

## ОЦЕНКА ХОДКОСТИ СУДНА ПРИ НЕРЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ

Для аналитической оценки ходкости судна в условиях морского волнения и поиска наивыгоднейшего (прежде всего, по критерию топливной экономичности) режима работы главных двигателей используются математические модели на базе известных уравнений динамики судового комплекса [2, 3]. При этом дополнительное сопротивление от влияния волнения принимается пропорциональным квадрату скорости судна, то есть это сопротивление принимается аналогичным по действию на судно в сравнении с сопротивлениями трения, воздушным и другими составляющими общего сопротивления. Тем самым подразумевается, что волнение является регулярным и не допускающим атмосферной кавитации винта.

Применяемые математические модели требуют значительного уровня аппроксимации формы изменения упора  $P$  и момента сопротивления винта  $M_p$ , исходя из их зависимостей, прежде всего, от коэффициентов упора  $K_1$  и момента  $K_2$ , которые получены опытным путем для условий тихой воды.

Это приводит на практике к значительным расхождениям полученных данных параметров судна – потери скорости судна на волнении  $\Delta v$ , изменения частоты вращения двигателя  $\Delta n$  по сравнению с экспериментальными величинами. Соответственно, при прогнозировании величины  $\Delta v$  в основном применяют эмпирические зависимости потери скорости от числа Фруда  $F_r$  и высоты волны, полученные по результатам большого числа модельных и натуральных испытаний. Однако, применимость этих зависимостей (формул) также необходимо дополнительно обосновывать к конкретному типу судна – особенно это касается судов "река-море" и приближенных к ним по характеристикам судов. Значительно большую точность может обеспечить применение коэффициентов  $f_{шт}$  – увеличения средней силы сопротивления на тихой воде  $R_0$ , рассчитанное по методике [14] для условий регулярного волнения; при этом обеспечивается лучшее совпадение результатов аналитических расчетов с экспериментальными данными.

*Цель статьи* – обоснование применения коэффициента  $f_{шт}$  для режимов нерегулярного волнения.

Форма изменения коэффициентов  $f_{шт}$  уточняется по результатам некоторого количества натуральных испытаний в приближенно идентичных условиях плавания (район моря, время года, курс) и состояния

судна (осадка, сроки докования), которые вполне осуществимы для фиксированных коротких и фидерных линий.

Например, согласно [1], в режимах доштормового волнения (3 – 4 балла) коэффициент  $f_{\text{шт}} = f(v)$  на коротких (Short Sea Shipping) линиях может принимать значения 1,1 ... 1,2 (рис. 1), что косвенно определяет и степень утяжеления винтовой характеристики в этих условиях. Такая аппроксимация влияния волнения вполне допустима при первичной оценке скорости судна в рейсовом задании, если известным является вероятный спектр волнения в тех районах моря, которые пересекает курс судна. При движении судна на конкретных коротких участках, на которых возможен поиск наиболее выгодного режима работы судового пропульсивного комплекса, требуется более точный учет влияния волнения и особенно его динамики, тем более при нерегулярном его характере.

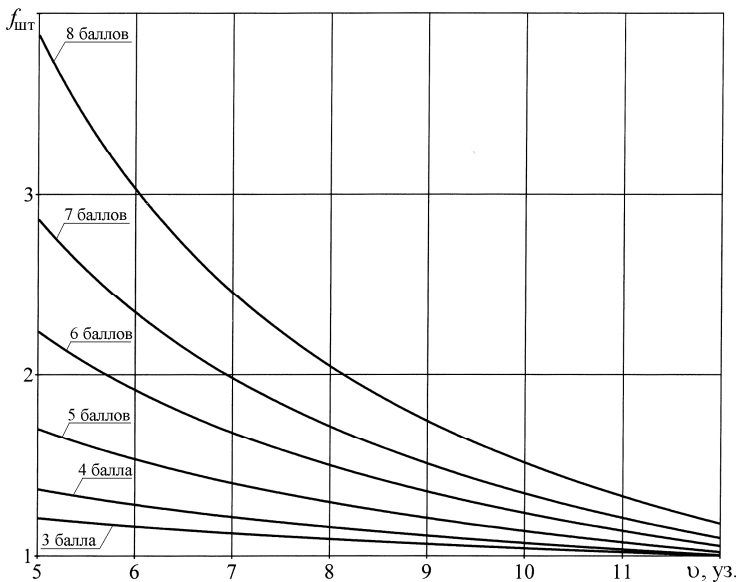


Рис. 1. Зависимости  $f_{\text{шт}} = f(v)$  для волнения различной силы для судна типа "Измаил" [1]

Переход от характеристик ветрового волнения к реакции на него судна представляет достаточно сложную задачу, требующую увязки значительного числа как квазидетерминированных факторов поведения судна, так и стохастических спектров волнения моря. Принципи-

ально, судно и волновая среда рассматриваются как единая механическая система, обладающая определенными передаточными свойствами, причем волновое воздействие характеризуется как "входное", а поведение судна (качка) как "выходной процесс". Причем, в основе подобных исследований положено регулярное волнение на основе прогрессивной волны (рис. 2).

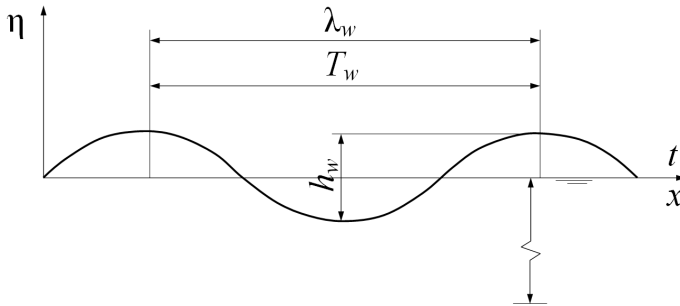


Рис. 2. Схема прогрессивной волны регулярного волнения

Регулярное волнение характеризуется условно стабильными значениями основных параметров прогрессивной волны (рис. 2):  $h_w$  – высота (удвоенная амплитуда);  $\lambda_w$  – длина;  $\omega$  – истинная угловая частота;  $T_w$  – период волны ( $T_w = \lambda_w / \omega$ ); при этом волновая поверхность  $\eta(x, t)$  изменяется по косинусоидальному закону:

$$\eta(x, t) = \frac{h_w}{2} \cos(kx - \omega t),$$

где  $k$  – волновое число  $k = 2\pi / \lambda_w$ .

Волновое число  $k$  показывает число волн, укладываемых в определенном горизонтальном отрезке, причем это число выражается в циклических единицах, т.е. одной волне соответствует  $2\pi$ .

При аналитическом поиске наивыгоднейшего (квазиоптимального) режима движения судового комплекса, прежде всего по критерию минимизации часового расхода топлива на милю пути, в основу положены известные уравнения динамики комплекса в относительных переменных [2] или в приращениях этих переменных [3].

Характер изменения упора  $P$  и момента сопротивления винта  $M_p$  при качке судна оценивается по уравнению геометрического положения оси погруженного винта относительно условного среднего уровня тихой воды, хотя вертикальные перемещения оси винта, строго гово-

ря, представляет собой результат комбинации действия килевой и бортовой качки, а также изменения волновой поверхности за кормой (кормовой волны).

В.Б. Липисом предложена нелинейная функция изменения относительного значения момента сопротивления  $\bar{M}_p$  относительно среднего его значения, равного моменту на тихой воде при регулярной качке [3]:

$$\bar{M}_p = \bar{n}^2 \left[ \bar{K}_2 - \bar{K}_{2a} \sin(\omega_c t + \delta_m) \right],$$

где знак "  $\bar{\quad}$  " означает относительное, а "  $\sim$  " – среднее значение на волнении;  $\bar{n}$  – частота вращения вала;  $\omega_c$  – частота качки судна;  $K_2$  – коэффициент момента ( $K_2 = \bar{K}_2 / K_{2_0}$ ,  $\bar{K}_{2_0} = K_{2a} / \tilde{K}_{2_0}$ );  $\delta_m \approx \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{\bar{h}_0 - 1}{\bar{h}_a}$ ;  $\bar{h}_0$  – относительное погружение на тихой воде;  $\bar{h}_a$  – амплитуда колебаний оси винта, отнесенная к радиусу винта  $D_p / 2$ .

Применимость функции В.Б. Липиса ограничивается условиями: скорость судна постоянна, винт работает в докритической зоне по нагрузке и без атмосферной кавитации.

В реальных условиях это соответствует режиму умеренного регулярного волнения, где изменение входного параметра  $\eta$  (волновой поверхности) происходит строго по синусоидальному закону.

Для принятой (заданной) амплитуды колебаний погружения оси винта  $h_a$  и частоты килевой качки  $\omega_c$  в основном применяют зависимость относительного момента сопротивления  $\bar{M}_p$  от относительной частоты вращения гребного вала  $\bar{\omega}_p = \omega_p / \omega_{p_i}$ , выведенную В.А. Залитисом на базе функции В.Б. Липиса [4]:

$$\bar{M}_p = 2\bar{\omega}_p - \bar{\omega}_p^2 (1 - \gamma_a \sin \omega_c t) - \bar{\omega}_p \gamma_a (2 - m_a) \sin \omega_c t + \gamma_a (1 - m_a) \sin \omega_c t,$$

где величины  $\gamma_a$  и  $m_a$  определяются по соответствующим зависимостям от  $\bar{h}_a$  и от  $\lambda_p$  – относительной поступи винта и производных коэффициента момента  $K_2$ ,

$$m_a = f(\bar{h}_a, C_2^h(\lambda_p), \bar{h}_i),$$

$$\gamma_a = f(K_2, C_2^h(H_p/D_p), \lambda_p),$$

$\bar{h}_i$  – пороговая величина погружения винта;  $H_p/D_p$  – шаговое отношение.

Реальное использование функции В.А. Залитиса возможно только для оценок относительного характера поведения различных показателей судового комплекса и его главного двигателя [5, 6] и требует кроме основных параметров  $h_a$  и  $\omega_c$  наличия значительного числа статистических данных и аппроксимаций типа

$$\frac{\partial K_1}{\partial \lambda_p}, \frac{\partial \bar{K}_1}{\partial \lambda_p}, \frac{\partial h^*}{\partial \lambda_p}, C_2^h(H_p/D_p, \lambda_{p_0}),$$

где  $\bar{K}_1$  – среднее значение коэффициента упора на волнении;  $h^* = \bar{h}_i - \bar{h}_0 + 2$ ;  $C_2^n$  – гидродинамический коэффициент колебаний момента  $M_p$ .

Кроме того, величины погружения  $\bar{h}_i$ ,  $\bar{h}_0$  "привязаны" к условию среднего уровня тихой воды, что также является не корректным из-за того, что поверхность за кормой судна отлична от входной волновой поверхности.

Небеснов В.И. при аппроксимации нагрузки винта на волнении ввел в формулы вычисления коэффициентов упора  $K_1$  и момента  $K_2$  специальные функции возмущения  $C_1(t)$  и  $C_2(t)$  [2]:

$$K_1 = K_{1\bar{f}} \left( a_1 + b_1 \frac{\lambda_p}{\lambda_{1m}} + c_1 \frac{\lambda_p^2}{\lambda_{1m}^2} \right) C_1(t);$$

$$K_2 = K_{2\bar{f}} \left( a_2 + b_2 \frac{\lambda_p}{\lambda_{2m}} + c_2 \frac{\lambda_p^2}{\lambda_{2m}^2} \right) C_2(t),$$

где  $K_{1\bar{f}}$ ,  $K_{2\bar{f}}$  – коэффициенты упора и момента на швартовах;  $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$  – постоянные аппроксимаций зависимостей коэффициентов  $K_1 = K_1(\lambda_p)$  и  $K_2 = K_2(\lambda_p)$ ;  $C_1(t)$  и  $C_2(t)$  – функции возмущения.

Функции возмущения принимаются согласно формулам М.А. Гречина [7]:  $C_1(t) = 1 + 1,2\beta(t)$ ;  $C_2(t) = 1 + \beta(t)$ .

$$\beta(t) = \alpha(t) \frac{1 - \text{sign}\alpha(t)}{2}; \quad \alpha(t) = \frac{\bar{h}_0}{1,2D_p} - \frac{\frac{h_w}{2}}{1,2D_p} \sin \omega_p^h t - 0,5;$$

$\omega_p^h$  – частота колебаний винта в вертикальной плоскости;  $\lambda_{1m}$ ,  $\lambda_{2m}$  – поступи нулевого упора и момента.

Как отмечено в [3], формулы  $C_1(t)$  и  $C_2(t)$  получены на базе экспериментальных данных квазистационарным расчетом при одном

значении числа Фруда  $Fr = 3,0$ .

Если сравнивать оба представленных метода, то нетрудно заметить, что кроме значительных аппроксимаций явных статистических данных, а также их производных, необходимо располагать входными параметрами – величинами  $h_a$  и  $\omega_c$  (или  $\omega_p^h$ ). Определение этих параметров представляет собой отдельную и достаточно сложную задачу динамики корабля.

Соответственно, наибольшая погрешность в прогнозной оценке изменения упора винта и потери скорости при прохождении участков волнения может возникнуть именно на стыке решения этих двух задач.

В условиях нерегулярного волнения значения  $h_a$  и  $\omega_c$  должны быть оценены уточненными методами, кроме того, средние значения коэффициентов  $\tilde{K}_1(\lambda_p)$  и  $\tilde{K}_2(\lambda_p)$ , а также их производных увеличиваются на тем большую величину, чем выше частота и амплитуда качки судна.

Соответственно для нерегулярного волнения при определении этих коэффициентов потребуются еще большая степень аппроксимаций.

Опыт показывает, что погрешности в результатах вычисления обоих методов потери скорости таковы, что на практике достаточно использовать уравнения статики судового комплекса с применением усредненного коэффициента  $f_{шт}$ . С целью уточнения определения этого коэффициента, его необходимо соотносить с видом волнения – регулярным или нерегулярным.

Представим уравнение волновой поверхности  $\eta(t)$  в виде уравнения волнового пакета, состоящего из  $n$ -го количества чисто косинусоидальных (регулярных) волн:

$$\eta(t) = \sum_{i=1}^n A_i \cos(\omega_n t + \varphi_i),$$

где  $A_i$  – амплитуда волны;  $\varphi_i$  – фазовый угол ( $\varphi_i = 0 \div 2\pi$ );  $\omega_n$  – частота волны.

Если для заданного района плавания известен статистический спектр волнения в виде одномерного спектра бесконечного количества подобных волн  $S(\omega)$ , то уравнение волновой поверхности может быть получено [8]:

$$\eta(t) = \int_0^{\infty} S(\omega) \cos \omega t d\omega.$$

В пределах незначительного изменения частоты спектра  $\Delta\omega$

$$\int_0^{\omega+\Delta\omega} S(\omega)d\omega = \sum_{\Delta\omega} \frac{1}{2} A_i^2,$$

т.е. значение величины одномерного спектра регулярного волнения по энергетическому воздействию на судно эквивалентно квадрату высоты волны:

$$S(\omega)d\omega = \sum_i^n \frac{i}{2} h_w^2.$$

Следовательно, при регулярном волнении и известной основной частоте спектра  $\omega$  применение усредняющего коэффициента  $f_{шт}$  будет оправдано, а при переходе к другой частоте его изменение должно соответствовать квадрату высоты новой волны при новом значении  $S(\omega)$ .

Теоретически нерегулярное волнение может быть представлено приближенно в виде суммы некоторого числа гармонических составляющих со своими амплитудами, каждое из которых ведет себя, как регулярное волнение, и центральной волной (рис. 3, а).

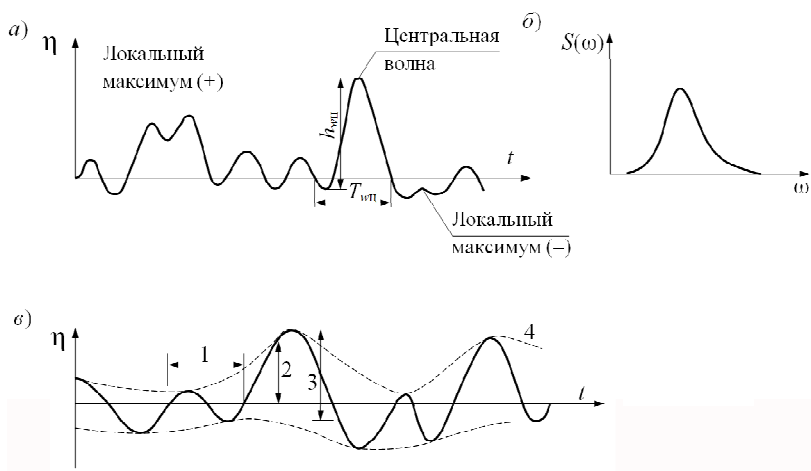


Рис. 3. Схема нерегулярного морского волнения: а – основные параметры; б – одномерный спектр волнения; в – типичная запись волнения; 1 – волновой период; 2 – ордината поверхности; 3 – высота волны; 4 – огибающая

Наиболее полным отображением нерегулярного волнения является также его частотный спектр (рис. 3, б) и его огибающая (рис. 3, в).

Наличие таких характеристик позволяет для режима нерегулярно-

го волнения справедливо принять уже не воздействие простейшей суммы  $n$ -го количества синусоидальных волн, а перейти к уменьшенному по числу волн пакету  $j$ -го количества нерегулярных волн с центральной волной (рис. 4, а).

Понятие пакетного волнения с центральной волной включает в себя характерную длину пакетных волн, число волн в пакете, максимальную высоту волны (центральной), форму огибающей пакета [8 – 12].

Как правило, длина всех волн, входящих в группу, приблизительно одинакова, а число волн в пакете (группе) должно быть в среднем 4 – 10 (рис. 4) и подчиняться усеченному нормальному закону распределения [9].

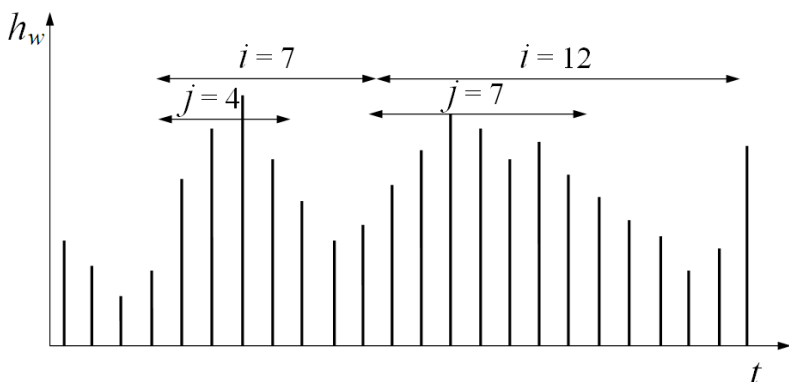


Рис. 4. Схемы волновых пакетов [8]

При числе волн в пакете свыше 12 имеем режим чисто регулярно волнения.

Аппроксимация энергетического воздействия волнового пакета нерегулярного волнения на судно может быть принята в виде уравнения огибающей (рис. 3, в), или некоторой эквивалентной зависимостью по энергетическому воздействию (рис. 5).

В приведенных в [13] данных фигурируют три основные формы изменения поверхности  $\eta$  волнового пакета (рис. 6); при этом нужно отметить, что максимальная высота центральной волны  $h_{\text{вц}}$  определяется как разность между максимальным значением и минимальным (рис. 6, а).

Направление волн определяется как направление от центра волнения (по направлению ветра из центра, где генерируются волны), либо направления, в котором волны распространяются (соответствуют направлению течения), соответственно волны волнового пакета, в зависимости от точки отсчета, могут быть определены как волна с возраст-



танием при переходе через средний уровень (рис. 6, а) и через убывающие значения по росту высоты (рис. 6, б).

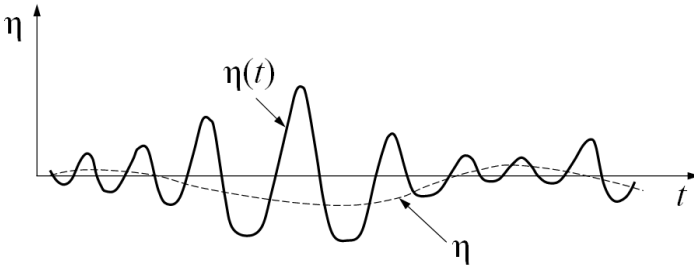


Рис. 5. Схема аппроксимации энергетического действия морского волнения

Согласно [8], нерегулярная волна определяется как совокупность гребня и впадины, непосредственно ему предшествующей, т.е. как гребень и впадина, находящиеся между двумя переходами на среднем уровне через убывающее значение, что значительно затрудняет использование пакетов вида рис. 6 для оценки энергетического его воздействия на судно.

Однако эти сложности могут быть "сглажены" применением спектра или спектральной плотности нерегулярного волнения  $S_{\eta}(\omega)$  [11].

Для оценки максимальной нагрузки судового комплекса на нерегулярном волнении необходимо рассматривать максимальные значения спектральной плотности, в силу чего имеет смысл принять наиболее характерный в энергетическом плане спектр нагрузки, приняв за максимум плотность центральной волны (рис. 7). Тогда для диапазона  $\omega_2 - \omega_1$  можно принять среднее значение центральной волны из спектра  $S_{\eta}(\omega_w)_{cp} \approx 0,85(\omega_2 - \omega_1)$  относительно частоты центральной волны.

При этом высота центральной волны  $h_{wц}$  или  $h_{wcp}$   $h_{w_{ид}} \approx \sqrt{S_{\eta}(\omega)_{ид}}$ .

Поверхность пакета нерегулярных волн описывается соответственно уравнениями не косинусоиды, а трахоиды (волна Герстнера), как условной обтекающей пакета [10, 12]:

$$\eta(x, t) = \frac{1}{2} h_{w_0} (\sin \varphi + k \cos 2\varphi),$$

где  $h_{w_0}$  – высота центральной волны;

$$\varphi = 2\pi \left( \frac{x}{\lambda_w} + \frac{t}{T_w} \right); \quad k = \frac{\pi h_w}{2\lambda_w};$$

$\lambda_w$ ,  $T_w$  – длина и период волны;  $x$  – горизонтальная координата движения;  $t/T_w$  представляет собой характерный интервал изменения нагрузки.

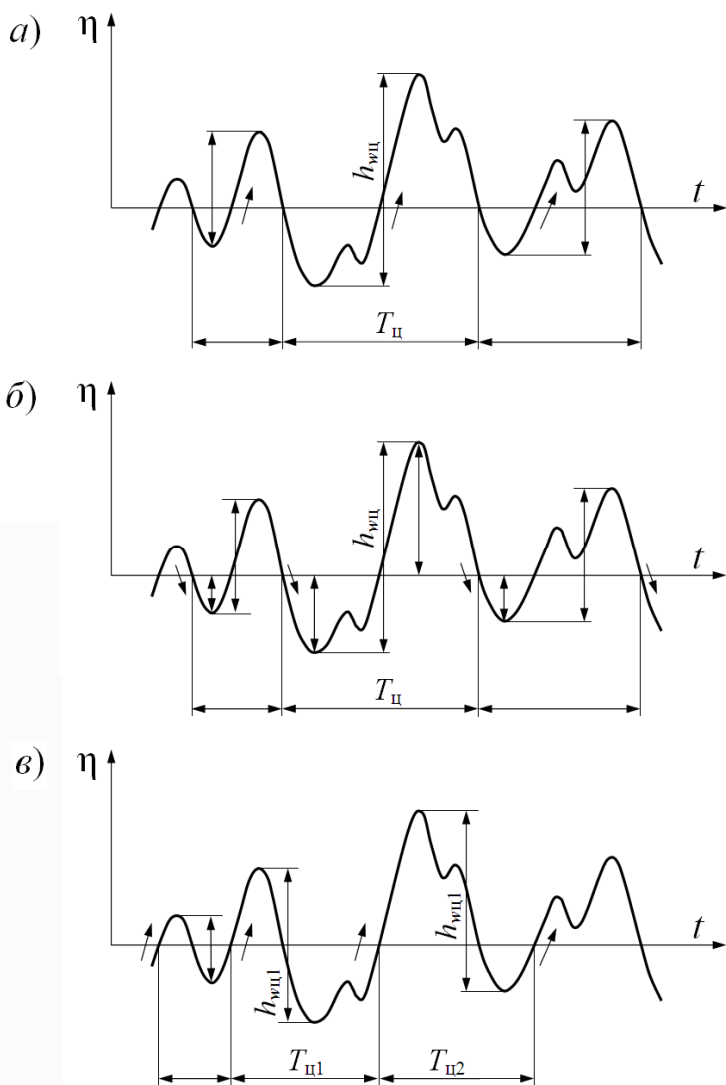


Рис. 6. Характер волн в волновом пакете (4 – 5 волн)

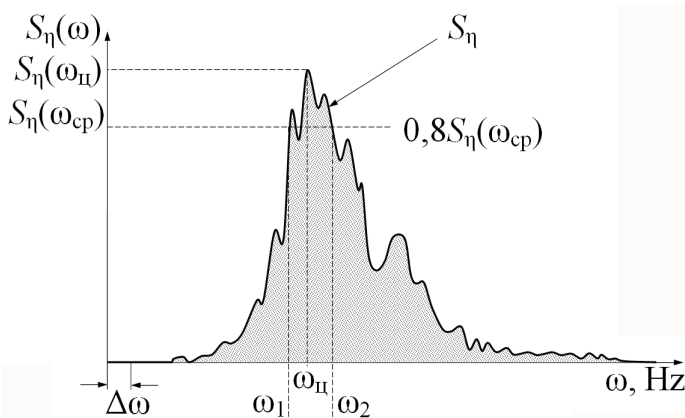


Рис. 7. Спектр волнения на основе типовых пакетов волн нерегулярного волнения:  $\omega_{\text{Ц}}$ ,  $S_{\eta}(\omega_{\text{Ц}})$  – частота и плотность центральной волны;  $\omega_{\text{ср}}$ ,  $S_{\eta}(\omega_{\text{ср}})$  – частота и плотность средней по амплитуде волны из пакета  $\omega_2 - \omega_1$

При этом необходимо принимать, что предшествующее воздействие (т.е. начальные условия при встрече судна с волновым пакетом) не оказывает влияния на выходные координаты, т.е. горизонтальное перемещение судна  $x = x_0 = \text{const}$ .

Дополнительно следует учесть фактор наличия центральной волны, как характерной дополнительной нагрузки.

Представим движение (сопротивление) упругой системы корпуса судна под действием встречного волнового пакета уравнением:

$$m_{\Sigma} \ddot{x} + h_c \dot{x} + c_{\Sigma} x = R_w(\tau), \quad (1)$$

где  $x$  – горизонтальная координата движения;  $m_{\Sigma}$  – масса системы;  $h_c$  – условный коэффициент демпфирования;  $c_{\Sigma}$  – условная жесткость системы;  $\tau$  – интервал действия нагрузки;  $R_w$  – энергетическое воздействие пакета волнения (нагрузка).

Примем допущения: условная "жесткость" системы является линейной; до начала действия нагрузки от центральной волны система подвергнута статической нагрузке  $x_{\text{ст}}$ . Тогда общее решение уравнения (1) представится в виде суммы статической и динамической составляющих:

$$x = x_{\text{ст}} + \frac{1}{m_{\Sigma} \omega_0} \int_0^{\tau} R_w(\tau) \sin \omega_0(\tau - \tau_x) d\tau,$$

где  $\omega_0$  – собственная угловая скорость колебания системы.

Кроме того, переход от чистой косинусоиды к трахоиде с центральной волной (рис. 8) позволит учесть специфическое дополнительное воздействие на пропульсивный комплекс.

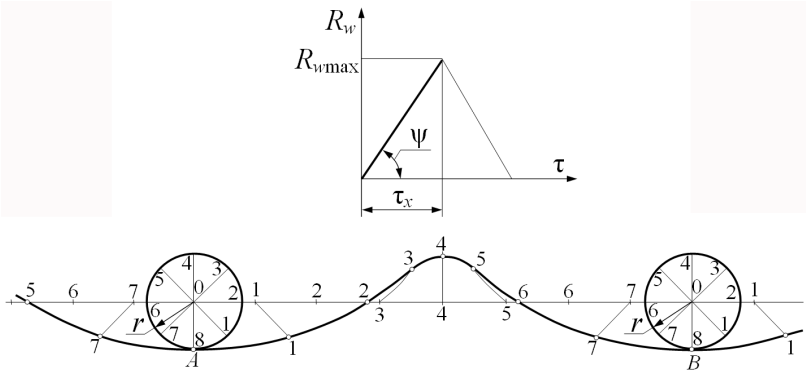


Рис. 8. Трахоидальная аппроксимация воздействия волнового пакета нерегулярного волнения

Коэффициент динамичности системы

$$K_{\text{дц}} = \frac{x}{x_{\text{нн}}}.$$

Изменение основного нагружающего усилия принимаем в виде уравнения ординат сторон равнобедренного треугольника, аппроксимирующего ударное энергетическое воздействие  $R_{w\text{max}}$  центральной волны волнового пакета трахоидальной формы (рис. 8).

Тогда уравнение нагружающих сил:

$$0 \leq \tau \leq \tau_x, \quad R_w = R_{w\text{max}} \frac{\tau_x}{\tau};$$

$$\tau_x < \tau \leq 2\tau_x, \quad R_w = R_{w\text{max}} \frac{2\tau_x - \tau}{\tau_x};$$

$$R_{\text{max}} = \frac{h_w}{2}, \quad \tau > 2\tau_x, \quad R_w = 0.$$

Для  $0 \leq \tau \leq \tau_x$  дифференциальное уравнение движения запишется в виде:

$$m_{\Sigma} \ddot{x} + c_{\Sigma} \dot{x} = R_{w\text{max}} \frac{\tau_x}{\tau},$$

откуда

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = \frac{R_{w\max}}{m_\Sigma} \frac{\tau_x}{\tau}.$$

Общее решение уравнения

$$x_1 = A_1 \sin \omega_0 \tau + A_2 \cos \omega_0 \tau + \frac{R_{w\max}}{m_\Sigma \omega_0^2} \frac{\tau_x}{\tau}.$$

Заменяя

$$x_{\text{нн}} = \frac{R_{w\max}}{m_\Sigma \omega_0^2},$$

получим

$$x_1 = A_1 \sin \omega_0 \tau + A_2 \cos \omega_0 \tau + x_{\text{нн}} \frac{\tau_x}{\tau}.$$

При  $\tau = 0$  решение уравнения примет вид

$$x_1 = \frac{x_{\text{нн}}}{\tau_x} \left( \tau - \frac{\sin \omega_0 \tau}{\omega_0} \right).$$

При  $\tau = \tau_x$

$$x_{\tau_x} = x_{\text{нн}} \left( 1 - \frac{\sin \omega_0 \tau_x}{\omega_0 \tau_x} \right).$$

Дифференцируя выражение, получим

$$x_{\tau_x} = \frac{x_{\text{нн}}}{\tau_x} (1 - \cos \omega_0 \tau_x).$$

Из последнего выражения видно, что при  $\tau = \tau_x$ ,  $x_{\tau_x} = 0$ , т.е. к моменту прекращения нарастания силы, масса обладает запасом кинетической энергии, который будет израсходован на дополнительное колебание (сопротивление) системы. Следовательно, наибольшую деформацию (сопротивление) система будет получать при  $\tau > \tau_x$ . В силу этого, дальнейшее нагружение системы не рассматриваем.

Коэффициент динамичности

$$K_{\text{äci}} \approx 1 - \frac{\sin \omega_0 \tau_x}{\omega_0 \tau_x}.$$

Заменим угловую частоту ее периодом  $T_0$  из выражения

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0},$$

где  $T_0$  – постоянная демпфирования (осцилляторное время) судна.

Тогда

$$K_{\text{дси}} \approx 1 - \frac{T_0}{2\pi\tau_x} \sin \frac{2\pi\tau_x}{T_0}.$$

Изменение  $K_{\text{дси}}$  таким образом будет зависеть от отношения времени нарастания максимума центральной волны пакета к постоянной демпфирования судна как упругой системы (в различных случаях загрузки теплохода типа "Измаил" значения  $T_0$  составляют 8,3 и 13,6 с).

Соответственно, коэффициент динамичности воздействия нерегулярного волнения изменяется в пределах (для судов типа "Измаил") 1,26 – 1,15. Эта величина должна быть учтена в значениях коэффициента  $f_{\text{шт}}$  как динамическая добавка, что позволяет более точно прогнозировать потерю средней скорости на участке с заранее известным спектром волнения.

Особенно это имеет значение для коротких и фидерных линий с использованием судов идентичных классов, где возможен реальный поиск оптимизированных (наивыгоднейших) режимов движения.

#### *Выводы.*

1. Для оценки параметров ходкости судна в условиях волнения допустимо применение коэффициента  $f_{\text{шт}}$  усиления средней силы сопротивления, вычисленной для условий на тихой воде.
2. В условиях нерегулярного волнения следует применять уравнение трахоиды как волнового пакета с центральной волной с максимальным значением спектральной плотности центральной волны.
3. Динамическое воздействие пакетного волнения с центральной волной оценивается применением коэффициента динамичности нагрузки на корпус судна, на величину которого должно быть увеличено значение коэффициента  $f_{\text{шт}}$ .
4. Применение методики пакетного волнения и коэффициента динамичности к  $f_{\text{шт}}$  особенно важно для прогнозирования режимов движения судов на коротких и фидерных линиях, а также судов класса "река-море".

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Суворов П.С., Тарасенко Т.В., Домбровский В.А. Ходкость судов "река-море" на морском сегменте Большого европейского кольца // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн. сб. – 2008. – Вып. 13. – Одесса: ОНМА. – С. 78 - 87.
2. Небеснов В.И. Оптимальные режимы работы судовых комплексов. – М.: Транспорт, 1974. – 200 с.
3. Липис В.Б. Гидродинамика гребного винта при качке судна. – Л.: Судостроение, 1975. – 264 с.
4. Залитис В.А. Исследование процессов регулирования нагрузки

пропульсивного комплекса дизель-ВРШ в условиях волнения // Труды ЦНИИМФ. – 1980. – Вып. 259. – Л.: ЦНИИМФ. – С. 65 - 75.

5. Самсонов Л.А., Шегалов И.Л. Методика оценки автоматической диагностики усталостной долговечности ДВС с использованием имитационного моделирования // Двигателестроение. – 1982. – № 7 – С. 38 - 40.

6. Горб С.И. Рекомендации по настройке всережимно–предельного регулятора судового дизеля на волнении // Двигателестроение. – 1982. – № 7. – С. 32 – 34.

7. Гречин М.А. О совместной работе гребного винта и двигателя в условиях волнения и килевой качки (оценка потери скорости судна) // Труды ЦНИИМФ. – 1961. – Вып. 35. – Л.: ЦНИИМФ. – С. 63 - 73.

8. Меоте Бернар. Введение в гидродинамику и теорию волн на воде. – Л.: Гидрометеиздат, 1974. – 367 с.

9. Matte Jan. Correct modeling of the state in a wave flume. – 1995. – Bulletin № 86. – P. 40 – 54.

10. Луговский В.В. Динамика моря. – Л.: Судостроение, 1976. – 200 с.

11. Ньюмен Дж. Морская гидродинамика. Пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1985. – 368 с.

12. Слободян С.О. Исследование влияния нелинейных факторов на нагрузки судов на экстремальном волнении: дисс. канд. техн. наук. 05.08.03. – Николаев: УГМТУ, 1998. – 126 с.

13. Parameters des etats de mer. A.I.P.C.N. (Association Internationale Permanente des Congres de Navigation). – 1986. – Bulletin № 52. – 25 p.

14. Суворов П.С., Тарасенко Т.В. Прогнозирование влияния нерегулярного волнения на ходкость одновинтового судна // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн. сб. – 2005. – Вып. 10. – Одесса: ОНМА. – С. 76 - 92.