

ошибка составляет 7,9%;

– для уголка

$$K_3 = 1,41 - 8,91\left(\frac{h}{l}\right)^2 + 0,354\left(\frac{b}{l}\right) - 0,0471\left(\frac{t}{\delta}\right)^3,$$

ошибка составляет 7,4%;

– для полособульба

$$K_3 = 0,987 - 5,05\left(\frac{h}{l}\right)^2 + 0,351\left(\frac{b}{l}\right) - 0,0512\left(\frac{t}{\delta}\right)^3 - 1,55\left(\frac{b1}{h}\right),$$

ошибка составляет 5,4%.

Полученные регрессионные зависимости весьма просты и позволяют без особых затрат вычислить значения эйлеровых напряжений пластин, подкрепленных продольными ребрами.

Список литературы:

- [1] Труды 14-го международного научно-промышленного форума «Великие реки». Материалы научно-методической конференции профессорско-преподавательского состава, аспирантов, специалистов и студентов «Проблемы использования и инновационного развития внутренних водных путей в бассейнах великих рек». Т. 1. – Н. Новгород: Изд-во ФБОУ ВПО «ВГАВТ», 2012. – 304 с.
- [2] Российский Речной Регистр. Правила. Т. 2. – М.: Новости, 2008. – 406 с.
- [3] Белкин В.П. Работа элементов палубных перекрытий после потери устойчивости / В.П. Белкин – Л.: Судпромгиз, 1956. – 287 с.
- [4] Бажан П.И. Основы научных исследований на речном транспорте: Учебное пособие для студентов институтов водного транспорта / П.И. Бажан, Б.И. Вайсблат, И.И. Трянин. Горький: Волго-Вятское книжное издательство, 1990. – 319 с.
- [5] Борисов А.М. Конструкция корпуса стального судна. Методические указания к выполнению курсового проекта. / А.М. Борисов – Н.Новгород: ВГАВТ, 2003. – 73 с.

С.Н. Гирин, А.М. Фролов
ФБОУ ВПО «ВГАВТ»

УТОЧНЕНИЕ ВИБРАЦИОННОГО ИЗГИБАЮЩЕГО МОМЕНТА СУДОВ ВНУТРЕННЕГО ПЛАВАНИЯ ВБЛИЗИ РЕЗОНАНСА

В соответствии с Правилами Российского Речного Регистра [1] дополнительный волновой изгибающий момент на миделе судна внутреннего плавания определяется по формуле

$$M_{дв} = \pm(k_p M_B + M_y), \quad (1)$$

где

M_B – волновой изгибающий момент, вызванный непосредственным действием волнения, кН·м;

k_p – коэффициент, учитывающий влияние волновой вибрации;

M_y – изгибающий момент, вызванный ударом волн в носовую оконечность (ударный изгибающий момент), кН·м.

В данной работе влияние ударного изгибающего момента M_y на величину $M_{дв}$ не рассматривается.

Коэффициент k_p вычисляется по формуле

$$k_p = 1 + \frac{\frac{\omega_k^2}{\sigma^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega_k^2}{\sigma^2}\right)^2 + \left(2k_\mu \frac{\omega_k}{\sigma}\right)^2}}, \quad (2)$$

в которой

ω_k – кажущаяся круговая частота волны, высота которой соответствует классу судна, c^{-1} ;

σ – круговая частота собственных колебаний корпуса первого тона, c^{-1} ;

k_μ – коэффициент внутреннего сопротивления.

Формула для определения кажущейся частоты волны, приведённая в Правилах, может быть представлена в виде

$$\omega_k = \omega_{cp} + \Delta\omega, \quad (3)$$

где ω_{cp} – средняя круговая частота волны, c^{-1} ;

$\Delta\omega$ – поправка к частоте, учитывающая скорость хода судна, c^{-1} .

Средняя частота волны вычисляется по формуле

$$\omega_{cp} = \sqrt{\frac{2 \pi g}{\lambda_{cp}}} = \frac{7,85}{\sqrt{m h_{3\%}}}, \quad (4)$$

где $m = \frac{\lambda_{cp}}{h_{3\%}}$ – отношение средней длины волны к высоте волны 3%-ной обеспеченности.

При этом, в соответствии с исследованиями [2]

$$m = 10 + 2h_{3\%} - 0,15 h_{3\%}^2 \quad (5)$$

Формула (5) учитывает уменьшение крутизны волны по мере роста её высоты. Следует отметить, что в Правилах [1] изменение крутизны волны не учитывается. В них, с запасом (по волновому изгибающему моменту M_B) принято $m=16,5$.

Поправка, учитывающая влияние скорости судна на кажущуюся частоту, в соответствии с Правилами определяется по формуле

$$\Delta\omega = 1,92 \frac{k_V v_{TB}}{L}. \quad (6)$$

Коэффициент k_v , учитывающий потерю скорости судна на волнении относительно скорости на тихой воде $V_{ТВ}$ (км/ч), может быть определён по формуле

$$k_v = 1 - 1,99 \frac{10 h_{3\%}}{L} + 1,43 \left(\frac{10 h_{3\%}}{L} \right)^2 \quad (7)$$

Круговая частота собственных вертикальных колебаний корпуса первого тона грузовых судов в соответствии с Правилами [1] определяется по формуле, которая после некоторых преобразований может быть приведена к виду

$$\sigma = \frac{39,3}{b} \sqrt{\frac{i}{\delta B T}}, \text{ с}^{-1}, \quad (8)$$

где $i = \frac{I}{(0,01L)^4}$ – относительный безразмерный момент инерции эквивалентного

бруса, характеризующий относительную жёсткость корпуса;

I – момент инерции эквивалентного бруса, м^4 ;

$b = \sqrt{1,2 + \frac{B}{3T}}$ – коэффициент влияния поперечных размеров корпуса.

При резонансе выполняется условие

$$\sigma = \frac{39,3}{b} \sqrt{\frac{i}{\delta B T}} = \omega_k. \quad (9)$$

Отсюда можно найти относительный безразмерный момент инерции эквивалентного бруса, при котором на волне с кажущейся частотой ω_k возникает резонанс (назовём его *резонансным*)

$$i_p = 0,648 \delta B T \left(1,2 + \frac{B}{3T}\right) \omega_k^2 \times 10^{-3}. \quad (10)$$

Абсолютное значение резонансного момента инерции эквивалентного бруса будет равно

$$I_p = 0,648 \delta B T \left(1,2 + \frac{B}{3T}\right) (0,01L)^4 \omega_k^2 \times 10^{-3}. \quad (11)$$

Как следует из формулы (1), при резонансе коэффициент k_p зависит только от коэффициента внутреннего сопротивления k_μ , т.е.

$$k_p = 1 + \frac{1}{2k_\mu}. \quad (12)$$

К сожалению, полных данных по коэффициенту внутреннего сопротивления в настоящее время не имеется. Формула для k_μ Правил Регистра получена на основе ограниченного числа натуральных испытаний, выполненных М.А. Бельговой [3]

$$k_{\mu} = 0,0612(1 - 0,047\sigma - 0,0077\sigma^2). \quad (13)$$

Анализ показывает, что большинство существующих судов имеет относительную жёсткость $i > 1$, круговую частоту собственных колебаний $\sigma > 3,5\text{c}^{-1}$, и величина k_{μ} для них не имеет существенного значения. Требования Речного Регистра к размерам связей корпуса, изложенные в действующих Правилах, практически исключают возможность создания судов с малой относительной жёсткостью. Однако в эксплуатации имеются суда с низкой жёсткостью, созданные много лет назад, когда Правила, действующие в то время, позволяли их проектировать такими.

Например, нефтеналивная баржа пр. Р-27 класса «Р» имеет относительный момент инерции эквивалентного бруса всего $i = 0,493$ и круговую частоту собственных вертикальных колебаний в грузу $\sigma = 2,09\text{c}^{-1}$.

Формула (2) для коэффициента волновой вибрации получена с использованием теории колебаний систем с одной степенью свободы, поэтому степень ее достоверности в зоне резонанса вызывает сомнение. В связи с этим профессором И.И. Тряниным была решена задача вынужденной вибрации корпуса судна по действием нестационарного случайного волнения [4]. Расчеты, выполненные И.И. Тряниным по разработанной им программе для ЭВМ, показали, что применительно к пр.Р27 наблюдаются значительные расхождения результатов в величинах моментов, полученных с использованием формул Правил и программы, в околорезонансной зоне.

Введем соотношение

$$\psi = \frac{K_{\delta}}{k_p}, \quad (14)$$

где K_{δ} – коэффициент динамичности в решении И.И. Трянина [4].

Выполнив расчеты по программе и в соответствии с Правилами [1] для ряда судов при вариации отношения ω_k / σ , можно получить представление об изменчивости коэффициента ψ . На рис. 1 приведены графики этого коэффициента для трех судов.

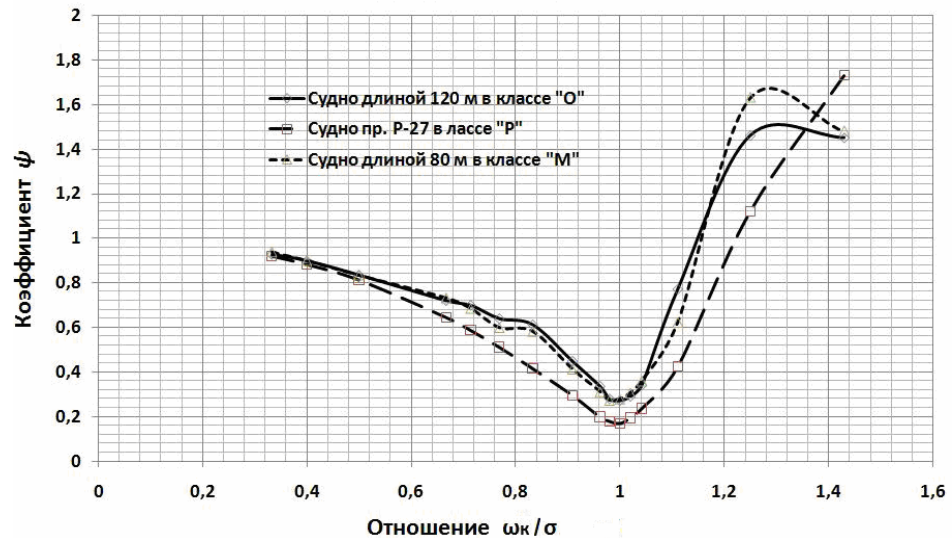


Рис. 1

Как следует из этого рисунка в зоне резонанса, т.е. при $\omega_k \approx \sigma$ коэффициент динамичности меньше коэффициента k_p . При $\omega_k < \lambda$ коэффициенты близки друг другу. При $\omega_k > \lambda$ коэффициент динамичности может превышать k_p . На практике чрезмерно гибких судов не бывает, поэтому диапазон $\omega_k / \sigma > 1,2$ интереса не представляет. Из рис.1 следует также, что кривые для различных судов достаточно близки друг другу, что позволяет получить некоторую регрессионную зависимость. Однако выполненных расчетов пока недостаточно для установления такой зависимости. Необходимо провести более глубокий анализ для судов всех классов и размеров, представленных в Правилах [1].

Список литературы:

- [1] Российский Речной Регистр. Правила (в 4-х томах), т.2. – М.: Изд-во ОАО «Типография «Новости», 2008. – 406 с.
- [2] Гирин, С.Н. О влиянии некоторых волнообразующих факторов на изгибающие моменты судов смешанного плавания / С.Н. Гирин, А.М. Фролов // Вестник ВГАВТ, – Н. Новгород, 2007. – вып. 22. – с. 113–121.
- [3] Бельгова М.А. Изгибающие моменты для судов внутреннего плавания на волнении / М.А. Бельгова. – Л.: Судостроение, 1966. – 208 с.
- [4] Трянин И.И. Анализ волновых и вибрационных изгибающих моментов корпусов судов внутреннего плавания/ И.И. Трянин //Тр. 14 межд. науч.-пром. форума «Великие реки». Материалы науч.-метод. конф. «Проблемы использования и инновационного развития внутренних водных путей в бассейнах великих рек». Т. 1. – Н.Новгород: Изд-во ФБОУ ВПО «ВГАВТ», 2012. – с. 288–291.

В.В. Захарова, Е.Г. Бурмистров
ФБОУ ВПО «ВГАВТ»

ПРОБЛЕМА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ БЕЗБАЛЛАСТНЫХ СУДОВ

Анализируется проблема обеспечения технологичности корпусных конструкций принципиально новых безбалластных судов. Рассматриваются некоторые аспекты количественной оценки уровня технологичности безбалластных судов.

Применение балластных систем является необходимым для эффективной эксплуатации современных судов. Главным образом балластировка позволяет увеличивать осадку носом и кормой и изменять крен и дифферент судна.

Необходимый объем балластных вод определяется типом судна и его характерными конструктивными особенностями. На современных сухогрузных и пассажирских судах балласт составляет (15...20)%, а на танкерах – (30...40)% от водоизмещения судна [1].

Однако, использование жидкого балласта влечёт за собой ряд негативных последствий, основными из которых является завышение энергоёмкости балластного оборудования, перерасход ГСМ, экологическое загрязнение водоёмов чужеродными микроорганизмами и др.

Особого рассмотрения заслуживает проблема экологического загрязнения водоёмов чужеродными водными микроорганизмами, завозимыми в составе балластных вод. С каждым годом проблема набирает масштабы, в связи с увеличением тоннажа