основными поперечными переборками корпуса, а боковые наружные стенки и внутренние несущие переборки опираются на борта, либо на выгородки, конструктивно доведенные до двойного дна. Податливость крепления надстройки оказывает существенное влияние на основную частоту, если жесткость опорных конструкций составляет менее $(0{,}5—1{,}0)\cdot 10^8$ Н/м. При обнаружении резонансной вибрации на готовом судне для повышения собственной частоты надстроек иногда можно рекомендовать установку распорок. На рис. 5 показана схема установки наклонных распорок в плоскостях наружных стенок, рекомендованная для повышения частоты надстройки одного из морских судов. Расчетное увеличение частоты при этом составило 7 %.

Известным способом исключения резонансных колебаний, выявленных на готовом судне, является замена штатного винта на винт с другим числом лопастей.

Величина возмущающих сил лопастного порядка, индуцируемых гребным винтом, главным образом определяется его геометрическими параметрами и расположением за корпусом судна, а также степенью неравномерности потока в диске винта. Существенное влияние на воз-

буждаемые винтом переменные нагрузки оказывает пульсирующая кавитация на лопастях.

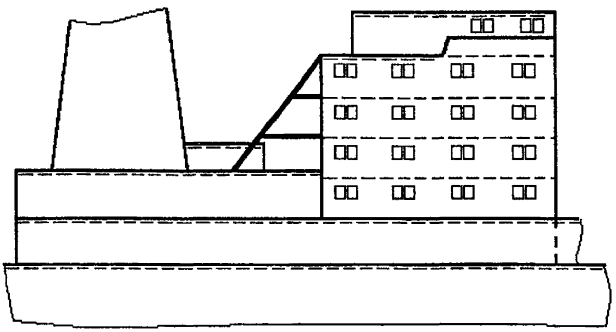


Рис. 5. Схема установки наклонных распорок на судовой надстройке.

Величина неравномерности потока в диске гребного винта зависит от обводов кормовой оконечности, геометрии и расположения выступающих частей, а также расположения винта за корпусом судна. С целью снижения неоднородности поля скоростей в диске винта рекомендуется [4]:

- при проектировании одновальных судов со средним значением коэффициента общей полноты корпуса ($0{,}65 < \delta < 0{,}8$) применять в кормовой оконечности U-образные и умеренно U-образные шпангоуты;
- для быстроходных одновальных судов с малой полнотой обводов ($\delta \leq 0{,}65$) целесообразно применение умеренно U-образных кормовых шпангоутов. Наиболее эффективным средством выравнивания потока для этого типа судов является использование кормовой бульбовой наделки;
- для судов большой полноты ($\delta \geq 0{,}8$, танкеры, рудовозы) с целью уменьшения неравномерности потока предпочтительнее использовать V-образные и умеренно U-образные кормовые шпангоуты;
- на двухвальных судах с выкружками рационально использовать наружное вращение гребных винтов, а угол наклона кронштейна выкружки к основной плоскости принимать равным 20—40 градусов.

При заданной форме обводов судна рациональна установка на корпусе выравнивающих поток устройств – направляющих крыльев, наделок и т. д.

Для достижения приемлемых уровней пульсаций рекомендуется принимать следующие величины минимального зазора между концом лопасти и обшивкой корпуса:

для одновальных судов

$$\frac{r}{D} \geq 0{,}15 + 1{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\upsilon - 60^{\circ}\right), \qquad (11)$$

для двухвальных судов

$$\frac{r}{D} \geq 0{,}25, \quad \text{где} \qquad (12)$$

r – зазор между концом лопасти и наружной обшивкой корпуса, *м*;

υ – средняя величина угла заострения шпангоута в плоскости диска винта, °;

D – диаметр винта (D = 2 · R), *м*.

На двухвальных судах расстояние *b*, *м* между серединой сечения лопасти винта на радиусе, отстоящем от его оси на $R^{*} = 0{,}7 \cdot R$, и ахтерштевнем или кронштейном рекомендуется принимать в соответствии с неравенством:

$$\frac{b}{D} \geq 0{,}45 \qquad (13)$$

С целью снижения вибрационных нагрузок, действующих на руль и через его баллер на корпус судна, а также достижения удовлетворительных результатов по ходкости расстояние *a*, *м* между гребным винтом (серединой сечения лопасти на $R^{*} = 0{,}7 \cdot R$) и рулем должно удовлетворять требованию:

$$\frac{a}{D} \geq 1{,}5 \cdot \frac{e_m}{D} - 0{,}025, \qquad (14)$$

а предельно допустимая из соображений ходкости относительная толщина руля на уровне $R^{*} = 0{,}7 \cdot R$ сечения лопасти гребного винта должна быть:

$$\frac{e_m}{D} \leq 0{,}16 + 0{,}3 \cdot \frac{a}{D}, \quad \text{но не более} \quad \frac{e_m}{D} = 0{,}25 \qquad (15)$$

Значительное влияние на величину всех видов вибрационных нагрузок, индуцируемых винтом, оказывают геометрические характеристики гребного винта. Наиболее существенно амплитудно-частотные параметры вибрационных нагрузок зависят от числа лопастей гребного винта. С ростом числа лопастей амплитуды нагрузок уменьшаются.

С целью снижения вибрационных нагрузок также рекомендуется:

- при проектировании гребных винтов, снижать нагрузку к концу лопасти по сравнению с оптимальным по КПД ее распределением до тех пор, пока индуктивный КПД не уменьшится на 1,5 %. На уже построенных судах, в случае повышенной вибрации и при отсутствии иных возможностей борьбы с ней, может быть допущено более значительное снижение нагрузки на концевых сечениях, разумеется, с соответствующим уменьшением КПД гребного винта;
- на вновь проектируемых судах, без ледовых усилений или имеющих низкий ледовый класс (не выше Л3), рекомендуется устанавливать гребные винты с умеренной саблевидностью лопастей (угол саблевидности меньше половины межлопастного угла). Гребные винты с большой саблевидностью из-за трудностей обеспечения надлежащей прочности целесообразно использовать только для уже построенных судов, на которых обнаружилась недопустимая вибрация корпуса;
- для транспортных судов целесообразно принимать кривизну профилей сечений лопасти по возможности большей, близкой к верхнему пределу обеспечения минимального разрежения при проектном режиме работы гребного винта.

7.1.3. Октава со среднегеометрической частотой 16 Гц

Главными причинами повышенной вибрации в данной октаве обычно являются резонансы низших собственных частот палуб помещений с частотами возмущающих сил малооборотных дизелей. Учитывая это, основные рекомендации по снижению уровней вибрации палуб направлены на повышение их собственных частот.

Для типового конструктивного варианта палубного перекрытия, показанного на рис. 2, низшими собственными частотами, попадающими в резонанс, могут быть:

- частота бимса λ_b;
- частота участков палубного настила между бимсами λ_n.

Из формул (4) и (6) следует, что низшие собственные частоты элементов конструкции перекрытия пропорциональны их основным размерам и параметрам, т. е.:

$$\lambda_b \sim \frac{\sqrt{i_b}}{l^2}; \qquad \lambda_n \sim \frac{\delta_n}{s^2}.$$

Отсюда видно, что для увеличения этих собственных частот необходимо:

- уменьшить длину пролета бимсов или увеличить их момент инерции;
- уменьшить шпацию или увеличить толщину настила.

Еще одним способом повышения собственных частот бимсов является подкрепление палубы рамными связями. Примеры подкреплений представлены на рис. 6 и 7.

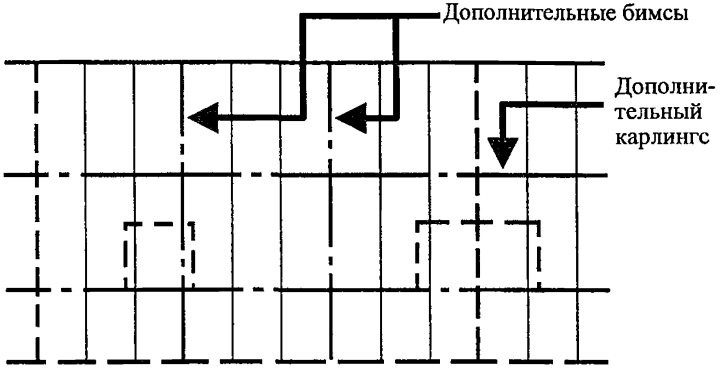


Рис. 6. Вариант подкрепления палубного перекрытия дополнительными рамными карлингсом и бимсами

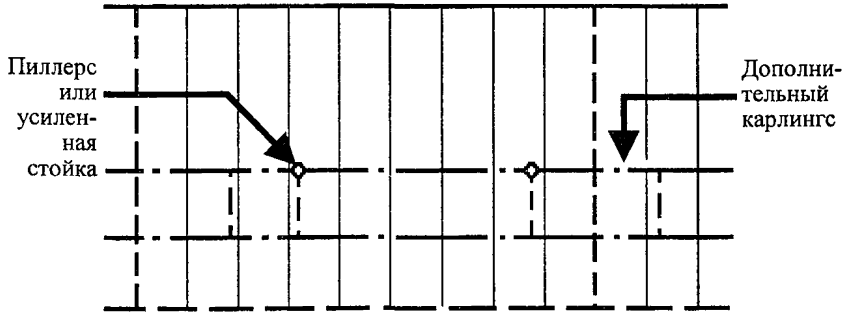


Рис. 7. Вариант подкрепления палубного перекрытия дополнительным рамным карлингсом и пиллерсами.

Палубные перекрытия с продольной системой набора конструктивно более предпочтительны по сравнению с вариантом поперечной системы, т. к. при типовых размерах связей:

- шпация 700 мм;
- толщина настила 6—8 мм;
- профиль ребра жесткости полособульб г № 10—12;
- рамные связи с высотой стенки порядка 250 мм;
- расстояние между рамными связями порядка 2,5 м;
- длина каюты 4,5 м

и при условии опирания рамных связей на стенки коридора представляется возможным увеличить собственные частоты элементов палубы до 25—30 Гц.

Помимо ужесточения конструкций палуб, для снижения вибрации в октаве 16 Гц, следует стремиться максимально отдалять жилые и медицинские помещения от машинного отделения. Существенный эффект дает вынесение шахты газовыхлопа за пределы жилого блока (рис. 8).

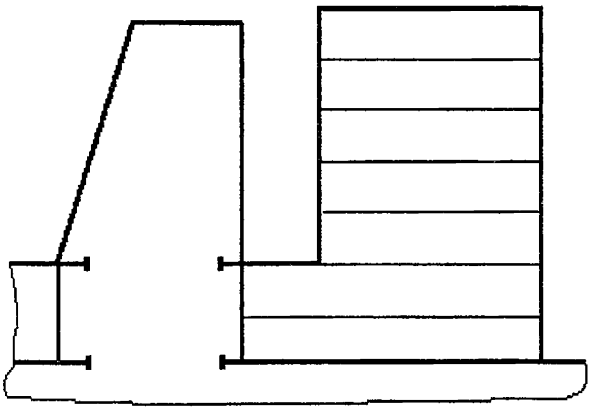


Рис. 8. Схема размещения газовыхлопа вне пределов жилого блока.

7.2. Малотоннажные суда

Опыт измерений показывает, что наиболее часто повышенная вибрация в помещениях надстроек малых и средних судов наблюдается в октавах со среднегеометрическими частотами 16 и 31,5 Гц. Помимо мер по исключению резонансных колебаний, эффективным способом улучшения вибрационных условий обитания на судах данной группы является виброизоляция надстроек в целом.

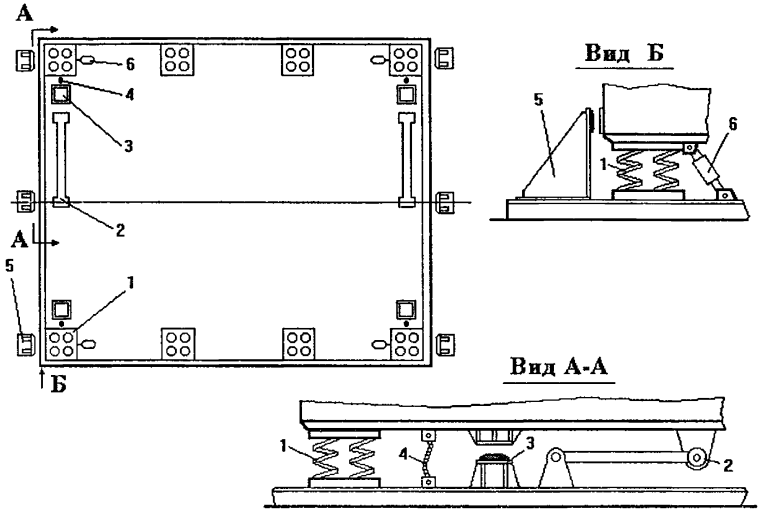


Рис. 9. Установка надстройки на амортизаторах.
1 – блок опорных амортизаторов; 2 – упорный амортизатор; 3 – страховочные устройства для ограничения вертикальных перемещений; 4 – страховочные канаты; 5 – страховочные устройства для ограничения горизонтальных перемещений; 6 – демпферы.

Принципиальная схема установки судовой надстройки на амортизаторы показана на рис. 9 [5]. В качестве опорных используются резинометаллические, пневматические или пружинные амортизаторы. Спереди и сзади надстройки устанавливаются упорные амортизаторы и страховочные устройства, которые должны воспринимать эксплуатационную нагрузку при качке, а также аварийные нагрузки в случае столкновения судов. Для обеспечения значительного виброизолирующего

эффекта все неопорные связи (трубопроводы, электротрассы и т. д.) снабжаются эластичными вставками и компенсаторами. Одним из основных параметров, обуславливающих эффективность амортизации, является собственная частота амортизируемого объекта. В амортизирующих креплениях судовых надстроек эта частота лежит обычно в пределах от 1,5 до 5 Гц.

7.3. Суда ледового плавания и ледоколы

Повышенная вибрация в помещениях судов данной группы наиболее характерна, прежде всего, для ледоколов. Опыт показывает, что помимо изложенных выше рекомендаций по исключению резонансов надстроек и палубных перекрытий, на них следует стремиться размещать экипаж в средней части судна. При этом жилые помещения удаляются как из зоны пучностей низших форм свободных колебаний корпуса, возбуждаемых при ударном взаимодействии со льдом, так и из района расположения гребных винтов. Кроме того, ввиду отсутствия качки при ледовом плавании появляется возможность улучшения условий отдыха экипажа путем внедрения средств индивидуальной виброзащиты спальных мест.

Заключение

Применение методических указаний в процессе проектирования и постройки судна позволяет:

- прогнозировать ожидаемые уровни вибрации в обитаемых помещениях судна и оценивать их допустимость;
- наметить (в случае необходимости) и проработать комплекс дополнительных мероприятий, направленных на снижение уровней повышенной вибрации до допустимых пределов;
- проверить эффективность и достаточность принятых в проекте мероприятий по обеспечению нормативных требований к величинам уровней вибрации палуб в обитаемых помещениях судов.

Сравнение результатов расчетов с данными натурных экспериментов показало, что максимальные погрешности расчетов по алгоритмам настоящих методических указаний составляют 10—12 % при расчетах частот свободных колебаний и 6—8 дБ (в сторону завышения расчетных значений) при расчетах уровней вынужденной ходовой вибрации.

Приложение 1

Приближенная оценка значения основной частоты надстройки на ранних стадиях проектирования

Для предварительной оценки значения основной частоты надстройки на ранних стадиях проектирования используются следующие аналитические формулы.

Для конструктивного типа надстроек, показанного на рис. П.1:

$$\lambda = 0{,}17 \cdot k \cdot \sqrt{\frac{l \cdot \delta \cdot G}{M \cdot h}}, \quad \text{где} \qquad (П.1)$$

λ – основная частота свободных колебаний надстройки, *Гц;*
h – высота надстройки, *м*;
l – протяженность надстройки, *м*;
M – масса надстройки, *кг*;
δ – осредненная суммарная толщина продольных стенок, *м*;
G – модуль сдвига материала надстройки, *Па*;
$k = 1$ – для жестко заделанных надстроек;
$k = 0{,}75$ – для упруго заделанных надстроек.

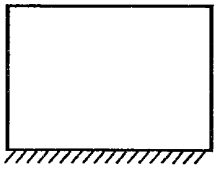


Рис. П.1. Моноблочный тип надстройки.

Для конструктивного типа надстроек, показанного на рис. П.2:

$$\lambda = 0{,}1 \cdot k \cdot \sqrt{\frac{a_1 + a_2}{T_1 + T_2}}, \quad \text{где} \qquad (П.2)$$

$$a_1 = \frac{h_1}{G \cdot F_1}, \; a_2 = \frac{h_2}{G \cdot F_2}, \; F_1 = l_1 \cdot \delta_1, \; F_2 = l_2 \cdot \delta_2,$$

$$T_1 = 0{,}33 \cdot M_1 \cdot a_1^2, \; T_2 = M_2 \cdot (a_1^2 + 0{,}33 \cdot a_2^2 + a_1 \cdot a_2), \quad \text{где}$$

h_1, l_1, M_1, δ_1 – соответственно высота (*м*), протяженность (*м*), масса (*кг*) и осредненная толщина продольных стенок нижнего блока надстройки (*м*);

h_2, l_2, M_2, δ_2 – соответственно высота (*м*), протяженность (*м*), масса (*кг*) и осредненная толщина продольных стенок верхнего блока надстройки (*м*).

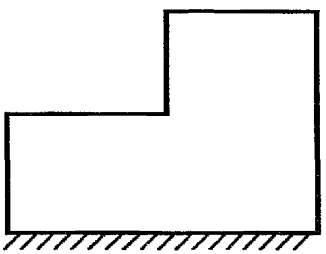


Рис. П.2. Ступенчатый тип надстройки.

Погрешность определения λ по вышеприведенным формулам приближенно равна 30 %.

Приложение 2

Определение эффективной жесткости судовых корпусов

Для учета особенностей динамического деформирования корпуса применяется схема редуцирования жесткостных характеристик, базирующаяся на результатах работ [6, 7].

Определение эффективных моментов инерции J_i^{ef}, $м^4$ и площадей связей F_i^{ef}, $м^2$, работающих на сдвиг, производится следующим образом:

$$J_i^{ef} = K_u \cdot J_i, \qquad (П.\ 3)$$

$$F_i^{ef} = K_c \cdot F_i, \qquad (П.\ 4)$$

$$K_u = \frac{1+3\cdot m\cdot \psi}{1+3\cdot m}, \qquad (П.\ 5)$$

$$K_c = \frac{5(1+3\cdot m)^2}{6(1+5\cdot m+7{,}5\cdot m^2)}, \qquad (П.\ 6)$$

$$m = \frac{B\cdot \delta_n}{H\cdot \delta_c}, \qquad (П.\ 7)$$

$$\psi = \frac{sh(2u)+2\cdot u}{4u\cdot ch^2(u)}, \qquad (П.\ 8)$$

$$u = \frac{B\cdot \pi}{2\cdot L}(n+1), \quad \text{где} \qquad (П.\ 9)$$

J_i – момент инерции поперечного сечения корпуса относительно горизонтальной оси судна на i-м шпангоуте, $м^4$;

F – площадь стенок поперечного сечения корпуса судна на i-м шпангоуте, $м^2$;

B – ширина судна на миделе, $м$;

H – высота борта на миделе, $м$;

L – наибольшая длина судна, $м$;

δ_n – средняя толщина верхней палубы и днища, $м$;

δ_c – средняя толщина борта, $м$;

n – номер тона колебаний.

Приложение 3

Определение присоединенных масс жидкости

Традиционным приемом учета инерционного влияния забортной воды является замена решения гидроупругой задачи решением задачи о колебаниях упругого тела, погонная масса которого увеличена на так называемую величину присоединенной массы жидкости.

Основными допущениями при вычислении присоединенных масс являются:

- жидкость, окружающая судно, идеальна и однородна, течение ее потенциально;
- смещения корпуса судна при его вибрации малы;
- волновые явления на свободной поверхности не учитываются;
- формы свободных колебаний корпуса в воздухе и в воде совпадают.

Расчет присоединенной массы корпуса судна производят из условия его плоского обтекания с последующей поправкой на величину коэффициента, учитывающего трехмерный характер течения жидкости. Определение присоединенной массы при плоском обтекании реализуется с помощью конформного отображения области, внешней к контуру шпангоута и его зеркальному отражению относительно свободной поверхности, на внутренность единичного круга. Использование такого подхода в работах [8] и [9] позволило получить для погонной присоединенной массы при плоском обтекании $m_{пл}$, *кг/м* следующее выражение:

$$m_{пл} = \frac{\pi}{2}\rho b^2 \cdot C_V, \qquad (П.\ 10)$$

$$C_v = (\lambda - \alpha)\cdot(\lambda - \alpha + 1) + 1, \qquad (П.\ 11)$$

$$\alpha = 1{,}5\cdot(1+\lambda) - 0{,}5\cdot\sqrt{1 + 10\cdot\lambda + \lambda^2 - \frac{32\cdot\lambda\cdot\sigma}{\pi}}, \qquad (П.\ 12)$$

$$\lambda = \frac{d}{b}, \qquad (П.\ 13)$$

$$\sigma = \frac{S}{2b \cdot d}, \quad \text{где} \qquad (П.\ 14)$$

ρ – плотность жидкости, *кг/м*^{3};
b – полуширина рассматриваемого сечения, *м*;
d – углубление рассматриваемого сечения, *м*;
S – площадь погруженной части сечения, *м*^{2}.

Из-за продольного перетекания в узлах форм колебаний и влияния оконечностей корпуса фактическая погонная присоединенная масса жидкости *m*, *кг/м* будет равна:

$$m = m_{пл} \cdot K \cdot (n), \quad \text{где} \qquad (П.\ 15)$$

$K(n)$ – коэффициент, учитывающий трехмерность обтекания,
n – номер тона колебаний.

Этот коэффициент определяется как отношение кинетических энергий при трех- и двухмерном обтекании. Для основного тона колебаний корпуса его значение составляет 0,7÷0,8, с увеличением номера тона величина $K(n)$ существенно уменьшается [10], [11].

Приложение 4

Определение параметров демпфирования колебаний корпусных конструкций

Основными компонентами демпфирования колебаний корпусных конструкций являются:

- конструкционное демпфирование (потери энергии в материале конструкции в процессе ее периодической деформации и потери на трение в креплениях энергетического и другого оборудования, находящегося внутри корпуса);
- диссипация колебательной энергии в перевозимом судном грузе;
- рассеяние энергии в окружающую среду (гидродинамическое демпфирование при генерировании волн на поверхности воды вблизи корпуса и при акустическом излучении волн давления в жидкости, а также потери энергии при взаимодействии со льдом).

В практике расчетов вибрации корпуса и надстройки принято использовать линейную гипотезу Фохта, в которой эти компоненты сведены к единому эквивалентному параметру демпфирования γ с помощью комплексных модулей упругости Ek и сдвига Gk , определяемых по формулам:

$$E_k = E \cdot (1 + i \cdot \gamma), \qquad (П.\ 16)$$

$$G_k = G \cdot (1 + i \cdot \gamma), \qquad (П.\ 17)$$

$$\gamma = \varepsilon \cdot \omega, \quad \text{где} \qquad (П.\ 18)$$

E и G– модули нормальной упругости и сдвига материала конструкции, *Па*;

ε – коэффициент неупругого сопротивления, *с/рад*;

ω – частота колебаний, *рад/с*.

Численные значения ε зависят от типа судна и определены в результате специальных экспериментов на натурных объектах [12,13].

Приложение 5

Определение периодических усилий, обусловленных работой гребных винтов

При работе винтов вблизи обшивки корпуса индуцируются различные по частоте и интенсивности периодические усилия, основные гармоники которых возбуждают два характерных вида ходовой вибрации: колебания с частотой, равной частоте вращения гребного винта – вибрация первого порядка, и колебания с частотой, равной частоте вращения гребного винта, умноженной на число его лопастей – лопастная вибрация.

Возникновение возмущающей силы первого порядка является, в основном, следствием гидродинамической неуравновешенности гребного винта, обусловленной, в свою очередь, неточностью его изготовления (разношаговостью, различием углов между лопастями и т. д.).

В основу расчетного метода оценки этого усилия положен алгоритм, изложенный в работе [12]. Максимально допустимая неточность изготовления гребного винта принимается в соответствии с действующими требованиями (ГОСТ 8054—81 «Винты гребные металлические»).

Возмущающие усилия лопастного порядка воздействуют на корпус судна двумя путями: непосредственно через воду (пульсирующие гидродинамические давления) и через опорные конструкции подшипников валопровода (усилия, возникающие на лопастях винта при его работе в неравномерном поле скоростей).

Расчет максимальной величины пульсирующих давлений и их равнодействующей осуществляется на базе алгоритма работы [12]. Так как при определенных условиях на усилия лопастного порядка существенное влияние может оказать кавитация, в расчет вводятся соответствующие коэффициенты, учитывающие этот фактор.

Периодические усилия на лопастях винта возникают вследствие того, что углы атаки и скорости набегающего на лопасти потока изменяются за время оборота винта из-за неоднородности поля, в котором он работает. Так как обычно данная компонента лопастного усилия не превосходит половины равнодействующей пульсирующих давлений, в предлагаемой методике используется приближенный метод расчета неуравновешенных усилий на лопастях гребного винта, описанный в работе [14].

Приложение 6

Определение неуравновешенных усилий, генерируемых судовыми дизелями

Работа судовых дизелей сопровождается образованием неуравновешенных усилий, которые при определенных условиях могут вызвать недопустимую вибрацию. В качестве основных причин возникновения этих усилий можно выделить следующие:

- «кинематическую», связанную с конечностью числа цилиндров дизеля,
- «деформационную», обусловленную конечной жесткостью остова механизма,
- «технологическую», возникающую из-за неизбежных погрешностей изготовления отдельных частей дизеля и их сборки.

Для определения неуравновешенных сил и моментов, образующихся при работе малооборотных дизелей, могут быть использованы данные, приведенные в [15]. В этой работе для каждого типа судового малооборотного дизеля приведены значения неуравновешенных усилий различных порядков, вычисленные с учетом пространственной деформации его корпуса.

Оценка возмущающих усилий, соответствующих частотам основных порядков среднеоборотных дизелей, может быть выполнена по данным результатов измерений виброускорений на опорных конструкциях остова в процессе заводских стендовых испытаний. При этом представляется возможным полностью учесть особенности эксплуатации конкретного дизеля, а также характеристики его крепления к фундаментной раме в машинном отделении. На ранних стадиях проектирования, а также в случае отсутствия результатов стендовых испытаний допускается возможность использования норм Российского Морского Регистра [16], которые регламентируют предельные уровни вибрации судовых дизелей в частотном диапазоне, перекрывающем верхнюю границу частотной полосы со среднегеометрической частотой 63 Гц.

Библиографические данные

1. Поляков В. И. Прогнозирование вибрации палуб надстроек транспортных судов / «Вопросы судостроения». Вып. 25. – Л.: «Судостроение», 1980.

2. Исследование влияния ледовых полей на динамические характеристики корпуса судна. Разработка методов расчетов ходовой вибрации корпусов и надстроек ледоколов и судов ледового плавания. Вып. 35980. – Л.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1994.

3. Особенности вибрации корпуса судна при плавании во льдах. Вып. 32471. – Л.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1988.

4. Определение переменных гидродинамических нагрузок, передаваемых от гребного винта на корпус судна. Вып. 20642. – Л.:ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1982.

5. Установка надстроек, рубок и блоков помещений на амортизаторах. Указания по проектированию и расчету РТМ 212. – М.: Минречфлот РСФСР, 1980.

6. Болеско М. М. Редуцирование жесткости корпуса судна при изгибных колебаниях. Труды. Вып. 251. – Л.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1969 г.

7. Palm L. Berechnung vertikalen Schiffskorperligenschwingungen, “Schiffbauforschung”. Vol. 1/2. № 16, 1977.

8. Дорофеюк С. К. Исследование присоединенных масс воды при упругих колебаниях корпуса корабля / Труды. Вып. 84. – Л.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1954.

9. Landweber L., Macagno M. Added mass of a threeparameters family of two-dimensional forms oscillating in a free surface. Journal of Ship Research. Vol. 2. № 4, 1959.

10. Ростовцев Д. М. Исследование гидроупругих колебаний // Диссертация на соискание звания доктора технических наук. – Л.: Ленинградский Кораблестроительный институт, 1977.

11. Matsuura Y., Arima K. A. Study on the added virtual mass for ellipsoid of revolution in vertical vibration in water. Journal of Society of Naval Architects. № 167, 1977.

12. Бабаев Н. Н., Лентяков В. Г. Некоторые вопросы общей вибрации судов. – Л.: Судпромгиз, 1961.

13. Методика расчета параметров общей вибрации транспортных судов. Вып. 20790. – Л.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1982.

14. Бавин В. Ф., Завадовский Н. Ю., Левковский Ю. Л., Мицкевич В. Г. Гребные винты. Современные методы расчета. – Л.: Судостроение, 1983.

15. Справочные данные по виброактивности длинноходных малооборотных дизелей БМЗ. Дополнение к «Методике расчетной оценки уровней вибрации палуб жилых и служебных помещений надстроек». Инв. № НТБ 6173. – Л.: ЦНИИМФ, 1986.

16. Правила Морского Регистра судоходства РФ. – СПб: Судпромгиз, 1999.

gost.e-ecolog.ru