

А.С. КОКИН

РАСЧЕТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВЯЗЕЙ КОРПУСА СУДА,

СУДА НА ПОДСОСЕДИ КРЫШЕ

**Учебное пособие по курсовому
и дипломному проектированию**

У 5558

БИБ. ПОТЕНА
Деп. Космопроектинформ.
М.С. 4718

В настоящее время особое значение приобретает особенность расчета прочности судов на подводных крыльях (СНК). Она проявляется как руководство для выполнения курсового проекта для студентов Института кораблестроительного института по разделу курса строительной механики работы - "Прочность судов с подводными крыльями" и может быть также использована при дипломном проектировании СНК.

При выполнении пособия были использованы следующие теоретические и экспериментальные исследования, а также Вязетель докладов и заметок и работы классификации и постройки мировых судов, в 4, часть КИ "Конструкция и прочность судов на подводных крыльях", 1973 г.

ЛЕНИН

Александр Иванович

РАСЧЕТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИЛЫ КОРИСА СУДА,

СУДА НА ПОДВОДНЫХ КРЫЛЬЯХ

Учебное пособие по курсовому
и дипломному проектированию

© Изд. СНК.
1978

Ответ. редактор канд. техн. наук, доц. В.М.Курвалл
Ист. редактор А.Н.Давыдова

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее методическое пособие дана общая схема расчета прочности судов на подводных крыльях (СНК). Выполнение при курсовом и дипломном проектировании расчеты прочности СНК состоят из расчета:

- 1). общей прочности;
- 2). местной прочности;
- 3). прочности крайних устройств (КУ).

Эти расчеты должны показать, что при действии расчетных нагрузок на подводные крыльях и килевальные выпрямки в связи не превосходят допустимых значений при заданной форме конструкции.

В пособии указаны пределы в настоящее время норм допустимых напряжений.

Приведенные ниже расчетные зависимости относятся лишь к СНК в двух случаях малонагруженным крыльям и имеют следующие основные характеристики:

$$10 < \frac{L}{D} < 20, \quad \frac{L}{S} > 4, \quad F_{кр} = \frac{V}{\sqrt{gV^2}} < 4; \quad \frac{V}{L^2/S} > 3 \cdot 10^{-3}$$

- где L - длина судна между перпендикуляром, м;
 S - ширина судна, м;
 D - высота борта, м;
 V - скорость движения судна на чистой воде, м/с;
 V - объемное водозаполнение судна, м³;
 g - ускорение силы тяжести, м/с²;
 V - момент инерции площади поперечного сечения на миделе относительно нейтральной оси, м²·м².

РАСЧЕТ ОНЕЙ ПРОЧНОСТИ

Общая продольная прочность проверяется на действие максимальных значений усалов, возникающих при эксплуатации судна в наиболее неблагоприятных режимах.

Для судов на подводных крыльях рассматриваются следующие режимы:

- ход судна в водозащитном режиме и выход на крылья в угловых расчетного волнении при скорости $U < U_{\text{зщ,р}}$ (здесь U - расчетная скорость на такой воде; $U_{\text{зщ,р}}$ - скорость выхода судна на косое крыло);
- ход судна на крыльях на расчетном волнении при скорости

$$U > U_{\text{зщ,р}}$$

За расчетное принимается волнение с высотой волны 35-ной обеспеченности (% ЗП).

При движении судна в водозащитном режиме высота волны 35-ной обеспеченности равна

$$A_{35} \leq 3,5 \text{ м}$$

при движении судна на крыльях

$$A_{35} \leq 2,0 \text{ м}$$

§1. Определение расчетных изгибающих моментов в переувеличенной силе при плавании ОН в водозащитном режиме

При плавании в водозащитном режиме наибольшие значения изгибающих моментов в переувеличенной силе возникают при ударе корпуса с низкочастотной поверхностью. При этом необходимо рассмотреть следующие случаи:

- удар носовой оконечности с волну, вызывающей прогиб корпуса;
- удар средней части корпуса с волну, вызывающей перегиб корпуса.

Как в случае прогиба судна, так и в случае переггиба усалами, действующими на подводные крылья, пренебрегают.

Величина усалей взаимодействия корпуса судна и волны в рассматриваемых случаях зависит от многих факторов. Основными из них являются: килевая и вертикальная кривая, скорость хода судна, затеклость волнения и т.д.

Если проводится приближенные зависимости, определяющие эти усалы, при получении которых были использованы результаты натурных измерений ОН в выходящих теоретических исследованиях.

Приближенный способ определения усалей усалей основан на данных по перегрузкам.

При перегрузке λ возможны отклонение вертикального ускорения в сечении судна, вызванного действием усалей при ударе, и ускорение силы тяжести.

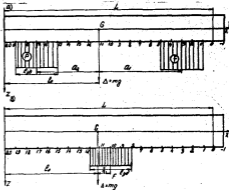


Рис.1. Схемы приложения усалей при плавании в водозащитном режиме

Определение перегрузок, возникающих при ударе, вызываемом прогиб корпуса судна

В этом случае приближенно принимаем, что внешние усилия параллельны и корпусу судна ит, как показано на рис.1, а; корпус судна считается абсолютно жестким.

Действующее на корпус количество усилий F вызывает в нижней точке центра реактансов усилие P . На основании экспериментальных данных и опыта эксплуатации ССК принимаем, что

$$P = \frac{F}{2}.$$

Принимается также, что усилие P и F параллельны на Π -м и Σ -м теоретических контурах и равномерно распределены на длине $\ell_{\Sigma} = 4\ell_0$.

На дифференциальных уравнений движения корпуса, как абсолютно твердого тела (см. рис.1, а)

$$\frac{d}{dt} \ddot{z} = a - (P + F) = a - 1,5F,$$

$$\frac{d}{dt} \rho_{\Sigma}^2 \ddot{\psi} = \Gamma_{\Sigma} - R_{\Sigma} = F(4,625\ell_0 - 4,5\ell_0)$$

следует, что ускорение \ddot{z} и перегрузки n_z в каждом сечении корпуса будут равны

$$\ddot{z} = \ddot{z}_0 - (a - \ell_0) \ddot{\psi} = g \left[1 - \frac{F}{a} \left[4,5 + \frac{x - \ell_0}{\rho^2} (4,625\ell_0 - 4,5\ell_0) \right] \right],$$

$$n_z = 1 - \frac{\ddot{z}}{g} = \frac{F}{a} \left[4,5 + \frac{x - \ell_0}{\rho^2} (4,625\ell_0 - 4,5\ell_0) \right];$$

где

- a — весовое водозаменяние судна;
 - ρ_{Σ}^2 — радиус инерции массы судна относительно поперечной осн, проведенной через его центр тяжести;
 - \ddot{z}_0 — ускорение в центре тяжести судна;
 - $\ddot{\psi}$ — угловое (вращательное) ускорение корпуса.
- Положив в последние выражения $x = \ell_0$, получим перегрузку

ку в центре тяжести судна при прогибе

$$n_z^{np} = 1,5 \frac{F}{a}.$$

Определение перегрузок, возникающих при ударе, вызываемом перегиб корпуса судна

Стемя параллельны внешним усилиям в этом случае принимаются таковы, как показана на рис.1, б. Предполагается, что центр удара совпадает с малым катетом прямоугольного корпуса, усилие равномерно распределено по длине $\ell_{\Sigma} = 4\ell_0$.

Расчитывая корпус как абсолютно твердое тело, нетрудно получить выражения для ускорения в его любой сечении и величины перегрузки в центре тяжести:

$$\ddot{z} = g - \frac{gF}{a} \left[1 - \frac{x - \ell_0}{3\ell_0^2} \left(\frac{4}{3} - \ell_0 \right) \right], \quad n_z^{np} = \frac{F}{a}.$$

Используя зависимость, определяющую расчетный изгибающий момент (момент на малом) при действии усилия $F = 1$, найденную для характерного ССК, можно получить следующие соотношения между величиной перегрузки и расчетным изгибающим моментом:

при прогибе корпуса

$$M_{\rho}^{np} = - \frac{d\ell_0}{1a} n_z^{np}; \quad (1.1)$$

при перегибе корпуса

$$M_{\rho}^{np} = \frac{d\ell_0}{1a} n_z^{np}. \quad (1.2)$$

Подставив в формулы (1.1), (1.2) коэффициенты n_z , на основании экспериментальных данных, можно считать зависимость от числа Фруда и кателоватности явными. Значения этих коэффициентов могут быть найдены по кривым рис.2 и 3.

Что касается расчетных величин перерезывающих сил, действующих в сечении корпуса, то их приближенные значения могут быть вычислены по формулам:

при крене

$$Q_p^{кр} = \frac{4 \cdot 10^{-4} \cdot \gamma_{кр}}{L} ; \quad (1.3)$$

при перегрузе

$$Q_p^{пр} = \frac{4 \cdot 10^{-4} \cdot \gamma_{пр}}{L} . \quad (1.4)$$



Рис.2. Крайние значения коэффициента перегрузки при крене

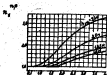


Рис.3. Крайние значения коэффициента перегрузки при крене

Для определения значений изгибающих моментов в переувеличенной силе в различных сечениях по длине судна можно пользоваться крайним рис.4.

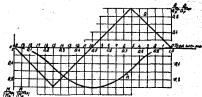


Рис.4. Крайние значения изгибающих моментов и переувеличенной сил по длине судна

§ 2. Определение перегрузки, изгибающих моментов и переувеличенной сил в реальных условиях судна на крене

При движении ЦК в волнении в крайнем режиме на корпус судна будут действовать усилки, возникающие вследствие обтекания потоком воды носовых моментов крыльчатки устройства (КУ) и возникающие обвал килей судна.

При расчете общей прочности эти усилки считаются сосредоточенными и приложенными в сечениях установки крыльчатых устройств.

Возможны удары корпус судна о воду и в этом случае не учитываются, поскольку давление ЦК достаточно большой.

Используем следующие обозначения:

P_n , $P_{кр}$ - разводящие гидродинамические силы, возникающие на носовом и кормовом крыльчатых устройствах;

$L_{кр}$ = $Z_n - Z_c$ - расстояние между крыльчатками;

Z_n , Z_c - отстояния носового и кормового крыльев от кормового перпендикуляра.

Тогда на систему дифференциальных уравнений движения судна (рис.5)

$$\frac{d}{dt} \ddot{z}_d = -\Delta + \rho_n + \rho_n,$$

$$\frac{d}{dt} \rho_n \ddot{\psi} = \rho_n (z_n - \xi_n) - \rho_n (\xi_n - z_n)$$

можно найти

$$\rho_n = \rho_{n,cr} \left[1 + \frac{1}{\beta} \left(\ddot{z}_d + \frac{\rho_n}{\xi_n} \ddot{\psi} \right) \right], \quad (2.1)$$

$$\rho_n = \rho_{n,cr} \left[1 + \frac{1}{\beta} \left(\ddot{z}_d - \frac{\rho_n}{z_n - \xi_n} \ddot{\psi} \right) \right], \quad (2.2)$$

$$\text{где } \rho_{n,cr} = \frac{\delta}{1 + \frac{z_n - \xi_n}{\xi_n - z_n}} \quad \rho_{n,cr} = \frac{\delta}{1 + \frac{\xi_n - z_n}{z_n - \xi_n}} \quad (2.3)$$

стандартные подвески олен, расположенные на поворотах крыльев при ходе на такой воде.



Рис.5. Схема расположения узлов при плавании по крыльям

Формулы (2.1) и (2.2) дают возможность вычислять величину ускорения при известных параметрах килевой и вертикальной качки.

Кривые

$$z_d = a_{u,r} \cos \theta t,$$

$$\psi = \psi_0 + \psi_{max} \cos(\theta t - \beta)$$

и подставляем значения соответствующих производных в формулы (2.1) и (2.2), можно получить

$$\left. \begin{aligned} \rho_n &= \rho_{n,cr} \left[1 - \frac{\theta^2}{\beta} \xi_n \sin(\theta t + \xi_n) \right], \\ \rho_n &= \rho_{n,cr} \left[1 - \frac{\theta^2}{\beta} \xi_n \sin(\theta t + \xi_n) \right]; \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

здесь введены обозначения:

t - время;

$a_{u,r}$ - амплитуда вертикальной качки;

ψ_0 - начальный угол дифферента;

ψ_{max} - амплитуда килевой качки;

β - фазовый угол сдвига между вертикальной и килевой качкой;

$\theta = \frac{2\pi n}{T}$ - текущая частота волн;

$u = c \frac{d\psi}{dt}$ - относительная скорость судна;

$c = \frac{1}{\beta} \frac{d\psi}{dt}$ - горизонтальная скорость волны, м/с;

$\xi_n = \frac{1}{2} (\lambda_n + \lambda_n^2)$ - длина волны, м;

$\xi_n = \frac{1}{2} (\lambda_n + \lambda_n^2)$ - высота волны 2 n -ой обеснечиваемости;

$$\rho_1 = \left[a_{u,r}^2 + \rho_{n,cr}^2 \frac{\xi_n^2 \psi_{max}^2}{\xi_n - z_n} \cos^2 \beta + \left(\frac{\xi_n \psi_{max}}{\xi_n - z_n} \right)^2 \right]^{1/2};$$

$$\rho_2 = \left[a_{u,r}^2 - \rho_{n,cr}^2 \frac{\xi_n^2 \psi_{max}^2}{z_n - \xi_n} \cos^2 \beta + \left(\frac{\xi_n \psi_{max}}{z_n - \xi_n} \right)^2 \right]^{1/2};$$

$$\sin \xi_n = \frac{1}{\xi_n} \left[a_{u,r} + \frac{\xi_n^2 \psi_{max}}{\xi_n - z_n} \cos \beta \right];$$

$$\sin \epsilon_2 = \frac{1}{R_2} \left[a_{н.г} - \frac{F_2^2 V_{max}}{Q_2 - Q_n} \cos \beta \right];$$

$$\cos \epsilon_2 = \frac{1}{R_2} \frac{F_2^2 V_{max}}{Q_2 - Q_n} \sin \beta;$$

$$\cos \epsilon_2 = \frac{1}{R_2} \frac{F_2^2 V_{max}}{Q_2 - Q_n} \sin \beta.$$

Из формул (2.4) следует, что наибольшее значение ускорения равно

$$P_x = P_{н.г.г} \left(1 + \frac{\sigma}{\beta} Q_1 \max \right);$$

$$P_n = P_{н.г.г} \left(1 + \frac{\sigma}{\beta} Q_2 \max \right);$$

где $Q_1 \max = a_{н.г} + \frac{F_1^2 V_{max}}{Q_1 - Q_n}$; $Q_2 \max = a_{н.г} - \frac{F_2^2 V_{max}}{Q_2 - Q_n}$.

Используя предположение взаимосвязи для амплитуд качки и погугливания киле кренящего, можно вычислить ускорение a в центре тяжести судна для режима для волн:

$$a = \frac{2.2 k_g \omega \sigma_g}{\lambda_g^2} \left[1 + \frac{\sigma}{\lambda_g} (k_x + k_n) \right]$$

или, приняв во внимание, что

$$\omega = \sigma_g + \sigma, \quad \sigma_g = 4.25 \sqrt{\lambda_g} \frac{H}{\sigma \sigma c},$$

получим

$$a \approx 2.13 \frac{2.2 k_g}{\lambda_g} \left(1 + \frac{4.25 \sigma}{\sqrt{\lambda_g}} \right) \left[1 + \frac{\sigma}{\lambda_g} (k_x + k_n) \right].$$

Поскольку наибольшее значение ускорения будет при $\lambda_g = \lambda_{н.г.г}$, то перегрузка в центре тяжести P_x опреде-

ляется формулой

$$P_x = 1 + \frac{a}{g} = 1 + \frac{2.2 k_g}{\lambda_{н.г.г}} \left(1 + \frac{4.25 \sigma}{\sqrt{\lambda_{н.г.г}}} \right) \left[1 + \frac{\sigma}{\lambda_{н.г.г}} (k_x + k_n) \right], \quad (2.5)$$

где k_x, k_n - перегрузки носового и кормового кренящих;
 σ - скорость ветра, м/с;
 $\lambda_{н.г.г}$ - расстояние между крайними устройствами, м.

Величина подъемной силы, возникающей на крайнем устройстве при движении СУК на толкалке, может быть вычислена по формулам

$$P_x = P_{н.г.г} \eta_x + P_n = P_{н.г.г} \eta_n. \quad (2.6)$$

Величина расчетных изгибающих моментов в перерезывающих сечениях, действующих в произвольном сечении судна, также могут быть определены с помощью коэффициента перегрузки P_x по формулам

$$M_x = P_x Q_{x,g}, \quad (2.7)$$

$$M_n = P_x M_{н.г.г}, \quad (2.8)$$

где $Q_{x,g} = \int_{-x}^x m(x) g dx - \left| \frac{P_{н.г.г}}{Q_n} \right| \left| \frac{P_{н.г.г}}{Q_x} \right|$; (2.9)

$$M_{н.г.г} = \int_{-x}^x \int_{-x}^x m(x) g (dx)^2 - \left| \frac{P_{н.г.г}}{Q_n} (x - x_n) \right| \left| \frac{P_{н.г.г}}{Q_x} (x - x_x) \right| - (2.10)$$

перерезывающие силы и изгибающие моменты в произвольном сечении судна при движении на толкалке;

$m(x)$ - интенсивность распределения массы судна по длине.

§ 3. Проверка общей продольной прочности

Проверка общей продольной прочности должна производиться при помощи водозащитной судна не менее чем в трех сечениях по длине: одно сечение, где действует наибольшая изгибающая момент; остальные в сечениях, где имеются резкие изменения сечения носового кормовых продольных связей, в районах больших изгибов.

Нормальные напряжения от собственного веса в крайних торцах

тов в перерезывающих сил, а также нормальных и касательных напряжений в корпусе судна, наиболее сечение которого показано на рис. 6

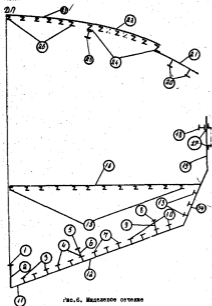


рис. 6. Наиболее опасное сечение

Для рассматриваемого судна известны следующие исходные данные:

высота волнения $\Delta = 56,2$ м;

длина между перпендикулярами $L_0 = 30$ м;

длина габаритов $L_2 = 33,0$ м;

отстояние ИТ от кормового перпендикуляра $L_{IT} = 13,3$ м;

отстояние носового КУ от кормового перпендикуляра $L_{KN} = 23,9$ м;

отстояние кормового КУ от кормового перпендикуляра $L_{KC} = 2,53$ м;

расстояние между КУ $L_{KC-N} = 21,37$ м;

погружение носового КУ при движении судна на киле на такой воде $A_{KN} = 1,62$ м;

погружение кормового КУ при движении судна на киле на такой воде $A_{KC} = 0,50$ м;

расчетная высота волны при движении в водозащитном режиме $A_{3/2} = A_{3/2} = 3,5$ м;

расчетная высота волны при ходе на киле $A_{3/2} = A_{3/2} = 2,0$ м;

скорость выхода на носовое крыло $U_{p,KN} = 10$ м/с;

скорость хода в условиях волнения $U = 15,5$ м/с;

распределение веса по длине судна (по теоретическим значениям; табл. I).

Таблица I

Теоретическое отсечение	Вес m_j , т	$\frac{P}{m_j}$, кг/т	Теоретическое значение поперечного сечения σ_j , см ²	σ_j , см ²	Среднее значение σ_j , см ²	$\frac{P}{\sigma_j}$, кг/см ²	$\frac{P}{\sigma_j}$, кг/см ²	$\frac{P}{\sigma_j}$, кг/см ²
-2-1	0,14	-	-2	0	0	0	0	0
-1-0	0,61	-	-1	0,24	0,24	0,1	0,39	0,24
0-1	1,35	-	0	0,76	1,03	0,76	1,81	1,83
1-2	1,44	-	1	1,9	3,68	2,76	4,57	6,66
2-3	1,59	-	2	3,34	6,92	6,7	8,03	10,2
3-4	1,6	-12,3	3	4,93	17,19	12,9	11,86	31,1
4-5	5,44	-16,1	4	6,57	17,63	13,3	-11,0	32,0
5-6	2,45	-	5	-25,23	-9,17	-1,83	-36,7	-3,94
6-7	1,81	-	6	-12,71	30,14	-22,6	-30,8	-64,3

Продолжение табл. 1

Теоретическое отсечение	Водоизмещение m_0 , т	$R_{\text{в.от.}}$, тс	Теоретическая длина шпангоута	$z_{\text{ш.г.}}$, тс	Поперечное сечение z	$z \cdot 0,75 \cdot \pi \cdot d$, тс	Q_p , тс	$M_{\text{в.от.}}$, тс·м	$M_{\text{ш.г.}}$, тс·м
7-8	1,84	-	7	-10,97	-53,93	-40,5	-26,5	97,7	
8-9	1,84	-	8	-9,19	-74,03	-55,8	-22,0	-134,0	
9-10	1,78	-	9	-7,29	-90,45	-60,76	-17,5	-147,0	
10-11	1,45	-	10	-5,51	-103,25	-77,3	-13,4	-156,0	
11-12	1,96	-	11	-4,06	-112,82	-84,5	-9,8	-203,0	
12-13	5,67	-	12	-2,11	-119,99	-89,3	-5,06	-216,0	
13-14	4,74	-	13	3,56	-127,54	-88,2	0,07	-212,0	
14-15	2,74	-	14	8,3	-106,66	-79,5	20,0	-189,0	
15-16	1,6	-	15	11,04	-86,34	-64,7	26,6	-156,0	
16-17	2,3	-	16	12,64	-62,66	-47,0	30,5	-113,0	
17-18	2,6	-5,2	17	14,14	-35,08	-26,8	36,2	-64,8	
18-19	5,23	-22,6	18	12,34	-7,8	-6,85	29,7	-15,5	
19-20	5,03	-	19	-5,03	4,64	3,4	-12,1	8,2	
			20	0	-0,49	0	0	-	

1. Определение расчетных изгибающих моментов и перерезывающих сил в водонапорном отсеке

Расчетные значения изгибающих моментов равны

$$M_p^{\text{в.от.}} = \frac{\Delta L}{2L} \cdot n_2 \cdot M_{\text{ш.г.}}^{\text{в.от.}} \quad [\text{см. (1.1)}];$$

$$M_p^{\text{ш.г.}} = \frac{\Delta L}{2L} \cdot n_1 \cdot M_{\text{ш.г.}}^{\text{в.от.}} \quad [\text{см. (1.2)}].$$

Для определения коэффициентов $n_1^{\text{в.от.}}$ и $n_2^{\text{в.от.}}$ используем формулы (2.3) и (3).

Вычисляем

$$F_{\text{ш.г.}} = \frac{V_{\text{ш.г.}} \cdot \rho}{\sqrt{g} \cdot \sqrt{H}} = \frac{20}{[\frac{0,75 \cdot \pi \cdot d \cdot L}{3600 \cdot 9,81}]^2} = 1,66.$$

По кривым рис. 2 и 3 для $M_{\text{ш.г.}}^{\text{в.от.}} = 3,51$; $F_{\text{ш.г.}} = 1,62$ находим $n_1^{\text{в.от.}} = 1,6$; $n_2^{\text{в.от.}} = 1,1$.

Следовательно, расчетные значения изгибающих моментов равны

$$M_p^{\text{в.от.}} = \frac{26,6 \cdot 30}{2} \cdot 1,66 = 660 \text{ тс·м},$$

$$M_p^{\text{ш.г.}} = \frac{26,6 \cdot 30}{2} \cdot 1,1 = 435 \text{ тс·м}. \quad (4.1)$$

Определяем значения перерезывающих сил [см. (1.3)]

$$\left. \begin{aligned} Q_p^{\text{в.от.}} &= \frac{4 \cdot 1,7 \cdot 30}{2} = \frac{4 \cdot 228}{2} = 30,4 \text{ тс}, \\ Q_p^{\text{ш.г.}} &= \frac{4 \cdot 1,1 \cdot 30}{2} = \frac{4 \cdot 165}{2} = 20,7. \end{aligned} \right\} (4.2)$$

Как следует из рис. 4, наибольший изгибающий момент при нахождении в перегибе судна действует в водонапорном отсеке, а перерезывающие силы — в отсеках, смежных с 5-м и 15-м теоретическими шпангоутами.

2. Определение расчетных изгибающих моментов и перерезывающих сил при движении судна на киле

Изгибающие моменты и перерезывающие силы определяются по формулам (2.7) и (2.8):

$$M_p^{\text{в.от.}} = \pi_2 \cdot M_{\text{ш.г.}}^{\text{в.от.}}, \quad Q_p^{\text{в.от.}} = \pi_2 \cdot M_{\text{ш.г.}}^{\text{в.от.}},$$

где $Q_{\text{ш.г.}}^{\text{в.от.}} = \int_{z_{\text{ш.г.}}}^z m(x) g dx - [P_{\text{в.от.}}]_{z_{\text{ш.г.}}} - [P_{\text{ш.г.}}]_{z_{\text{ш.г.}}}$ — перерезывающая сила при ходе судна на киле в такой воде [см. (2.9)];

$M_{\text{ш.г.}}^{\text{в.от.}} = \int_{z_{\text{ш.г.}}}^z m(x) g dx \cdot z - [P_{\text{в.от.}}(z - z_{\text{ш.г.}})] - [P_{\text{ш.г.}}(z - z_{\text{ш.г.}})]$ — изгибающий момент при ходе судна на киле в такой воде [см. (2.10)].

Распределение веса по длине судна, а также вычисление перерезывающих сил и изгибающих моментов на такой воде и их расчетные значения приведены в табл. 1. При этом предварительно вычисляем:

$$P_{\text{в.от.}} = \frac{d}{z_{\text{ш.г.}} - z_{\text{ш.г.}}} = \frac{500}{13,3 - 2,1} = 224 \text{ тс},$$

$$P_{\text{ш.г.}} = d - P_{\text{в.от.}} = 500 - 224 = 276 \text{ тс};$$

$$\pi_2 = 1 + \frac{2 \cdot 2,1}{z_{\text{ш.г.}}} \left(1 + \frac{20,7}{\sqrt{g \cdot H}} \right) \left[1 + \frac{\pi}{2 \cdot \pi_1} (z_{\text{ш.г.}} + z_{\text{ш.г.}}) \right] =$$

$$= 1 + \frac{2 \cdot 3,14}{21,47} \left(1 + \frac{48 \cdot 15,5}{\sqrt{61,37}} \right) \left[1 + \frac{3,14}{21,37} (268 \cdot 0,5) \right] = 2,241. \quad [\text{см. (2.5)}]$$

В табл. I сосредоточенные усилия на основании в кормовом КУ $P_{к.ст} = 28,4$, $P_{к.ст} = 27,8$ то заменили распределенной нагрузкой, действующей в соответствующих теоретических шпалках. Величина нагрузки в каждой шпалке определена так, что равнодействующая этих нагрузок отстоит от нормального перпендикуляра на расстоянии $x_0 = 23,2$ м и $x_0 = 2,53$ м.

3. Определение действующей напряженности

Для определения напряженности в сечении корнуса от обоего катящего необходимо вычислить геометрические характеристики эквивалентного сечения.

Выполнение указанных характеристик для шпалочного сечения, показанного на рис. 6, произведено в табл. 2, из которой следует:

площадь поперечного сечения $F = 2 \sum f = 2 \cdot 397 = 794 \text{ см}^2$;
отстояние нейтральной оси от оси симметрии (основной линии)

$$z_0 = \frac{\sum f z}{\sum f} = \frac{748}{397} = 1,88 \text{ м};$$

момент инерции относительно нейтральной оси

$$J_0 = 2 \left[\sum f z^2 + \sum i^2 \sum f \right] = 1560 \text{ см}^4 \cdot \text{м}^2;$$

момент сопротивления в шпалки сечения эквивалентного сечения

$$W_K = \frac{J_0}{z_0} = \frac{1560}{1,88} = 830 \text{ см}^3 \cdot \text{м};$$

момент сопротивления в вершине сечения эквивалентного сечения

$$W_K = \frac{J_0}{H - z_0} = \frac{1560}{4,22 - 1,88} = 670 \text{ см}^3 \cdot \text{м},$$

где $H = 4,22$ м — высота на III.
Нормальные напряжения от обоего катящего определяются формулами (3.1).

Расчетные изгибающие моменты в районе миделя при движении оудки в эквивалентном режиме равны [см. (4.1)]

$$M_p^{np} = -228 \text{ тс} \cdot \text{м}, \quad M_p^{nop} = 155 \text{ тс} \cdot \text{м}.$$

Следовательно, при прогибе

$$\sigma_y = - \frac{228 \cdot 10^3}{670} \cdot 0,85 = -290 \frac{\text{тс}}{\text{см}^2},$$

$$\sigma_x = \frac{228 \cdot 10^3}{670} \cdot 1,4 = 385 \frac{\text{тс}}{\text{см}^2};$$

при катящего

$$\sigma_y = \frac{155 \cdot 10^3}{670} \cdot 0,85 = 200 \frac{\text{тс}}{\text{см}^2},$$

$$\sigma_x = \frac{155 \cdot 10^3}{670} \cdot 1,4 = 265 \frac{\text{тс}}{\text{см}^2}.$$

Расчетный изгибающий момент в районе миделя при ходе оудки на крыльях (см. табл. 1)

$$M_p = -216 \text{ тс} \cdot \text{м},$$

тогда нормальные напряжения при движении на крыльях равны

$$\sigma_y = - \frac{216 \cdot 10^3}{670} \cdot 0,85 = -275 \frac{\text{тс}}{\text{см}^2},$$

$$\sigma_x = \frac{216 \cdot 10^3}{670} \cdot 1,4 = 370 \frac{\text{тс}}{\text{см}^2}.$$

№	Примерная числительная формула	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1														
2														
3														
4														
5														
6														
7														
8														
9														
10														
11														
12														

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
13														
14														
15														
16														
17														
18														
19														
20														
21														
22														
23														
24														
25														
26														

Для корпуса судна, у которого наружная обшивка длиной изготовлена из сплава АМГ-61 с $\sigma_T = 1800 \text{ кгс/см}^2$, а внутренняя из сплава $\sigma_p = 1000 \text{ кгс/см}^2$, допускаемые напряжения, равные соответственно $[\sigma] = 0,45\sigma_T = 810 \text{ кгс/см}^2$; $[\sigma] = 720 \text{ кгс/см}^2$, устанавливаются выше действующих.

Касательные напряжения в произвольной точке по высоте сечения определяются формулой

$$\tau = \frac{Q_p S_y}{S_y \delta}$$

- где Q_p - поперечная сила, действующая в рассматриваемом сечении;
 S_y - статический момент площади части сечения, расположенной по одну сторону от точки, где определяется касательные напряжения, относительно нейтральной оси этого сечения;
 S_y - момент инерции площади поперечного сечения относительно нейтральной оси;
 δ - суммарная толщина бортов и продольных переборок на уровне точки, где определяется касательные напряжения.

Поскольку наибольшее поперечное усилие действует в 5-м и 15-м теоретических шпангоутах при движении в возмущенном режиме и в 5-м и 17-м шпангоутах (см. табл. 1) при зодке на кромке, то наибольшие касательные напряжения должны быть определены в этих сечениях.

Вначале, например, касательные напряжения на нейтральной оси (наибольшие касательные напряжения) на 5-м теоретическом шпангоуте.

Сечение по 5-му шпангоуту показано на рис. 7, а в табл. 3 приведены вычисления всех необходимых геометрических характеристик рассматриваемого сечения:

относительно нейтральной оси от оси кромки

$$z_y = \frac{\sum f z}{\sum f} = \frac{345}{270,6} = 1,28 \text{ м};$$

момент инерции площади сечения относительно нейтральной оси

$$J_y = e \left[\sum f z^2 + \sum i - z_y \sum f z \right] = 208 \text{ см}^4 \cdot \text{м}^2;$$

статический момент площади, лежащей ниже нейтральной оси, относительно нейтральной оси

$$S_y = e \sum f (z - z_y) = 2,74,4 - 148,8 \text{ см}^2 \cdot \text{м};$$

суммарная толщина бортов на уровне нейтральной оси $\delta = 1 \text{ см}$.

Касательные напряжения при движении судна в возмущенном режиме:

при зодке $\tau_{\text{зод}} = \frac{Q_p S_y}{S_y \delta} = \frac{304 - 148,8}{270,6 \cdot 1} = 21,7 \frac{\text{т}}{\text{м}^2} = 217 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2};$

при перегабе $\tau_{\text{пер}} = \frac{207 - 148,8}{270,6 \cdot 1} = 148,2 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$

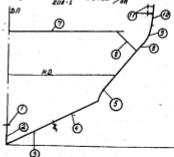


Рис. 7. Сечение по 5-му теоретическому шпангоуту

Таблица 3

№ стержня	Размеры сечения	f_1^2 см ²	z_1 м	f_2^2 см ² -м	f_3^2 см ² -м	l_1 см ² -м	$z_2 - z_1$	$f^2(z_2 - z_1)$
I	1/2x80	2,4	0,39	0,93	0,36	-	0,89	2,14
2	1/4x380	7,6	0,26	1,98	0,51	-	1,02	7,75
3	5x1000	50	0,37	18,5	6,85	-	0,91	45,50
4	5x640	32	0,78	24,9	19,4	-	0,50	16,0
5	5x200	10	0,90	9,8	9,6	-	0,30	3,0
6	5x1960	78	1,43	111,8	159	3	-	-
7	2x2150	43	1,80	77,5	139	-	-	-
8	3x310	9,3	1,67	15,5	25,8	-	-	-
9	5x200	10	1,90	19	36,1	-	-	-
10	5x500	25	2,24	56	125	-	-	-
II	2 40x30x4x 22,6	4,2	2,36	9,9	23	-	-	-
	Σ	270,8		345	544			74,4

Критические напряжения при ходе на крыльях:

$$\tau = \frac{367 \cdot 24,8 \cdot 8}{204,1} = 290,4 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

Эти напряжения оказываются меньше допустимых $[\tau] = 0,27 \sigma_p = 0,27 \cdot 1600 = 485 \text{ кгс/см}^2$.

4. Распределение критических напряжений

При численном нормальном напряжении от обрыва взгляда на малые (в.3) предполагалось, что все сечения корпуса не теряют устойчивости. Достоверность этого предположения может быть установлена путем сравнения действительных напряжений с

критическими напряжениями.

Если предположить некоторые расчетные формулы, определяющие критические напряжения пластин.

Прямоугольная пластина, свободно опертая по всем краям, сдвига равномерно распределенным по краям напряжениям в направлении длинной стороны

$$\sigma_{кр} = 800 \left(\frac{100k}{a} \right)^2 \frac{E}{E_{ст}}$$

Прямоугольная пластина, свободно опертая по всем краям, сдвига равномерно распределенным по краям напряжениям в направлении короткой стороны

$$\sigma_{кр} = 800 \left(\frac{100k}{a} \right)^2 \left[1 + \frac{a^2}{b^2} \right] \frac{E}{E_{ст}};$$

здесь a - короткая сторона пластины;
 b - длинная сторона пластины;
 k - толщина пластины;
 $E_{ст} = 2 \cdot 10^{10} \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ модуль нормальной упругости стали;
 E - модуль нормальной упругости материала пластины.

Пластина, свободно опертая по трем краям, а четвертая кромка, совершенно свободная, сдвига равномерно распределенным напряжениями, направленным вдоль совершенно свободной кромки:

$$\sigma_{кр} = 800 \left(\frac{100k}{a} \right)^2 \left[1 + 0,486 \frac{a^2}{b^2} - 0,443 \frac{a}{b(4 - \frac{a^2}{b^2})} \right] \frac{E}{E_{ст}}$$

$$\text{при } \frac{a}{b} \ll 1 \quad \sigma_{кр} = 84 \left(\frac{100k}{b} \right)^2 \frac{E}{E_{ст}}$$

Пластина, свободно опертая по четырем краям, сдвига равномерно, равномерно по краям по любому закону (рис.6):

$$\sigma_{кр} = \sigma_{кр} \left(1 - \beta \frac{x^2}{l} \right),$$

$$\sigma_{кр} = 800 \left(\frac{100k}{b} \right)^2 \frac{E}{E_{ст}}$$

Таблица 4

$\frac{h}{a}$	0,4	0,6	0,75	0,80	1,0	1,5
2/3	10,8	7,1	6,1	6,0	5,8	6,1
4/5	13,3	8,3	7,1	6,9	6,6	7,1
1,00	15,1	9,7	8,4	8,1	7,8	8,4
4/3	18,7	12,9	11,5	11,2	11,0	11,5
2,00	29,1	24,1	24,1	24,4	25,6	24,3

Получим в качестве примера критическое напряжение обшивки днища, вставив в продольный ребер тестовой палубы корпус судна, малое сечение которого показано на рис.6.

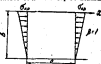


Рис.6. Плановый вид напряжений, возникающих по лонжерону обшивки

Для обшивки днища, изготовленной из сплава АМГ-61 ($\sigma_{cr} = 1900 \text{ кгс/см}^2$, $E = 0,7 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$), при ширине поперечного набора $l = 50 \text{ см}$ и расстоянии между ребрами $a = 20 \text{ см}$, получим

$$\sigma_{cr} = 800 \left(\frac{100k}{a} \right)^2 \frac{E}{E_{cr}} = 800 \left(\frac{100 \cdot 0,4}{20} \right)^2 \frac{0,7 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^4} = 1060 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

Критическое напряжение вставив тестовой палубы ($\sigma_{cr} = 1600 \text{ кгс/см}^2$, $E = 0,7 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$)

$$\sigma_{cr} = 800 \left(\frac{100k}{a} \right)^2 \frac{E}{E_{cr}} = 800 \left(\frac{2,5}{20} \right)^2 \frac{0,7 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^4} = 415 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

где $a = 20 \text{ см}$;

$$l = 100 \text{ см};$$

$$k = 0,25 \text{ см};$$

$$E = 0,7 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2.$$

При вычислении момента инерции площади поперечного сечения продольного ребра и его площади, вводя в формулу, определенную критическое напряжение, необходимо учитывать площадь присоединенного пояса обшивки. Вместо теоретической разрезки, определяющей величину указанного пояса.

Мы приведем соответствующие требования Регистры СССР: при расчете на устойчивость ширину присоединенного пояса принимаются равной: при определении момента инерции - половине ширины между одноименными балками, при определении площади - ширине между одноименными балками.

Для продольного ребра тестовой палубы (рис.9) имеем:

- момент инерции ребра с присоединенным поясом

$$I = 247 \text{ см}^4;$$

- площадь поперечного сечения с присоединенным поясом

$$f = 6,35 \text{ см}^2;$$

- длина ребра

$$l = 100 \text{ см};$$

- критическое напряжение

$$\sigma_{cr} = \frac{K^2 E I}{l^2 f} = \frac{0,25^2 \cdot 0,7 \cdot 10^6 \cdot 247}{100^2 \cdot 6,35} = 810 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$



Рис.9. Сечение продольного ребра тестовой палубы

Рис.6. Проверка прочности корпуса по предельным допускаемым моментам

застоя такой изгибающий момент, при действии которого в наибольшем удалении от нейтральной оси поперечного сечения стенки корпуса возникает опасное напряжение.

Но значение предельного изгибающего момента можно приближенно судить о том, каково возможное перегибание может выдержать корпус судна, т.е. установить, во сколько раз изгибающий момент, опасный для корпуса, превышает величину наибольшего расчетного изгибающего момента.

Для корпуса судна необходимо определить два предельных изгибающих момента: один для случая сжатия палубы; другой для случая растяжения палубы (опасная дека).

В случае сжатия палубы за опасные напряжения принимаются кратчайшие напряжения ребер, наиболее удаленных от нейтральной оси $\sigma_p = \sigma_{кр}$; в случае растяжения палубы за опасные напряжения принимаются напряжения $\sigma_p = 0,9\sigma_p$. Предельный изгибающий момент, соответствующий случаю сжатия палубы, должен сравниваться с расчетным изгибающим моментом, вызывающим сжатие палубы, а в случае растяжения - с расчетным моментом, вызывающим перегиб судна.

В соответствии с принятым определением предельного изгибающего момента его величина должна быть вычислена по формуле

$$M_{пред} = \sigma_p W_p,$$

где σ_p - опасные напряжения;

W_p - момент сопротивления поперечного сечения, вычисленный в предположении, что в крайних (крайних эквивалентного бруса действуют напряжения, разные по знаку.

Правила Регистра СССР требуют, чтобы $\frac{M_{пред}}{M_{расч}} \geq 1,5$.

Если в составе корпуса судна имеются пластины, терпящие усталость при действии рассматриваемого предельного изгибающего момента, то пластины сеченки этих пластин должны быть выделены в состав элементов эквивалентного бруса с редуцированным коэффициентом

$$q = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_p} \right),$$

т.е. предполагается, что для половины длины промежутка

в которой приложены окисленные напряжения, редуцированный коэффициент равен единице, а для остальной части равен $\frac{\sigma_{кр}}{\sigma_p}$.

Редуцирование площади поперечного сечения стенок стенок приводит к смещению нейтральной оси его поперечного сечения и соответственно к увеличению действующих напряжений в стенках стенок корпуса, следовательно - к увеличению редуцированных коэффициентов этих стенок.

Таким образом, величина предельного изгибающего момента определяется при действии предельного изгибающего момента может быть решена методом последовательных приближений.

Определим предельные изгибающие моменты для рассматриваемого судна.

Случай сжатия танковой палубы (перегиб корпуса судна). Поскольку кратчайшие напряжения настала танковой палубы равно $\sigma_{кр} = 415 \text{ кг/см}^2$ (см. п.4), а кратчайшее напряжение продольного ребра $\sigma_p = \sigma_{кр} = 35000 \text{ кг/см}^2$, то при действии предельного изгибающего момента эти пластины должны выдержать с редуцированным коэффициентом

$$q = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_p} \right) = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{415}{35000} \right) = 0,97.$$

В табл.8-11 табл.2 приведены вычисленные элементы эквивалентного бруса с учетом вычисленного редуцированного коэффициента. Из таблицы следует:

$$F_p = 2 \left[\sum f - (f_{сд} + f_{сз}) \right] (1 - q) = 2 [997 - (32,7 + 20,0)] (1 - 0,97) = 705 \text{ см}^2,$$

$$F_{кр} = \frac{2 \sum f q}{2q} = \frac{2 \cdot 668}{2 \cdot 0,97} = 688 \text{ см}^2,$$

$$F_{св} = 2 [997 - 1,5 \cdot 668] = 1800 \text{ см}^2 \cdot \text{м},$$

$$W_{св} = \frac{F_{св}}{2 - 2q} = \frac{1800}{2 \cdot 0,03} = 30000 \text{ см}^3 \cdot \text{м},$$

или в обратном:

$$F_{св} = 300 \cdot 100 \cdot 10^3 = 30000 \text{ см}^3 \cdot \text{м}.$$

$$\kappa = \frac{M_{np}}{M_p} = \frac{460}{228} = 2.02 > 1.5.$$

Второе приближение практически не приводит к изменению M_{np} .

Случай растяжения тентовой палубы (перелом корпуса судна). При шарнирных в тентовой палубе, равны

$$q_0 = 0.98 q_p = 0.98 \cdot 1600 = 1600 \frac{кгс}{см^2},$$

в крайних деформованных сечениях напряжения скаты равны

$$\sigma_N = \frac{N_0}{N_N} \sigma_0 = - \frac{670}{230} \cdot 1600 = -1310 \frac{кгс}{см^2}.$$

Поскольку напряжения скаты в деформованных сечениях превосходят критические напряжения круткой обшивки дна и стенок вертикального кема, равные соответственно 1060 и 960 $кгс/см^2$, то эти сечения вводят в состав эквивалентного бруса с редукционными коэффициентами:

напряжения деформованной обшивки

$$q_{n1} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1060}{1310} \right) = 0.905;$$

напряжения вертикального кема

$$q_n = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{960}{1310} \right) = 0.85.$$

В табл. 12-15 табл. 2 учтены значения редукционных коэффициентов этих пластин на элементы эквивалентного бруса.

На основании данных табл. 2 находим:

$$F_{0p} = e \left[\sum f - f_0 (1 - q_{n1}) - f_{12} (1 - q_n) \right] = 774 \text{ см}^2,$$

$$z_{0p} = \frac{2 \cdot 748}{774} = 1.92 \text{ м},$$

$$Q_{0p} = 2 \left[\sum f q_0 z + 1 q - F_{0p} z_{0p} \right] = 1520 \text{ кгс} \cdot \text{м}^2,$$

$$N_0 = \frac{Q_{0p}}{z_{0p}} = \frac{1520}{1.92} = 790 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

Предельный изгибаемый момент для рассматриваемого случая (перелом судна)

$$M_{np} = \sigma_0 N_0 = 1600 \cdot 790 \cdot 10^{-3} = 1260 \text{ тс} \cdot \text{м}.$$

Отношение предельного изгибаемого момента к изгибаемому моменту при переломе (M_{np}^{max}) = 155 тс·м)

$$\kappa = \frac{1260}{155} = 8.08 > 1.5.$$

Второе приближение практически не приводит к изменению предельного момента.

Г л а в а 2

РАСЧЕТ МЕСТНОЙ ПРОЧНОСТИ КОРПУСА ССК

Опыт эксплуатации ССК показывает, что наиболее часто повреждаемой корпусом является с наружной местной прочностью деформованной конструкции вследствие действия гидродинамического давления, возникающего при ударах корпуса о якоря при движении на возмущаемой поверхности.

Эти гидродинамические давления воспринимаются деформованной обшивкой, которая передает их на конструктивные элементы, подкрепляющие эту обшивку.

§ 6. Определение давления, действующего на деформованную перекрытку, сорта и стойки водонепроницаемых переборок

Полученные в § 2 основные зависимости, определяющие условия взаимодействия корпуса ССК с якорями, позволяют выразить эти условия через соответствующие изгибающие моменты.

Действительно, используя полученные выше зависимости для коэффициентов перегрузок при прогибе $N_0^{max} = 1.5 \frac{N_0}{2}$ в переломе $N_0^{max} = \frac{N_0}{2}$, а также формулы (1.1) и (1.2) для изгибающих моментов, можно получить выражения для условий,

15558

действующих на 3-м, 17-м теоретическом шпангоутах при прогибе и на 10-м шпангоуте при перегребе.

На основании указанных зависимостей находим:

- усилие, действующее на 3-м и 17-м теоретических шпангоутах (прогиб):

$$F_3 = \frac{\delta R_p^{np}}{L}; \quad (6.1)$$

$$F_{17} = \frac{4 \delta R_p^{np}}{L}; \quad (6.2)$$

- усилие, действующее на 10-м теоретическом шпангоуте (перегреб):

$$F_{10} = \frac{2 \delta R_p^{np}}{L}. \quad (6.3)$$

Предполагая, что видение гидродинамические усилие равномерно распределены по площади перебрата, можно вычислять давления, действующие на соответствующие перебрата.

Приведем формулы и рекомендации Регистратора СССР, определяющие давления на днищевые перебрата СМ.

Для перебрата, ограниченного изоперечными переборками и бортом, давление P_j должно вычисляться по формулам: на 3-м и 17-м теоретических шпангоутах

$$P_3 = \frac{F_3}{S_{30} R_3} = \frac{40 \delta R_p^{np}}{L^2 R_3}; \quad (6.4)$$

$$P_{17} = \frac{F_{17}}{S_{17} R_{17}} = \frac{80 \delta R_p^{np}}{L^2 R_{17}}; \quad (6.5)$$

на 10-м теоретическом шпангоуте

$$P_{10} = \frac{F_{10}}{S_{10} R_{10}} = \frac{60 \delta R_p^{np}}{L^2 R_{10}}; \quad (6.6)$$

где G_j - ширина корпуса по скуле в соответствующем сечении [м], $S_{j0} = G_j L$.

Для промежуточных сечений по длине судна величина расчетных давлений принята кусочно-линейными функциями, вычисленными в виде давлений (рис. 10).

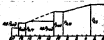


Рис. 10. Схема распределения давлений

На участке редеки от 10-го до 13-го теоретического шпангоута давление принимается постоянным и равным P_{10} .

Внезапительно на редеке давление считается равным $0,6 P_{10}$.

На участке от 17-го до 20-го теоретических шпангоутов давление принимается постоянным и равным P_{17} .

Расчетное давление на перебрата между изоперечными переборками принимается равномерно распределенным и равным давлению в среднем сечении по длине перебрата.

Для днищевых перебрата, ограниченных изоперечными переборками, бортом и килем, давление P_j должно быть определено по формуле

$$P_{ij} = 2,0 P_{0j}; \quad (6.7)$$

где P_{0j} - давление, определенное формулами (6.4) - (6.6) ($j = 3, 10, 17$).

Величина давления P_{ij} при расчете прочности элементов днищевой обшивки, ребер жесткости и участков шпангоутов, ограниченных осевыми структурами, учитывал возможность появления пиковых давлений, должна быть определена по формуле

$$P_{ij} = 4 P_{0j}. \quad (6.8)$$

Эти давления считаются равномерно распределенными по площади пластин и длине ребер и шпангоутов.

Величина давлений при расчете прочности наружной обшивки

из борта принимается равной

$$A_{p, \kappa} = D + 2,5 - z_i, \quad (6.9)$$

где D — высота борта, м;

z_i — ордината центра тяжести над основной линией, м.

Величина давления на ребре жесткости борта определяется также формулой (6.9), в которой z_i — величина ребра жесткости по высоте над основной.

Нагрузка, действующая на килгоуты борта, считается распределенной по высоте по линейному закону при максимальном значении давления на уровне скулы, определенном по формуле (6.9), в которой z_i — расстояние от основной линии до скулы в рассматриваемом сечении в метрах. Расчет прочности стоек водонепроницаемых переборок производится на нагрузку максимальную по высоте отстойки также по линейному закону. При этом максимальная величина нагрузки на уровне основной линии определяется формулой (6.6).

§ 7. Расчеты давления на палубу

Нагрузка, действующая на палубу, считается равномерной распределенной по их площади.

По правилам Регистра СССР эта нагрузка определяется величиной отбоя воды $A_{p, \kappa}$, которая принимается равной

$$A_{p, \kappa} = 0,5 H \text{ в } \text{в} \cdot \text{с} \cdot \text{т}$$

для участков палуб, на которых возможно скопление пассажиров или команды;

$$A_{p, \kappa} = 0,35 H \text{ в } \text{в} \cdot \text{с} \cdot \text{т}$$

для палуб в районе расположения кресел для пассажиров;

$$A_{p, \kappa} = 0,3 H \text{ в } \text{в} \cdot \text{с} \cdot \text{т}$$

для палубы в продольных балках палуб водотроек;

$$A_{p, \kappa} = 0,15 H \text{ в } \text{в} \cdot \text{с} \cdot \text{т}$$

для балок палуб водотроек.

§ 8. Расчеты взаимосвязи

Принятие в предыдущих параграфах нагрузки, действующей на перекрытия, балки и пластины, позволяет вычислить напряжения в указанных элементах.

Для определения напряжений, возникающих в балках перекрытия при изгибе, могут быть использованы различные расчетные схемы.

В том случае, когда в перекрытии число балок главного направления можно считать четным (или же число указанных точек), для раскрытия статической взаимосвязанности следует воспользоваться методом прерывающих прогибов балок обеих направлений. При этом в качестве линии взаимодействия целесообразно принять не вертикальные реакции взаимодействия, а моменты в узлах сечений главного направления.

Пусть, например, необходимо определить изгибающие моменты в перерезывающих сечениях в перекрытии (рис. III), нагруженном равномерно распределенным давлением q_2 (см. §6).

Откуда известно, что при нагрузке воспринимается балками такого направления, в котором за неизвестные моменты M_1 и M_2 , заданное уравнение равновесия углов поворота узлов осевых балок I и II:

$$\frac{q_2 a^3}{24 EI} + \frac{M_1 a}{3 EI} + \frac{f_1}{a} = 0,$$

$$\frac{q_2 a^3}{24 EI} + \frac{M_2 a}{3 EI} + \frac{f_2}{a} = 0,$$

где $q = q_2 \cdot \alpha$.

Угловая деформация равна $\frac{\partial \epsilon_i}{\partial x}$ и тогда соответственно

$$\frac{\partial \epsilon_i}{\partial x} f_j = f_j, \quad (8.1)$$

или

$$\left. \begin{aligned} 4M_1 + \partial \epsilon_1 &= \frac{q a^2}{2}, \\ 4M_2 + \partial \epsilon_2 &= \frac{q a^2}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (8.2)$$

Решив взаимодействие балок главного направления с перерезывающей осью равно

$$\left. \begin{aligned} R_1 a &= 2N_1 + qa^2, \\ R_2 a &= 2N_2 + qa^2. \end{aligned} \right\} \quad (8.3)$$

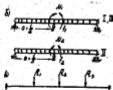
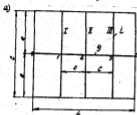


Рис. II. Схема рассматриваемого перекрытия и условия на балках:

- a - рассматриваемое перекрытие;
 B - условия, действующие на балки I, II, III;
 β - условия, действующие на поперекрестную балку.

Рассматривая каждую поперекрестную балку под действием реакций $R_1 = R_3$ и R_2 (учитывая симметрию конструкции),

вычисляем значения прогибов узловых сечений f_1 и f_2 :

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= \frac{L^3}{8D} [R_1 \alpha_{11} + R_2 \alpha_{12} + R_3 \alpha_{13}], \\ f_2 &= \frac{L^3}{8D} [R_1 \alpha_{21} + R_2 \alpha_{22} + R_3 \alpha_{23}], \end{aligned} \right\} \quad (8.4)$$

где α_{ij} - коэффициенты влияния, определяемые по таблицам для каждого балок.

При этом на основании теоремы о взаимности перемещений коэффициенты влияния удовлетворяют равенству $\alpha_{ij} = \alpha_{ji}$. В рассматриваемом частном случае, помимо того, имеет место равенство

$$\alpha_{12} = \alpha_{22}.$$

Подставляя в формулы (8.4) значения реакций из формулы (8.3) и используя обозначения (8.1), получим

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= a \left(\frac{L}{a} \right)^3 \left[(2N_1 + qa^2) \alpha_1 + (2N_2 + qa^2) \beta \right], \\ R_2 &= a \left(\frac{L}{a} \right)^3 \left[(2N_1 + qa^2) \beta + (2N_2 + qa^2) \alpha_2 \right], \end{aligned} \right\} \quad (8.5)$$

где

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 80(\alpha_{11} + \alpha_{13}); \quad \beta = 80\alpha_{12}; \\ \alpha_2 &= 80\alpha_{22}. \end{aligned}$$

Подстановка выражений (8.5) в уравнения (8.2) дает

$$\left. \begin{aligned} 4N_1(1 + \beta\alpha_1) + 4N_2\beta &= \frac{qa^2}{\delta} [1 + \beta(\alpha_1 + \beta)], \\ 4N_1\beta + 4N_2(1 + \beta\alpha_2) &= \frac{qa^2}{\delta} [1 - \beta\beta(\alpha_2 + \beta)], \end{aligned} \right\} \quad (8.6)$$

для которого обозначим

$$B = a \left(\frac{L}{a} \right)^3 \frac{l}{D}.$$

Формы системы (8.6), видны

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= \frac{qa^2}{8} \frac{8\beta^2(\alpha_1\alpha_2 - \beta^2) + 5(3\beta + 4\alpha_2 - 2\alpha_1) - 1}{8\beta^2(\alpha_1\alpha_2 - \beta^2) + 5(\beta\alpha_2 + \alpha_1) + 1}, \\ M_2 &= \frac{qa^2}{8} \frac{8\beta^2(\alpha_1\alpha_2 - \beta^2) + 2(2\beta - \delta\alpha_2 - \alpha_1) - 1}{8\beta^2(\alpha_1\alpha_2 - \beta^2) + 2(\delta\alpha_2 + \alpha_1) + 1}. \end{aligned} \right\} (8.7)$$

Взаимства (8.7) совместно с выражениями (8.3) позволяют определить реакции взаимодействия балок сошек направляющей и, следовательно, вычислить перерезывающие силы и изгибающие моменты в этих балках.

Если в перекрытии чашки развешены одинаковые балки главного направления больше четырех, то представляется возможным заменить реакцию, действующую на перекрытие сошки, распределенной нагрузкой, что существенно упрощает расчет.

При наличии одной перекрестной сошки расчет перекрытия сводится к расчету балки (момент инерции площади сечения J) на упругом основании жесткостью

$$k = \frac{\Sigma k}{2c\ell^3}$$

в нагрузочной распределенной нагрузкой жесткостью

$$q_0 = \frac{P\beta\ell}{\delta}$$

где δ — коэффициент влияния на прогиб балки главного направления в месте ее пересечения с перекрестной сошкой от действующей в этом сечении реакции;

β — коэффициент влияния на прогиб балки главного направления в месте ее пересечения с перекрестной сошкой от распределенной нагрузки;

P_2 — давление на перекрытие;
 ℓ — длина балки главного направления;
 c — шаг сошки (расстояние между балками главного направления);
 δ — момент инерции площади сечения балок главного направления.

Если перекрестная сошка расположена по середине длины балки главного направления и удалена на соораз с одинаковым коэффициентом опорной пары α , то при действии на перекрытие равномерной распределенной нагрузки P_2 реакция взаимодействия средней балки главного направления с перекрестной сошкой равна

$$Q_0 = \frac{P_2 c \ell \beta}{\delta} [(1 - \alpha) \varphi_0(\alpha) + \alpha \varphi_1(\alpha)], \quad (8.8)$$

где $\varphi_0(\alpha)$; $\varphi_1(\alpha)$ — табличные функции аргумента

$$\alpha = \frac{4}{\ell} \sqrt{\frac{1}{64\gamma} \frac{1}{\delta} \frac{\ell}{c}}$$

Изгибающий момент по середине средней балки главного направления равен:

если балки главного направления свободно опираются на сошки, то

$$M_0 = \frac{P_2 c \ell^2}{2c} \left\{ 4 - \delta \left[(1 - \alpha) \varphi_0(\alpha) + \alpha \varphi_1(\alpha) \right] \right\}, \quad (8.9)$$

если балки главного направления жестко защемлены на сошках, то

$$M_0 = - \frac{P_2 c \ell^2}{4c} \left\{ 2 - \delta \left[(1 - \alpha) \varphi_0(\alpha) + \alpha \varphi_1(\alpha) \right] \right\}. \quad (8.10)$$

Расчет перекрытия, состоящий из большого числа балок главного направления в различных перекрестных сошках, может быть произведен по методу главных векторов или методом Л.А. Мур-

При определении напряжений в продольных ребрах дна и борта их можно рассматривать как колонновидные балки, жестко заделанные на шпангоутах и нагруженные давлением P , определенным в соответствии с § 6, 7.

Нормальные напряжения определяются формулой

$$\sigma = \frac{P_a \ell^2}{8W} \quad (8.11)$$

где a — расстояние между продольными ребрами;
 ℓ — длина ребра (шпангоут);
 W — минимальный момент сопротивления площади сечения.

Продольные ребра жесткости палубы должны быть рассчитаны как балки, свободно опертые на обшивку:

$$\sigma = \frac{P_a \ell^2}{8W} \quad (8.12)$$

Расчетные формулы, приведенные выше, содержат геометрические характеристики площади поперечного сечения (J , i , W). Эти характеристики должны вычисляться с учетом приведенного повода обшивки. В соответствии с требованиями Регистра СССР, трансверсальный облонок принимается равным расстоянию между соседними балками, но не больше $1/6$ расчетного пролета балки.

Расчет пластин верхней обшивки, вставок палуб, а также обшивки переборок должен производиться в предположении жесткой заделки их кромок на опорном контуре.

Если отношение сторон пластин больше 2,5, то они могут считаться гнутой по цилиндрической поверхности. Если при этом отношение меньшей стороны пластин к ее толщине меньше или равно 60, то пластина является жесткой. Для ука-

занных пластин нормальные напряжения равны

$$\sigma = \frac{P}{S} \left(\frac{a}{S} \right)^2,$$

где P — давление, определенное в соответствии с § 6;
 S — толщина пластины;
 a — пролет балки жесткости.

Таблица 5

№ п.п.	Наименование расчетной конструкции и характеристика расчетных напряжений	Расчетная нагрузка	Получаемые напряжения в балке от обшивки
1	Верхняя обшивка дна. Нормальные напряжения в опорных сечениях пластин	Гидростатическое давление при ударе корпуса о волну	1,00
2	Продольные ребра жесткости в участках шпангоутов. Нормальные напряжения	То же	0,80
3	Длинные переборки (вертикальный вал, стрингеры). Нормальные напряжения	" "	0,80
4	Обшивка борта. Нормальные напряжения в опорных сечениях пластин	Нагрузка, равная волну столба воды на уровне эквивалентного пролета для до длины каждой проволки обшивки	1,00
5	Верхней набор. Нормальные напряжения	Равномерно распределенная нагрузка на горизонтальные связи, на вертикальные до деформации волну	0,80
6	Настяг и набор пассажирского палубы в палубе надстройки. Нормальные напряжения в наборе в пролетных сечениях пластин	Равномерно распределенная нагрузка от сиденьев пассажиров в палубе	0,80
7	Подоборки переборок. Нормальные напряжения в наборе в пролетных сечениях пластин	Нагрузка та же, что в п.п. 4 и 5	0,80

*) См., например: Короткий Е.В., Лонкин А.С., Савров Н.С. Метод и устойчивость стержней в стержневых системах. Л., Машгиз, 1953.

В том случае, когда отношение ширины стороны пластин к толщине превосходит указанный величину, то при ее ленточной деформации следует учитывать также изгибание.²⁾

Значения допустимых напряжений при расчетах жесткости корпуса должны приниматься в соответствии с табл. 5.

Глава 3

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ КРЫЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Крыльные устройства (КУ) осеребристых СХК могут рассматриваться как плоские рамные конструкции. Расчет этих рамных конструкций производится на усилки, возникающие при ходе корабля на крыльях в условиях такой воды, при следующих режимах движения:

- при ходе без крена,
- при крене с креном,
- при ходе прямым курсом на толкании (без крена).

При проведении усилки на КУ представляется возможным преобразовать продольные усилки, действующие в плоскости наибольшей жесткости стоек в плоскости плоскостей, так как эти усилки (если сопоставлять) в 12-15 раз меньше поперечной силы.

§ 9. Определение усилки, действующей на элементы КУ при прямом ходе

Вначале рассчитаны усилки, действующие на носовое и кормовое КУ при ходе на такой воде были определены в § 2:

$$P_{н.ст} = \frac{d}{1 + \frac{z_н - z_к}{z_к - z_н}}, \quad (9.1)$$

$$P_{к.ст} = d - P_{н.ст}. \quad (9.2)$$

²⁾ См., например: Короткая И.М., Локкин А.С., Сазерс Н.Д. Изгиб и устойчивость пластин в крутильных цилиндрических оболочках. Л., Судпромгиз, 1955.

Эти усилки воспринимаются элементами КУ.

В соответствии с Правилами Регистра СССР, нагрузка, действующая на каждый элемент КУ, может быть определена по формуле

$$P_{н.ст} = \frac{P_{н.ст} \sigma_{ст}}{S_{н.ст}} S_{ст}, \quad (9.3)$$

- где $P_{н.ст}$ - расчетное усилие, действующее на носовое (кормовое) КУ [формулы (9.1), (9.2)];
 $P_{н.ст} \sigma_{ст}$ - расчетное усилие, действующее на i -й элемент носового (кормового) КУ;
 $S_{н.ст}$ - горизонтальная проекция площади погруженной части КУ;
 $S_{ст}$ - горизонтальная проекция площади погруженной части i -го элемента крыла.

Усилки, определенные формулой (9.3), считаются распределенными по размаху i -го элемента. Интенсивность этих усилки может быть вычислена по формуле

$$q_i = \frac{P_{н.ст} \sigma_{ст} \ell_i}{\ell_i \ell_{ср}}, \quad (9.4)$$

- где ℓ_i - размах i -го элемента крыла;
 ℓ_i - текущее значение размаха хорды;
 $\ell_{ср}$ - среднее значение хорды i -го элемента крыла.

Для несомкнутых (открытых) элементов КУ (рис. 12), обеспечивающих выход судна на крылья, величина действующей силы должна быть определена по формуле

$$P_{полн} = C_{y \max} \left(1 - \frac{A_c}{\alpha} \right) \frac{\rho v_{отп}^2}{2} S_{ст}, \quad (9.5)$$

- где $C_{y \max}$ - коэффициент подъемной силы, определяемый по табл. 6 в зависимости $\frac{z}{d}$ от относительной толщины профиля $\frac{z}{d}$ (см. рис. 12);
 $v_{отп}$ - скорость выхода на крыло;
 $\rho = 1100 \text{ г/см}^3$ - плотность воды;
 $S_{ст}$ - погруженная площадь вспомогатель-

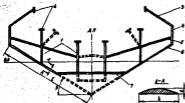


Рис. 12. Примерная схема крайнего устройства

Таблица 6

$\frac{l}{B}$	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11
$C_{y_{max}}$	0,86	0,89	0,91	0,94	0,96	0,98	0,99	1,01	1,02

Начало нагрузки, соответствующая усилка (9.5), равна

$$q_{max} = \frac{P_{max}}{l}, \quad (9.6)$$

где l - длина элементарного (отверстия) элемента.

Расчетные усилки, действующие на КЭ при ходе судна курсом на волнении без дрейфа, как было показано в § 2, определяются формулами

$$P_N = n_N P_{N,ст}, \quad P_C = n_C P_{C,ст},$$

где $P_{N,ст}$, $P_{C,ст}$ - подъемные силы на поддонах кривых при ходе на такой воде [см. (9.1), (9.2)];
 n_N - коэффициент перегрузки [см. (2.5)].

Распределение этих усилков по элементам КЭ должно производиться в соответствии с формулами (9.3) и (9.4) при заданном погружении основных отсеков элементов.

§ 10. Определение усилков на КЭ при циркуляции

При движении судна на циркуляции КЭ следует считать нагруженным:

- 1) нагрузкой, равной равномернодействующей подъемной силе, сосредоточенной на кривых [определяется формулами (9.3), (9.4)];
- 2) равномерно распределенной нагрузкой, действующей на стойки, при циркуляции судна. Суммарная величина этой нагрузки для стоек кривоного крива определяется формулой

$$P_{k,ч} = \frac{P_N a_N - P_C a_C}{a_N + a_C}, \quad (10.1)$$

а для стоек кормового крива - формулой

$$P_{k,ч} = P_N - P_{k,ч} - P_C,$$

$$\text{где } P_C = \frac{d}{g} \frac{v_0^2}{R} \cos^2 \gamma + d \kappa n g$$

- суммарная сила, действующая на стойки кривоного и кормового КЭ, при движении судна на циркуляции;

a_N , a_C - расстояния носового и кормового кривых соответственно от центра тяжести судна;

a_P - расстояние центра тяжести погруженной плоскости пара дула от центра тяжести судна;

$P_P = \rho g v_0^2 \sigma_P R_P$ - сила, действующая на дуло при движении на циркуляции;

$v_0 = 0,6 v$ - скорость судна на циркуляции;

v - скорость судна на прямой воде;

P_P - площадь погруженной части пара дула;

$R = 10L$ - радиус циркуляции;

L - длина судна (габаритная);

$\gamma = \beta \dots 5^\circ$ - угол крива на циркуляции.

Тоже $P_{2,н}$ и $P_{2,в}$ должны быть распределены между стойками в вертикальном проецировании заловых элементов носового и кормового КУ пропорционально их поперечным площадям.

§ II. Проверка прочности краевых устройств

Определяя изгибающие моменты в разрезованных сечениях конструкции КУ, несущих нагрузки, вычисленные в соответствии с изложением в § 10, может быть произведено как методом сил, так и методом деформаций по известным сечениям.

Во всех случаях наибольшие значения изгибающих моментов должны быть вычислены нормальными напряжениями в элементах КУ

$$\sigma = \frac{M_{кр}}{W}, \quad (11.1)$$

где $M_{кр}$ — расчетное значение изгибающего момента в рассматриваемом элементе КУ;
 W — наименьшая момент сопротивления площади поперечного сечения элемента КУ.

Эти нормальные напряжения не должны превышать величин допустимых напряжений, приведенных в табл. 7.

Для всех элементов КУ должна быть проверена устойчивость верхних и нижних листов обшивки по нормальным напряжениям при изгибе.

Запас устойчивости должен быть полуторазмерный (см. табл. 7). Стойки как носового, так и кормового КУ рассчитываются на устойчивость под действием сжимающих усилий, которые являются реакциями на стойки от нагрузок, действующих на КУ при ходе судна на волнении. Запас устойчивости должен быть не менее двукратного.



Рис. 13. Распределение нагрузок на Тонкие элементы

Виды элементов рассматриваемой конструкции и характерные расчетные напряжения	Расчетная нагрузка	Допустимые напряжения в долях от осевых	Примечание
Несущие элементы эриков, стойки, стабилизаторы, прожекторы, бортовые аппараты	Нагрузки в расчете по волнению: а) симметричные отсеченные III распределенные нагрузки; б) нагрузка при шквальной в условиях тяжелой воды	0,65 0,65	Для стоек должны быть обеспечены двукратный запас устойчивости по нормальным напряжениям
Вспомогательные элементы	Нагрузки при выходе на крыло в условиях волнения	0,90	-
Обшивка в избор шпангоутных элементов	Гидродинамическое давление обшивки крыла	0,50	Для обшивки полки элементов должны быть обеспечены устойчивость по нормальным напряжениям с двукратным запасом

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение.....	3
Глава I. Расчет общей прочности.....	4
§ 1. Определение расчетных изгибающих моментов и перегибающих сил при движении СПК в волнении.....	4
§ 2. Определение перегрузок, изгибающих моментов и перегибающих сил в режиме движения судна на крыльях..	9
§ 3. Проверка общей продольной прочности.....	13
§ 4. Пример расчета общей прочности.....	15
§ 5. Проверка прочности корпуса по продольным изгибающим моментам.....	29
Глава II. Расчет местной прочности корпуса СПК.....	33
§ 6. Определение давлений, действующих на днище перекрытия, борта и стойки водонепроницаемых переборок.	33
§ 7. Расчетные давления на палубы.....	36
§ 8. Расчетные напряжения.....	37
Глава 3. Расчет прочности крыльевых устройств.....	44
§ 9. Определение усилий, действующих на элементы КУ при прямом ходе.....	44
§ 10. Определение усилий на КУ при маневре.....	47
§ 11. Проверка прочности крыльевых устройств.....	48