

РАСЧЕТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ САРЖЕЙ КОРПУСА СУБМА.  
СПЕЦИАЛЬНЫМ, ГИДРОСОН

Учебное пособие  
по курсовому и дипломному  
проектированию

У 5515

БИБЛИОТЕКА  
Лен. Кораблестроительн.  
института

Пособие содержит рекомендации по расчетному проектированию корпусов судартайнеров и конструкций грузовых шлюзов судна для перевозки сжиженных газов.

Пособие предназначено для студентов Ленинградского кораблестроительного института и может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании.

КОРОТУН  
Илья Николаевич

ИНАТОНОВ  
Ирий Николаевич

РАСЧЕТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СЕРВИС КОРПУСА СУДА  
СУЖИЖЕННЫХ ГАЗОВ

Учебное пособие  
по курсовому и дипломному  
проектированию

© Изд. ЛЭН.  
1978

Ответ. редактор канд. техн. наук, доц. С. В. Петухова  
Лит. редактор А. Е. Понякина

Таб. ЛЭН. Сер. Р-155. Тир. 200. Уч. з. 4, 0.  
Об. 12, 70.

М-13860.  
Цена 20 коп.

Глава I  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ОБЪЕМЫХ ОБЪЕКТОВ  
КОРПУСОВ ВОЛНИИ ТАЙНЕРОВ

§ 1. Определение объемных объектов прочности больших танкеров

I. Требования правил классификационных обществ

Как известно, первые требования правил классификационных обществ к прочности больших танкеров были сформулированы в конце 50-х годов (1959-1960 гг.) на основе приближенной экстраполяции существующих требований к танкерам средней длины. При этом требования момента сопротивления корпуса определялись по значениям расчетных изгибающих моментов и допустимым напряжениям, принятым для судов речной длины. Вводилось также значение минимального момента сопротивления для танкеров, у которых изгибающие моменты на такой воде оказывались меньше, чем то, что принято считать стандартными:

$$W_{\min} = \frac{M_{\min}}{\sigma_{\text{доп}}}, \quad (1)$$

где  $W_{\min}$  - минимальный момент сопротивления корпуса;

$M_{\min}$  - волновой изгибающий момент;

$\sigma_{\text{доп}}$  - допустимые волновые напряжения.

Волновой момент  $M_{\min}$  в формуле (1) принимался в традиционной форме степенной зависимости от длины, а высота расчетной волны принималась:

$$\begin{aligned} \text{по Правилам Регистра Ливерпуля} \quad h = 0,007\sqrt{L}, \\ \text{по Правилам Норвежского Веретиса} \quad h = cL^{0,6}, \end{aligned}$$

где  $C$  - численный коэффициент.

Поэтому

$$M_{\max} = \gamma k(\alpha) \frac{h}{2} BL^2, \quad (2)$$

где  $k(\alpha)$  - коэффициент, соответствующий статической постановке на волну;

$\alpha$  - коэффициент наклона затопления;

$L, B$  - длина и ширина судна,

то величина указанного момента сопротивления

$$W_0 = \frac{W}{BL^2}$$

на основании формулы (1) будет

$$W_{0\min} = \frac{\gamma k(\alpha) h}{2 \sigma_{\max}}. \quad (3)$$

Таким образом, при постоянстве расчетов (допусковых) величина напряжений величина указанного момента сопротивления возрастает с ростом длины пропорционально принятой величине  $h(L)$ .

В середине 60-х годов при определении расчетных волновых моментов в правила были введены результаты их вероятностной оценки при обеспеченности  $Q = 10^6 \dots 10^8$ . Эти результаты могут быть применены и к делу статической постановки на волну [см.(3)], так что величина  $h$  по формуле останется неизменной, но вместо  $h$  следует так называемый эффективный высот волн  $h_e$ . Вероятностный метод показал, что зависимость соответствующей эффективной высоты волн  $h_e$  от длины судна при указанном уровне обеспеченности такая, что в районе  $L \approx 300$  м  $h_e$  достигает максимума, а при  $L > 300$  м закономерно убывает. При  $200 < L < 300$  м эффективная высота волн оказалась примерно пропорциональной  $L$ . В результате требования правил классификационных обществ к моменту сопротивления  $W_0$  больших танкеров были существенно снижены по сравнению с требованиями 1959-1960 гг. (при  $L = 300$  м примерно на 25%).

В настоящее время структура требований правил к моменту сопротивления сечения танкеров такая:

$$\left. \begin{aligned} W &= \frac{M_{d_0} + M_{\max}}{\sigma_{\text{расч}}} \geq W_{\text{min}}, \\ W_{\text{min}} &= \frac{M_{d_0}}{\sigma_{\text{min}}}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Примечное значение  $M_{d_0}$ , которому соответствует минимальный момент сопротивления, на основании (1) и (4) будет

$$M_{d_0} = W_{\text{min}} \sigma_{\text{т.д.}}, \quad (5)$$

где  $\sigma_{\text{т.д.}}$  - значение допустимых (расчетных) напряжений на такой воде.

По требованиям правил различия классификационных обществ величина  $W_{\text{min}}$  определяется разными способами, хотя значения эффективных высот волн и соответствующие  $\sigma_{\text{расч}}$  различны.

Так как допущенные напряжения на такой воде  $\sigma_{\text{т.д.}}$  отличаются друг от друга по разным правилам, то соответственно различны и  $M_{d_0}$ . В табл. I приведены значения  $\sigma_{\text{т.д.}}$ ,  $\sigma_{\text{расч}}$ .

$\sigma_{\text{расч}}$  для палуб танкеров по требованиям некоторых правил классификационных обществ (сталь с пределом текучести  $\sigma_s = 2400$  кгс/см<sup>2</sup>).

Таблица I

Расчетные напряжения в палубе танкеров по различным правилам, кгс/см<sup>2</sup>

Классификационное общество	$\sigma_{\text{т.д.}}$	$\sigma_{\text{расч}}$	$\sigma_{\text{расч}}$
Регистр Ллойд	640	1000	1640
Регистр СССР	575	825	1390
Европейский Регистр	730	660	1390
Американское Судоходство	595	805	1400

Указание в величинах  $\sigma_{\text{т.д.}}$  приводит к тому, что при некоторых значениях  $M_{d_0}$  моменты сопротивления  $W$  могут отличаться по разным правилам. Значения расчетных эффектив-

них имеет вид в формуле (2) по требованиям правил классификационных обществ приведены в табл.2.

Таблица 2  
Значения расчетных моментов волн по требованиям правил  
 $M_{\text{в}}, \text{ м} (\delta = 0,8)$

Правила	L, м				
	200	250	300	350	400
Регистр Дании	7,30	7,80	8,10	8,10	8,00
Регистр СССР	6,55	7,05	7,35	-	-
Норвежский Регистр	5,00	5,33	5,50	5,50	5,50
Американское бюро судоходства	6,50	7,10	7,40	7,40	7,40

Разные значения принятых эмпирических и соответствующих эффективных моментов волн применены не вследствие зависимости  $W_{\text{в}}(L)$ , но прикладу и в основном различному возрасту судов при  $M_{11} > M_{11}^{\text{норм}}$ . При нормировании общей прочности больших танкеров в правилах водителю также требовалось о минимальном соотношении моментов сопротивления для дна и надбоя.

Несмотря на безудержный прогресс, достигнутый в нормировании общей прочности больших танкеров в требованиях правил классификационных обществ, этому нормированию свойственны некоторые недостатки:

- 1) отсутствие учета влияния скорости хода и распределенной весовой нагрузки судна на величину волновых изгибающих моментов;
- 2) жесткое ограничение величины  $W_{\text{вн}}$  при малых значениях изгибающих моментов на тихой воде.

## 2. Нормы прочности Регистра СССР

Известно, что в общем случае при движении судна в условиях реального транзитного неравномерного волнения на вершину деформируемой нагрузки, возникающие поперечные волновые изгибающие моменты в вертикальной плоскости ("вертикальные" моменты), волновых моментов в горизонтальной плоскости ("горизонтальные" моменты), крутящих моментов.

В определенных условиях при наличии волновой освещен-

ости вследствие нелинейности могут происходить удары волновой освещенности о борта, вызывающие колоссальные ударные (акрационные) изгибающие моменты; при большом размахе бортов в волновой освещенности ударные моменты могут возникнуть и без выхода из воды волновой части. В первом случае это явление называется длинными сдвигами, а во втором - бортовыми сдвигами.

Большие танкеры являются судами относительно гибкими, т.е. обладают сравнительно малой относительной жесткостью по сравнению с судами средней длины (порядка  $L = 150 \text{ м}$ ). Вследствие этого они в определенных условиях могут испытывать большую деформацию, возникающую при осцилляции частот нагрузки, соответствующих относительно коротким волнам с частотой колебаниями упругих элементов корпуса.

Как показывает крушение опыта эксплуатации больших танкеров, волновые нагрузки могут вызвать напряжения в надбоях порядка 300-400  $\text{кгс/см}^2$ , но она отличается обычно при слабых режимах волнения, когда волновые моменты относительно малы и встраиваемых значений.

Следует отметить, что большие танкеры, как правило, имеют большую осадку и весьма умеренную скорость хода и при оценке прочности вполне можно считать для них крайне относительно малую роль.

Напряжения, возникающие волновой деформацией, могут иметь значение при оценке усталостной долговечности стальной, но практическая схема расчета еще не разработана. Что касается кручения корпуса, то для танкеров, имеющих замкнутую многопалубную систему, этот вопрос при нормировании прочности может не рассматриваться из-за малой величины соответствующих напряжений.

В настоящее время Регистром СССР выданы для экспериментального исследования "Нормы прочности морских судов" (общая прочность), разработанные в НИИ им.Крылова (1975 г.). В указанных Нормах проверка общей прочности корпусов производится:

- а) по предельному состоянию при действии максимально возможной величины суммарных расчетных значений волнового момента  $M_{11}^{\text{норм}}$ , ударного момента от slamming  $M_1$  и изгибающего момента на тихой воде  $M_{11}^{\text{норм}}$  для корпуса судна на вершине и поддоне расчетной волны;
- б) по допущенным напряжениям  $\sigma_d$  на действии средней

величины волновой составляющей изгибающего момента  $M_{10}^d$  с учетом влияния поперечной составляющей изгибающей  $G_c$ , изгибающей волновой составляющей на такой воде при средней волновой характеристике для указанной конструкции величине этого момента  $M_{10}^d$ ; эта проверка согласна с оценкой устойчивости длинноволновой проблемы силой циркуля;

з) по предельному состоянию на судах при действии максимальной волновой сущности расчетных значений перевернувшейся силы, соответствующих указанным в п. "а" соотношениям изгибающего момента.

Максимальный волновой момент в Нормат определяется по формуле

$$M_{10}^{\max} = K_1(\alpha) \alpha_n \alpha_1 \frac{h_1}{2} B L^2, \quad (6)$$

где  $K_1(\alpha)$  - коэффициент волнового момента;

на вершине волны

$$K_1(\alpha) = K_4(\alpha) = 0,070 \alpha - 0,024,$$

на гребне волны

$$K_1(\alpha) = K_2(\alpha) = 0,054 \alpha - 0,009;$$

$\alpha_n$  - гидродинамические поправки, определяемые по формуле

$$\alpha_n = \left( 1,22 - \alpha_0 \frac{B}{L} \right) \left( 0,654 - 4,2 \frac{T}{L} \right);$$

$\alpha_1$  - поправочный коэффициент, учитывающий влияние скорости хода судна на волновую и изгибающего момента на такой воде на величину волнового момента, определяемой по формуле

$$\alpha_1 = 1,2 - 0,64 - (3 + 20 Fr^2) \frac{M_{10}^d}{PL} + (5 - 4,84) Fr^4$$

(значение  $T$  - осадка судна;  $Fr^2$  - относительная скорость по волнению);

$h_1$  - расчетная (эквивалентная) высота волны.

Высота волны  $h_1$  в формуле (6) в принципе должна быть равна расчетной высоте волны  $h$  в зависимости (2) соотношением

$$\alpha_n \alpha_1 h_1 = h,$$

Отличие структуры зависимостей (2) и (6) связано с тем, что в высоту волны  $h$  включены все гидродинамические поправки и другие факторы, влияющие на амплитудно-частотные характеристики волновых моментов, а в зависимости (6) эти поправки внесены в качестве множителей. Следует заметить, что зависимость  $h_1(L)$ , приведенная в Нормат для оценки предельной прочности, отличается от зависимости  $h(L)$ , приведенной в Нормат для классификационных осадок. Значения  $h_1(L)$  по Нормат следующие:

$L, м$	200	250	300	350	400
$h_1(L), м$	16,3	18,0	19,1	19,8	20,0

Расчетные значения перевернувшейся силы определяются по зависимости

$$N = \frac{4}{L} M_{10}^{\max}. \quad (7)$$

При определении коэффициента  $\alpha_1$  значение расчетной относительной скорости хода следует определять по формуле, учитывающей падение скорости на волнении:

$$Fr^2 = Fr_0^2 \left[ 0,85 + 0,15 \left( \frac{h_1}{100} - 1 \right)^{0,6} \right],$$

где  $Fr_0^2$  - число Фруда на такой воде.

Следует отметить, что Нормат в среднем согласуется с требованиями правил, но позволяет более полно учесть индивидуальные особенности судна (распределение вносимой нагрузки, скорость хода, компоновку обводов и др.).

Увеличив предельную прочность в Нормат прочности следует по условию

$$\frac{M_{10}^{\max}}{M_{10}^{\max} + M_{10}^{\max} + c M_{10}^{\max}} > K_{\text{нормат}}, \quad (8)$$

где  $M_{10}^{\max}$  - удвоенный (динамический) изгибающий момент, возникающий диаметром или бортовыми элементами;

$c$  - численный коэффициент, равный 0,8 или 1,0 в зависимости от того, какой элемент учитывается;

Во всех случаях необходимо принимать

$$c M_{10}^{\max} > 0,15 M_{10}^{\max},$$

10

где  $K_{\text{вкл}}$  - коэффициент вклеса, равный:  
 1,20 при проходе корпуса;  
 1,30 при перетяжке корпуса.

## § 2. Сплав определения размеров основных продольных связей болтовых таллеров

### 1. Определение требуемого момента сопротивления оребрения для палубы (пересечения захудлого строения с мачтой)

Для определения требуемого  $W$  необходимо вычислить расчетные значения изгибающего момента на такой воде и возможно. Изгибающий момент на такой воде  $M_{\text{кл}}$  должен определяться для оребрения в полном грузу с частично кристаллизованной водой и для безветренного состояния. Так, по требованиям Регулара СССР рекомендуется определять  $M_{\text{кл}}$  с 50% запасом.

В курсовом проекте расчеты величины момента на такой воде выполняются коэффициентом  $m$  в формуле

$$M_{\text{кл}} = \frac{D L}{m} \quad (9)$$

Обычно таллеры имеют в грузу просабивший момент, так что коэффициент  $m$  принимается отрицательным. При设计中 просабивание величины  $M_{\text{кл}}$  для изгибаемого оребрения следует вычитать в полном грузу и балласте по схеме постоянного определения изгибающих моментов, выполненной в учебнике [1] и оребрения [2].

Величина расчетного волнового момента для изгибаемого оребрения может быть принята по зависимости (2) при следующих значениях расчетной (эффективной) высоты волны, соответствующей результатам вероятностного анализа при обеспеченности  $Q = 10^{-6}$ :

$L$ , м	200	220	250	280	300;
$h_w$ , м	7,85	8,10	8,40	8,72	8,85.

Эти значения  $h_w$  несколько превышают величины расчетной высоты волны по правилам (см. табл. 2), но пренебрежимо сохраняют зависимость  $h_w(L)$ .

Расчетный величина суммарного момента

$$M_{\text{расч}} = M_{\text{кл}} + M_{\text{вкл}} = \frac{D L}{m} + \gamma K(\alpha) \frac{h_w}{2} B L^2 \quad (10)$$

Если момент на такой воде соответствует прогибу судна, т.е. является отрицательным, то волновой момент в формуле (10) применяется на водные волны и значение коэффициента  $K(\alpha) = K_w(\alpha)$ ; если же момент на такой воде перегибательный, то волновой момент применяется на верные волны и  $K(\alpha) = K_d(\alpha)$ . Для определения момента сопротивления применяется, естественно, наибольший по абсолютной величине суммарный расчетный изгибающий момент.

Значения коэффициентов  $\gamma K_w(\alpha)$  и  $\gamma K_d(\alpha)$  приводятся в табл. 3.

Таблица 3  
Значения коэффициентов волнового момента

Коэффициент	$\alpha$				
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90
$K_w(\alpha)$	0,022	0,026	0,030	0,034	0,039
$-K_d(\alpha)$	0,030	0,033	0,036	0,039	0,043

Требуемый величина момента сопротивления для палубы таллера определяется из двух соотношений:

$$W_s = \frac{M_{\text{расч}}}{\sigma_{\text{расч}}} \quad (11)$$

$$W_s = \frac{M_{\text{вкл}}}{\sigma_{\text{расч вкл}}} \quad (12)$$

где  $M_{\text{расч}}$  определяется по формуле (10);

$M_{\text{вкл}}$  - значение волнового момента на водные волны.

Допускаемые напряжения в палубе при действии суммарного момента

$$\sigma_{\text{расч}} = 0,88 \sigma_T$$

Допускаемые напряжения мачты в формуле (12)

$$\sigma_{\text{расч вкл}} = 0,48 \sigma_T$$

Для дальнейшего расчета моментов сечений талкера применяется формула из работы  $W_2$ , определяемых по формулам (II) и (12).

Момент сопротивления для дна (на уровне наружной кромки горизонтального кила) должен удовлетворять соотношению

$$\frac{W_2}{W_2} > 1,04. \quad (11)$$

При  $W_2 = 1,04 W_2$  нейтральная ось сечения талкера состоит из осевой линии на расстоянии 0,49H, где H - высота борта.

В более жесткое положение нейтральной оси может быть получено килем при условии, что момент сопротивления для талкера  $W_2$  будет несколько превышать значение, определенное формулами (II) или (12).

## 2. Определение размеров продольных связей сечения талкера

Размеры основных продольных связей сечения талкера, удовлетворяющих требованиям обеспечения выбранного момента сопротивления  $W_2$ , могут быть определены по общей схеме расчетного проектирования, изложенной в [1] и [2]. Однако исключительная простота форм сечения талкера позволяет использовать в более простую схему определения размеров связей, которая рассматривается ниже.

В качестве основных неизвестных целесообразно принять площадь полусечения пазуры  $F_1$  и площадь полусечения дна  $F_2$ . Учитывая, что пазура имеет поперечную полость, можно в состав площади  $F_1$  включить также часть площади борта и продольных переборок на расстоянии  $aH$  от пазуры так, чтобы центр тяжести площади  $F_1$  был на расстоянии H от осевой (рис.1, H - высота борта). Вязкой  $\omega$  на рисунке обозначена площадь поперечного сечения стержня цилиндрического бруса, т.е. сечения борта и продольных переборок на высоте  $H(1-a)$  от осевой. Если устанавливаются продольные переборки и в диаметральной плоскости, то площадь  $\omega$  должна быть включена также в состав площади указанной переборки. При введенных обозначениях момент сопротивления сечения для точки пересечения пазуры стержня с внутренним определяется формулой

$$W_2 = 2H \left( F_2 + \frac{\omega}{2} \right), \quad (14)$$

где K - численный коэффициент, значение которого может быть принято равным  $K = 10 \dots 11$ .

Положение нейтральной оси сечения характеризуется параметром  $\beta$ , который определяется по формуле

$$\beta = \frac{e}{H-a} = \frac{2F_2 + \omega(1-a)}{2F_2 + \omega(1+a)}, \quad (15)$$

где e - расстояние нейтральной оси от осевой линии. Значение коэффициента  $\beta$  принимается

$$\beta = 0,070 \frac{B}{H},$$

где B - ширина судна.

Площадь  $\omega$  в первом приближении может быть принята на уровне местной прочности обшивки борта и продольных переборок. Толщина обшивки борта определяется эмпирически

$$t_2 = s \sqrt{\frac{H \cdot 10^6}{2 \cdot d \cdot \sigma_2}} \geq t_{2, \min}, \text{ см} \quad (16)$$

где s - расстояние между продольными ребрами по борту, м;

H - высота борта, м;

$\sigma_2$  - численный коэффициент, определяющий допускаемое напряжение от местного изгиба обшивки ( $d = 0,6D$ ).

Средняя толщина обшивки продольных переборок (в районе середины высоты борта) задается по формуле

$$t_3 = s \sqrt{\frac{(s_2 + H + s_2) \cdot 10^6}{2 \cdot \sigma_3}} \geq t_{3, \min}, \text{ см} \quad (17)$$

при введенных обозначениях:  $t_{2, \min}$ ,  $t_{3, \min}$  - минимально допускаемая толщина борта и продольной переборки соответственно.

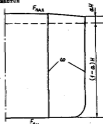


Рис.1. Схема поперечного сечения талкера

Толщина верхних и нижних поясов продольных переборок должна быть увеличена в соответствии с рекомендациями Регистра СССР.

После определения толщины площади отсека определяются величинами (в случае двух продольных переборок по высоте танкера)

$$\omega = 1,15 H (1-a)(t_1 + t_2). \quad (18)$$

Коэффициент 1,15 приближенно учитывает влияние крошечного набора по борту и переборкам.

В формулу (14) подан

$$F_4 = \frac{W_4}{2H} - \frac{d \cdot t}{k}. \quad (19)$$

Величина эквивалентной нейтральной оси (обычно ближе середины высоты борта) и определяя коэффициент  $\beta$ , из (15) получим

$$F_3 = \frac{1}{\beta} \left[ F_4 + \frac{\omega}{2} (1-a) \right] - \frac{d \cdot t}{\beta} (1+a). \quad (20)$$

После определения площади палубы и длины можно определить приведенные толщины  $\delta_1$  и  $\delta_2$ , а затем распределить материал между обшивкой (включая) и продольным набором.

### 3. Определение приведенных толщин и распределение материала

Приведенная толщина палубного настила может быть определена по формуле

$$\delta_1 = \frac{2 F_5^0}{B \left[ 1 - \frac{2 b_1}{B} (a-t) \right]}, \quad (21)$$

где  $F_5^0$  — фактическая площадь поперечного сечения палубы, которую можно получить, вычитая из  $F_4$  площадь бортов и продольной переборки на высоте  $aH$ ;

$b_1$  — ширина палубного стрингера;

$a$  — коэффициент удлинения палубного стрингера за счет наклона к тангенса откоса отсека.

Если стрингер не удлиняется, то  $a = 1$ . Приведенная толщина обшивки длиной  $\delta_2$  определяется по формуле, аналогичной

(21) с заменой  $F_5^0$  на  $F_3$ . В последнем случае  $b_1$  — возмущение горизонтального кила;  $a$  — коэффициент удлинения горизонтального кила, равный 1, I, I, 3. Перед распределением материала необходимо выбрать типоразмер отсека и, который зависит от размеров киле и может увеличиваться с ростом длины судна. Во современных больших танкерах величина киле доходит до 4,0-4,5 м.

Распределение материала в длину должно зависеть от условий устойчивости обшивки и местной прочности дименных ребер.

Условия устойчивости обшивки

$$b_2 = 100 \left( \frac{100 t}{b} \right)^2 > a \sigma_1, \quad (22)$$

где  $t$  — фактическая толщина обшивки;

$b$  — расстояние между длинными продольными ребрами;

$a$  — коэффициент, позволяющий, какую долю от предела текучести материала составляет ядро вынужденной обшивки.

По условию (22) можно определить требуемое расстояние  $b$

$$b < 100 \delta_2 (1-\rho) \sqrt{\frac{100 t}{a \sigma_1}}, \quad (23)$$

где  $t = \delta_2 (1-\rho)$ ;

$\rho$  — коэффициент распределения материала.

Принимая  $a = 1$  и  $\rho = 0,20$ , можно определить  $b$ . Не следует забывать, что фактическое расстояние между продольными ребрами по длине должно учитывать о расстоянии между палубными ребрами и вертикальными стойками поперечных переборок, если последние подкрепляются вертикальными наборами.

Условия местной прочности ребер

$$\sigma = \frac{H b a^2 10^8}{12 W} < 0,25 \sigma_1, \quad (24)$$

где  $W$  — момент сопротивления длинного ребра с эквивалентным полем обшивки, см<sup>3</sup>.

Формула (24) ограничивает величину напряжения в отсеке отсека ребер (у форза) при условии гидростатическим наборе по уровню верхней палубы величину  $0,25 \sigma_1$ , что в среднем соотносится с требованиями правил классификационных



общая.

Из формулы (24) найдем момент сопротивления деформой бортов набора

$$W > \frac{Hba^2 \cdot 10^8}{3\sigma_s} \quad (25)$$

В формуле (25) все линейные размеры даны в метрах,  $\sigma_s$  в кгс/см<sup>2</sup>. Во избежание сложности сопротивления  $W$  по нормам должны быть подобран профиль сварного тавра, у которого момент сопротивления с заданной областью за вылезом таврового  $W$ .

Выбрав конкретный профиль с площадью (без присоединенного выреза)  $f$ , найдем коэффициент распределения материала в декарте

$$\beta = \frac{f}{b\delta_s} \quad (26)$$

и фактическую толщину обшивки лонго

$$t_p = \delta_s (1 - \beta) \quad (27)$$

Толщина, определенная по формуле (27), должна быть не меньше до ближайшей (как правило, большей) толщины по сортаменту проката шпангоута. Некоторое округление в сторону увеличения толщины может быть допущено, так как при определении приведенных толщин не учтено наличие зернистого ядра, уступающего в объеме металла. Распределение материала в палубе должно вестись на условиях устойчивости палубного выстала и продольных ребер.

Условие устойчивости выстала (22) позволяет, как в ранее, найти расстояние между ребрами  $b$ , которое должно быть согласовано с расстоянием между декартными ребрами. Коэффициент  $\alpha$  для палубы не должен превышать значения  $\alpha_{max}$ , так как выстала палубы является крайней частью корпуса, испытываемой при работе судна действиями внешних сил и моментов.

Условие устойчивости продольных ребер палубы между разными баками

$$\sigma_s = \frac{x^2 E i}{a^2 (f + bt)} > \beta \sigma_s \quad (28)$$

где  $i$  - момент инерции продольных ребер с присоединением поперечных выстала;

$f$  - площадь сечения ребра;

$\beta$  - коэффициент, выбираемый так, чтобы критическое (испрямленное) напряжение не превысило бы предела текучести материала, т.е.  $\beta > 2,5$ .

Из условия (28) можно найти необходимый момент инерции ребер (с вылезом)

$$i > \beta \sigma_s \frac{a^2 \delta_s b}{x^2 E} \quad (29)$$

При выборе (29) учтено, что  $f + bt = \delta_s b$ . Если  $a$ ,  $b$  и  $\delta_s$  подбирать в сантиметрах, то момент инерции  $i$  будет в см<sup>4</sup>.

При фактическом выборе профиля продольных палубных ребер необходимо иметь в виду следующее.

Так как для больших толщин металла палубного выстала получается весьма значительная, целесообразно на ребра выстала несколько больше материала, чем это соответствует минимально необходимому профилю ребер на условия (29). С учетом этого замечания может быть выбран профиль ребра по сортаменту или по нормам для сварных тавров. Затем по формулам, аналогичным (26) и (27), определим коэффициент распределения  $\beta$  и фактическую толщину выстала палубы  $t_{на}$  с необходимым округлением.

Выбор размеров продольных ребер по борту и продольных переборных после установления расстояния между ними  $b$  должен производиться из условий устойчивости (для ребер, близко расположенных к палубе) и из условия местной прочности (для ребер, далеко расположенных к декарте).

Поскольку практически целесообразно иметь много различных профилей, то по борту и переборке должно быть предусмотрено лишь несколько групп баков.

Во требованиях Правил Регистра СССР продольные бортовые баки должны удовлетворять условиям местной прочности

$$W > \frac{hba^2 \cdot 10^8}{12 \cdot 0,42 \sigma_s} \quad (30)$$

где  $h$  - расчетный вызор, т.е. расстояние от продольной баки до уровня на 2,5 м выше палубы, и;

$0,42 \sigma_s$  - допустимое напряжение от местного изгиба.

Продольные балки продольных переборок должны также удовлетворять условию (30) с заменой допустимых напряжений на  $0,50 \sigma_b$ .

### § 3. Нормирование местной прочности танкеров и набор осевых связей набора

К вопросам местной прочности обычно относят прочность элементов шпангоутных рам танкера, днищевых и палубных переборок, а также прочность набора осевых переборок.

Для оценки прочности указанных конструкций необходимо установить расчетные нагрузки, разработать расчетную схему и обосновать уровень допустимых напряжений (или запас прочности по отношению к опасным состояниям).

В традиционных схемах расчета обычно рассматриваются статические нагрузки, учитывающие нагрузки на чистой воде и некоторые условия волнового движения. Так, при расчете бортового набора и набора переборок расчет ведется на условный гидростатический забор по уровням 2,5 м ниже палубы, что соответствует максимальным нагрузкам.

При расчете днищевых переборок для суммарных напряжений в киле нагрузка определяется как разность статического запора на воде и противодавления каждого гзуна. Для проверки прочности поперечного набора обычно принимается гидростатическая нагрузка по уровням высоты борта. В действительности в условиях волнения нагрузки могут существенно отличаться от указанных статических.

В настоящее время существует возможность оценки волновых нагрузок с учетом динамических факторов и случайного их характера путем построения динагровых распределений. Вместо результатов расчетов бортовых и килевые судне волновых давлений на днище в условиях регулярного волнения, для различных осечек по длине, а также их вероятностной оценки при равной или заданной обеспеченности (вероятности превышения)  $Q$ .

Для днища свидетельствует о том, что при умеренной скорости хода волнение днищевых на днище в районе киля на регулярном волнении существенно меньше статическим. Для осечек, удаленных от киля, днищевые моменты возрастает на по усилки при каждой волне и могут превышать статическое.

На днищевых на днище танкеров большое значение оказывает сила инерции каждого гзуна при волнении тыла. Расчеты показывают, что сила инерции каждого гзуна существенно увеличивает результирующее давление, особенно в осечках, удаленных от киля.

Нагрузки на поперечные и продольные переборки имеют существенно прерывистый статический на счет сил инерции каждого гзуна при киле. Расчеты динагровых распределений вертикальных ускорений корпусов показывают, что максимальные значения коэффициента перегрузки  $4 + \frac{g}{g_0}$  (при обеспеченности  $Q$  и  $10^{-1}$ ) в осечках, удаленных на  $0,3-0,4 L$  от киля, могут составлять для больших танкеров 1,5-1,8 ( $\sigma$  - вертикальное ускорение осечки при продолжной волне;  $g$  - ускорение силы тянута).

В настоящее время не имеется достаточного однообразия требований к разным классификационным объектам в отношении расчетных нагрузок, при которых определяются те или иные связи набора танкеров. Существует также различие подходы к выбору размеров связей. Следует отметить, что разные размеры связей набора по требованиям различных правил могут заметно отличаться друг от друга.

В последние годы noticeable тенденция отхода от неопределенного разнородности моментов отработанных балок набора танкеров. Так, в Правилах Норвежского Регистр (с 1976 г.) отсутствуют прямые указания о способе выбора размеров связей; дается лишь расчетные нагрузки в допустимые напряжения для проверки прочности балок набора, которая может быть произведена по одобренным расчетным схемам.

Допустимые напряжения, соответствующие требованиям Правил Регистра СССР при указанных выше условиях статических нагрузках, приведены в табл.4.

Вся информация для набора борта, продольных переборок и фанор отечает традиционным расчетным схемам, в которых узлы шпангоутных рам считаются на жестком жестких соединениях. Однако при расчетах местной прочности больших танкеров необходимо учитывать относительное смещение узлов шпангоутной рамы, которое получается вследствие увеличения расстояния между поперечными переборками; увеличение смещения, как показывает анализ работы объемной конструкции отсека танкера, может заметно повлиять на напряженное состояние балок, килящих

20

в состав конструктивной решки.

Следует отметить, что флюсы могут вызывать весьма значительные напряжения скелета как вследствие их стеснения от конструктивных и решки стенок переборок. Так, при пустых емкостях на вершине впадины эти напряжения достигают примерно  $0,4 \sigma_{\tau}$ .

Таблица 4

Допускаемые напряжения для конструкций танкера

Виды набора	Расчетная нагрузка	Расчетные (допускаемые) нормальные напряжения, кгс/см <sup>2</sup>	Расчетные касательные напряжения
Решки амбулгарта	Напор по уровню 2,5 в ниже палубы	$-0,5 \sigma_{\tau}$	-
Решки остойки продольных переборок			
Вертикальные стойки поперечных переборок	То же	$-0,5 \sigma_{\tau}$	-
Решки связи поперечных переборок (шварфы, решки остойки)	" "	$(0,30 - 0,35) \sigma_{\tau}$	-
Флюри	Напор по уровню высоты борта	$-0,4 \sigma_{\tau}$	$0,35 \sigma_{\tau}$ I)
Киль	То же	$-0,25 \sigma_{\tau}$	$0,25 \sigma_{\tau}$

I) По английскому стандарту.

При расчете конструкций современных больших танкеров необходимо учитывать вероятность появления балок ко-на в местах значительных усилий и значительных деформаций единца. При наборе размеров балок поперечного набора больших танкеров, киль, стрингеры, обшивочные листы и набор поперечных переборок также руководствоваться требованиями правил классификационных обществ (Регистр СССР, Английский Lloyd) с последними проверочным расчетом основных элементов по указаниям § 5 настоящего пособия.

## Глава II

### ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ОБЩИХ И ЛИСТОВОЙ ПРОЧНОСТИ ТАНКЕРОВ

#### § 4. Проверочный расчет общей прочности корпуса танкера

После выбора размеров всех продольных элементов корпуса танкера, включая киль, обшивочный лист, а также стрингеры и дополнительные накладки, если таковые устанавливаются, необходимо выполнить проверочный расчет общей прочности, который включает:

1) определение напряжений от общего изгиба в сечении танкера при действии наибольшего расчетного момента, равного сумме  $M_{\text{д}} + M_{\text{вн}}$  и сопоставление их с допускаемыми в палубе;

2) определение касательных напряжений при общем изгибе в обшивке борта и продольной переборке;

3) оценку устойчивости пластин обшивки и килевых, а также ребер жесткости корпуса; определение предельного изгибающего момента при такой деформации корпуса, которая соответствует изгибу наибольшего расчетного момента (прогиб или перегиб); оценку предельной прочности корпуса по требованиям Бюро прочности Регистра СССР;

4) определение напряжений от изгиба димшиного перебретия в среднем отсеке танкера и окружательных напряжений в киле от общего изгиба  $\sigma_{\tau}$  и изгиба киле в составе перебретия  $\sigma_{\tau}$ .

#### I. Определение нормальных напряжений от общего изгиба

Для определения напряжений от общего изгиба по известной балочной формуле

$$\sigma = - \frac{M_{\text{расч}} \cdot x}{J} \quad (31)$$

необходимо подсчитать положение нейтральной оси сечения и величину момента инерции сечения  $J$ . В формуле (31)  $x$  - расстояние точки от нейтральной оси, подсчитываемое при действии киле. Расчет ведется для половины сечения в табл.5.



ческой части. Наибольшие касательные напряжения получаются в обшивке бортов в продвинутой переборке у нейтральной оси сечения.



Рис. 2. К определению касательных напряжений в обшивке бортов в продвинутой переборке

Условие прочности по касательным напряжениям записывается в виде

$$\tau \leq \tau_{\text{пр}} \approx 0,55 \sigma_T.$$

### 3. Проверка устойчивости продольных связей и определения предельного изгибающего момента

Пластины при проверке их устойчивости считаются свободными опорами по контуру, образованному балками набора, что предполагает относительно малое значение жесткости кручения отки балок на внутреннюю сторону обшивочной пластины. Поэтому используются формулы

$$\sigma_{\text{кр}} = 100 \left( \frac{100ct}{b} \right)^2$$

при уже известных обозначениях.

В отечественной расчетной практике учитывается отступление от закона Губа на устойчивость пластины по эмпирическому закону до  $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_T$ . Поэтому, если  $\sigma_{\text{кр}} < \sigma_T$ , то принимается  $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_{\text{кр}}$ ; если  $\sigma_{\text{кр}} > \sigma_T$ , то принимается  $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_T$ .

Устойчивость продольных связей между рамкой набора (диагональ, рамная шпангоуты, флорки) проверяется по формуле

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EI}{a^2(f+bt)}, \quad (36)$$

где  $i$  — момент инерции сечения балки с присоединенным поперечным обшивкой (пластиной).

Балка корабля при подсчете момента инерции принимается как механизм из жидкости: расстояния между балками  $\phi$  и  $\frac{a}{2}$ . Как правило, величина жидкости соответствует одной высоте пролета балки.

В площади  $f+bt$  следует ввести также расстояние между балками  $\phi$ . По вычисленному диаметру напряжения  $\sigma$  по кривой графика рис. 3 находят критическое (поперечное значение) напряжение  $\sigma_{\text{кр}}$ . Как правило, необходимость в проверке устойчивости глубоких переборок также не возникает, так как жесткость глубоких балок обычно превышает необходимую из условия устойчивости переборок.

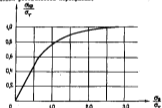


Рис. 3. График для определения критического напряжений

Предельным моментом является такой изгибающий момент, который соответствует подвинутой в крайних сечениях корпуса опасным напряжениям, разным между точками материала:

$$M_{\text{пред}} = \sigma_T W_T. \quad (37)$$

где  $W_T$  — момент сопротивления для крайней связи корпуса, вычисленный в предположении, что в ней действует напряжение

$\sigma_T$ , а в остальных сечениях - в соответствии с геометрией плоских сечений. При этом необходимо учесть redistribution сил в сечениях корпуса, которые теряют устойчивость в указанных условиях.

Поскольку обычно крайней сеченье является пазуха, то, если в пазухе  $\sigma = \sigma_T$ , в любой другой сечении напряжения будут

$$\sigma_i = \sigma_T \frac{x_i}{x_a}, \quad (38)$$

где  $x_i$  - расстояние  $i$ -й сечения от нейтральной оси;

$x_a$  - расстояние пазухи от нейтральной оси.

Если рассматривается сеченье против пазухи, то сечения находятся пазухи и все сечения выше нейтральной оси. При переделе, естественно, сечение является сеченье, расположенные ниже нейтральной оси. Чтобы проверить, теряет ли устойчивость сечение сечения, необходимо сравнить величину их критических напряжений  $\sigma_{кр}$  с сечениями напряжениями  $\sigma_i$ , определенными формулой (38). Если же  $\sigma_{кр} > |\sigma_i|$ , то сечение не теряет устойчивость. Если же  $\sigma_{кр} < |\sigma_i|$ , то сечение теряет устойчивость и необходимо начинать ее редуцировать коэффициент

$$\varphi = \frac{\sigma_{кр}}{|\sigma_i|}. \quad (39)$$

Обычно величина сечения является некоторыми плоскостями, устойчивость которых не полностью обеспечена вплоть до достижения критическим моментом его предельных значений.

При потеря устойчивости пластины и их редуцирование происходит уменьшение расстояния нейтральной оси и моменты инерции сечения относительно нейтральной оси.

Вычисление момента сопротивления  $W_i$  производится в табл. 6.

В качестве редуцируемой площади пластины принимается при предельной системе набора лишь половина ее площади, так как оставшая часть может быть отнесена к "местным" сечениям. Если учитывать то, что в условиях судного корпуса пластины могут воспринимать сжимающие напряжения большие, чем изгибаемые, за счет сохранения параллельности слоев пластины в плане и возникающих при этом перераспределении сжимающих напряжений. По результатам суммирования отобразов табл. 6 получат:

а) изменение площади нейтральной оси

$$\Delta x = \frac{B_1}{A_1};$$

б) момент инерции сечения корпуса относительно новой нейтральной оси

$$J_1 = 2 \left( C_1 - \frac{B_1^2}{A_1} \right) \cdot n^2 \cdot n^2;$$

в) максимальный момент сопротивления

$$W_1 = \frac{J_1}{|x_{1max}|}, \quad (40)$$

где  $x_{1max} = x_{max} - \Delta x$  - расстояние наиболее удаленной сечения (обычно пазухи) от новой плоскости нейтральной оси.

Величины  $x_{max}$  и  $\Delta x$  принимаются с учетом их знаков.

Таблица 6

Определение момента сопротивления  $W_i$

Номер сечения	Наименование сечения	Редуцируемая площадь $F_i$ , см <sup>2</sup>	Редуцирующий коэффициент $\varphi_i$	Расстояние к плоскости $\Delta F_i(\varphi_i - t)$	Расстояние от нейтральной оси $x_i$ , м	$\Delta F_i x_i$ , м-см <sup>2</sup>	$\Delta F_i^2 x_i^2$ , м <sup>2</sup> -см <sup>2</sup>
1	Внешне-дентная часть в паре с редуцируемой пластиной					0	$t/2J$
2	Редуцируемая пластина			A			
	$\Sigma$			$A_1$		$B_1$	$C_1$

Вместе, что при вычислении предельных моментов для корпуса танкера можно приближенно не учитывать потерей пазухи и считать, что напряжения, разные пределу текучести, соответствуют точкам переотсчета логарифма с инверсией.

После определения момента сопротивления  $W_1$ , величина предельного момента найдется по формуле (37). Значение пре-

длинам прочности корпуса выкается в виде

$$\frac{M_{\text{ар}}}{M_{\text{сг}}^{\text{max}} + 1,15 M_{\text{д}}^{\text{max}}} > K, \quad (41)$$

где  $M_{\text{сг}}^{\text{max}}$  - наибольшее расчетное значение изгибающего момента на такой воде;  
 $M_{\text{д}}^{\text{max}}$  - значение наибольшего волнового момента, определяемых требованиями Норм прочности по формуле (6);

коэффициент 1,15 учитывает влияние ударного (динамического) момента при сходе гребня;  $K$  - коэффициент запаса предельной прочности, значение которого равно 1,20 при прогибе корпуса и 1,30 при перегибе.

В формуле (41) предельный момент  $M_{\text{ар}}$  должен вычисляться при той деформации корпуса (прогиб, перегиб), которая соответствует сумме моментов на такой воде и волнового.

## § 5. Промежный расчет местной прочности

### 1. Задача к расчету прочности винтовых рам

Как уже отмечалось, для больших танкеров при расчете рам необходимо учитывать линейные смещения узлов рамы, получающиеся на счет прогибов продольных связей (борт, пропалубы переборок) между поперечными переборками.

Наиболее сложный расчет рам с учетом неравномерности сечений балок, деформации сдвига и растяжени-сжатия может быть произведен методом конечных элементов в безотчетной классификации.

Анализ немногих результатов теоретических расчетов и экспериментальных данных показывает, что для треугольных участков балок, входящих в состав винтовой рамы, безотчетная классификация осуществляется только удовлетворительно. Однако в сложных узлах переборок (например, в месте переборки рамной стойки продольной переборки с фальсом) безотчетная теория для определения напряженного состояния не применима; решение может быть получено при помощи МКЭ в пластичной классификации.

Упрощенный расчет винтовой рамы танкера можно произвести по методу угловых деформаций, в предположении призма-

тичности балок и без учета деформации сдвига. При этом можно рассчитывать раму на действие соответствующих нагрузок, считая, что все узлы рамы, кроме узлов переборок рамы, вынуждены с переборками, не имеют линейных смещений (рис.4).

Для расчета необходимо составить уравнения равновесия всех узлов рамы и две дополнительных уравнения, выражающих равенство сумм работы всех изгибов (линейная угловая деформация) на приращении переменных  $\beta_1$  и  $\beta_2$ .

Расчет винтовых рам в общем случае можно вести на действие эквивалентных вариантов статической нагрузки, показанных на рис.5. Однако относительно линейных смещений узлов можно учесть их приближенные значения, полученные в работе [4].

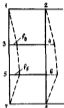


Рис.4. Схема винтовой рамы с переборками

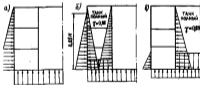


Рис.5. Варианты расчетной нагрузки для винтовой рамы

На рис.6 показаны соответствующие линейные смещения узлов рамы (сечение борта принято равным нулю). Угловые криволинейные моменты, вычисленные только сечениями узлов, можно определить по формуле

$$M_{ij} = \frac{m E J_{ij}}{l_{ij}^3} f_{ij} \quad (42)$$

Соответствующим перерезывающим силам равен

$$N_{ij} = \frac{n E J_{ij}}{l_{ij}^3} f_{ij} \quad (43)$$

где  $J_{ij}$ ,  $l_{ij}$  - моменты инерции и пролеты стержней рамы между  $i$ -м и  $j$ -м узлами (для рамных элементов и рамных стоек  $l_{ij}$  - длины пролетов этих стержней);

$m$  и  $n$  - численные коэффициенты, значения которых приводятся в табл. 7.

В формулах (42) и (43) все величины даны в тоннах и метрах.

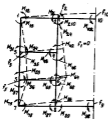


Рис. 6. Силы вилкоугольной рамы с левым и правым узлами

Известно, что для оценки левых смещений по узловой системе необходимо знать величины  $f_1$ , которые можно определить либо на основании данных по расчетам танкерных отсеков, либо по приближенным зависимостям, рассмотренным в [4]. Что касается прогиба или  $f_2$ , то она может быть получена из расчета двоякого перекрытия среднего отсека.

Прямое значение

для узловых моментов соответствует методу угловых деформаций (положительные против часовой стрелки), а для перерезывающих сил - отсчеты в строительной технике веревки.

При оценке дополнительных условий, возникающих только за счет смещения продольной переборки относительно бортов, можно принять  $f_2 = f_3 - f_1$  и проинтегрировать значение всех этих смещений.

Значения коэффициентов  $m$  и  $n$

Значения $i-j$ для узловых моментов и перерезывающих сил	$f_2 = f_3$		$f_3$		$f_m$	
	$m$	$n$	$m$	$n$	$m$	$n$
1 - 2	-2,19	-	-0,42	-	0,16	-
2 - 1	-2,86	5,06	-0,06	0,47	0,69	-0,55
2 - 10	5,25	-10,12	-0,06	0,09	-5,84	8,15
7 - 5	8,05	-28,30	-0,94	2,30	0,16	-0,43
7 - 8	-2,47	-	0,29	-	-0,04	-
8 - 6	-2,28	5,25	6,42	-21,3	0	-0,06
8 - 7	-4,00	6,49	1,40	-1,69	-0,02	0,06
8 - 9	2,94	-6,20	-2,12	5,22	-0,02	0,02
9 - 8	3,20	-	-3,06	-	0	-

Для расчета прочности бортовых рамных вилкоуголов и системы вилкоугольной рамы можно также воспользоваться более простой расчетной схемой, приведенной в [2], с. 340<sup>1)</sup>. В результате расчета рамы должны быть построены эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил рамных вилкоуголов (худший случай нагрузки на рис. 5, а), рамных стоек продольных переборок (худший случай нагрузки на рис. 5, б или в) и флоров и бортовых танков (см. рис. 5, а). Проверка прочности производится по максимальным изгибающим моментам в пролетах узловых балок, так как оторванные (узловые) моменты воспринимаются сечением, усиленным шпангоутами. Проверка по изгибающим напряжениям должна производиться на действие максимальных перерезывающих сил с учетом усиления сечений шпангоутами. Кроме того, необходимо проверить касательные напряжения и в сечениях, совпадающих с координатными.

## 2. Расчет прочности двоякого перекрытия в среднем отсеке

Двоякое перекрытие танкера в среднем отсеке, огражда-

1) В формуле (35) строчками на с. 341 следует заменить обозначку:  $0,39 \alpha_1$  на  $0,39 \alpha_2$ .



членов поперечника в продольных переборках, обычно состоят из нескольких флюров, как в, в некоторых случаях, сегментов. Включены в справочник [2], с. 36 таблица для расчета диаметра перекрытой такелки составлена в предположении правильности балки перекрытия и без учета влияния деформации сдвига.

В действительности переменность сечения балок на отрезках усеченной является весьма существенной; влияние сдвига для относительно коротких и жестких балок диаметров перекрытия может оказаться весьма заметным.

Здесь приводятся таблицы для расчета диаметра перекрытой такелки, полученные с учетом переменности сечения балок и деформации сдвига. Характеристики переменности сечения приняты в соответствии с рекомендациями Правил Регистров СССР.

Флюры и киль считаются жестко заделанными на переборках;

$n$  - число флюров между поперечными переборками (рис. 7).

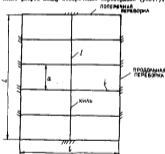


Рис. 7. Схема диаметров перекрытия среднего отсека танкера

В табл. 8 приведены значения безразмерных реакций и моментов перекрытия флюров с килем:

$$r_0 = \frac{R_0}{Q} \quad (\text{средний флюр});$$

$$r_1 = \frac{R_1}{Q} \quad (\text{крайний флюр});$$

$Q$  - нагрузка на флюр ( $Q = h \cdot l$ );  $h$  - расчетный вынос;

$Q$  - шаг;  $l$  - пролет флюра между переборками.

Реакции даны в зависимости от безразмерной характеристической относительной жесткости

$$\alpha = \frac{i}{j} \left( \frac{L}{l} \right)^2, \quad (14)$$

где  $i$  - момент инерции флюра с притупленными концами обшивки вне зоны концевых уступов;

$j$  - момент инерции сечения кила;

$L$  - пролет кила.

Таблица 8

Значения коэффициентов  $r_0$  и  $r_1$

n	Коэффициенты	A				
		0,05	0,10	0,50	1,00	1,50
3	$r_0$	0,370	0,335	0,201	0,123	0,076
	$r_1$	0,403	0,381	0,295	0,251	0,222
4	$r_0$	0,358	0,323	0,189	0,118	0,099
	$r_1$	0,406	0,386	0,320	0,283	0,266
5	$r_0$	0,322	0,290	0,148	0,073	0,037
	$r_1$	0,408	0,393	0,330	0,309	0,290

В табл. 9 приведены коэффициенты изгибаемых моментов в отсеках среднего и крайнего флюров:

$$k_p = \frac{Q L}{M_p}$$

где  $M_p$  - изгибаемый момент в пролете флюра;

$$k_0 = \frac{Q l}{M_0}$$

где  $M_0$  - изгибаемый момент в острове сечения флюра.

45515

СИЗЛОТЕНА  
Иль. Корпусостроитель.

Значения коэффициентов  $K_p$  и  $K_s$ 

n	Коэффициент	$\mu$					Фигур
		0,05	0,10	0,50	1,00	1,50	
3	$K_s$	24,7	22,1	15,7	13,4	12,4	Средний Крайний
		27,9	25,7	19,0	17,6	16,4	
3	$K_p$	71,8	50,7	34,6	27,9	25,1	Средний Крайний
		86,1	77,1	49,5	40,9	37,0	
4	$K_s$	23,8	21,5	15,5	13,5	12,8	Средний Крайний
		29,2	26,6	21,1	19,0	18,2	
4	$K_p$	66,7	55,5	35,4	27,8	26,4	Средний Крайний
		83,7	81,0	54,5	46,2	43,2	
5	$K_s$	21,9	19,4	14,0	12,5	11,5	Средний Крайний
		28,4	26,8	22,5	20,5	19,4	
5	$K_p$	57,8	47,6	29,8	24,9	23,0	Средний Крайний
		82,2	84,1	59,6	51,7	47,6	

В табл. 10 приведены значения коэффициентов расчетов ушей в киле:

$$r_s = \frac{R_s}{Q_s}, \quad K_s = \frac{Q_s L}{M_s^2}, \quad K_p = \frac{Q_p L}{M_p^2}, \quad (45)$$

где  $Q_s$  — условная нагрузка на киль, определенная следующим образом  $Q_s = \frac{1}{2} h l l$ ;

$h$  — расчетный вылет;

$R_s$  — реакция в опорном сечении кила;

$M_s^2$  — изгибающий момент в опорном сечении кила;

$M_p^2$  — наибольший изгибающий момент в пролете кила.

Применение в табл. 8—10 данных соответствует случаю, когда прогиб опорного контура перебрания равен нулю.

Значения коэффициентов ушей в киле  $K_p, K_s$  и  $r_s$ 

n	Коэффициент	$\mu$		
		0,1	0,5	1,0
3	$r_s$	0,276	0,199	0,156
	$K_s$	24,9	21,9	29,2
3	$K_p$	46,1	66,9	82,2
	$r_s$	0,284	0,204	0,161
4	$K_s$	15,2	23,1	30,8
	$K_p$	61,5	81,1	100,0
5	$r_s$	0,285	0,205	0,160
	$K_s$	15,7	24,5	29,7
5	$K_p$	56,6	82,0	17,8

Учет податливости продольных и поперечных перебрания приводит к заметному увеличению реакций взаимодействия кила с крайним и средним фюзеляжем, что связано главным образом с увеличением реакции крайнего фюзеляжа.

Увеличение стрингеров, жесткость которых обычно меньше жесткости кила, приводит к неострому перераспределению усилий между большим диаметрным перебранием.

Расчеты показывают, что жесткость ограничена наиболее значительно при малых значениях параметра  $\mu$ , т.е. при относительно жестком киле. При  $\mu > 0,5$  это значение становится малым. Так, при  $\mu = 0,1$  за счет увеличения стрингеров наибольшие моменты в киле могут увеличиться на 20—25%, а в среднем фюзеляже опорный момент увеличивается примерно на 50%.

В табл. 11 для сравнения приведены значения безразмерных коэффициентов реакций взаимодействия  $r_s$  в точке пересечения фюзеляжа с килем и стрингерами, полученные с учетом податливости опорного контура перебрания (выраженные в четырех фюзеляжи, килем и стрингерами; рис. 8):

$$r_s = \frac{R_s}{Q_s},$$

где  $Q_s$  — нагрузка на фюзеляж.

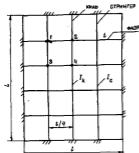


Рис. 8. Схема декинкового покрытия танкера при наличии кнаба и стрингера

Таблица II  
Величины безразмерных коэффициентов реакции

$\alpha$	$\mu$									
	0,05	0,10	0,5	1,0	1,5					
0,2	$\Gamma_1$ 0,092	$\Gamma_2$ 0,279	0,086	0,264	0,065	0,192	0,054	0,145	0,047	0,116
	$\Gamma_3$ 0,078	$\Gamma_4$ 0,285	0,070	0,270	0,046	0,200	0,034	0,153	0,026	0,125
0,6	0,142	0,237	0,140	0,221	0,125	0,161	0,107	0,124	0,094	0,102
	0,129	0,243	0,127	0,227	0,107	0,167	0,089	0,132	0,075	0,110
1,0	0,159	0,223	0,142	0,204	0,154	0,144	0,139	0,112	0,126	0,092
	0,147	0,228	0,149	0,210	0,139	0,150	0,123	0,118	0,108	0,099

Примечание:  $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4$  аналогично при тех же других значениях  $\alpha$  и  $\mu$ .

В табл. II обозначено

$$\alpha = \frac{J_k}{J_s},$$

где  $J_k$  — момент инерции сечений стрингера.

Приведенные данные позволяют весьма просто рассчитать декинковое покрытие танкера и определить нормальные и касательные напряжения в сечениях флюсов и кнаба.

Следует заметить, что при определении напряжений от нагрузки в створках обшивки необходимо подбирать характеристические точки сечений (момент инерции, положение нейтральной оси) с учетом кривизны шпангоута.

Формы реакции флюсов могут быть определены по условиям статки по величине нагрузки  $Q$  и реакции космодвойтки с кнабом, которые приведены в табл. 9.

Касательные напряжения в створках обшивки должны определяться с учетом увеличенной высоты профиля.

### 3. Расчет рамного набора поперечной переборки

Ниже рассматривается расчет конструкции поперечной переборки в средней створке, состоящей из трех горизонтальных шпангоутов и рамной стойки в ДП. В соответствии [2], с. 500 приведен таблица для расчета шпангоута и рамной стойки, длина которой подбрана к предположенной призматичности балки и без учета влияния деформации сдвига.

В табл. 12 приведены аналогичные данные, полученные с учетом призматичности сечения балки и деформации сдвига, а также обоснования расчетных усилий и величин моментов.

Схема конструкции показана на рис. 9.

Все результаты в таблице приведены в зависимости отArgumenta

$$\mu = \frac{i_2}{J} \left( \frac{l}{L} \right)^3, \quad (46)$$

где  $i_2$  — момент инерции кнаба шпангоута с присоединенным поперечным обшивкой;

$J$  — момент инерции рамной стойки.

Для сопоставления с таблицей справочника приведены также значения аргумента  $\alpha = \frac{J_k}{J_s}$ .

Для шпангоута даны коэффициенты шпангоутов наклонных мо-

Значения коэффициентов усилий и моментов

Коэффициенты усилий	$\mu$	1,0	0,296	0,125	0,064
	$\alpha$	1,0	3,375	8,0	15,65
Коэффициенты усилий реакций $Y_j = \frac{R_j}{Q_j}$ ( $j = 1, 2, 3$ )	$Y_1$	0,145	0,327	0,376	0,402
	$Y_2$	0,151	0,297	0,353	0,382
	$Y_3$	0,327	0,387	0,411	0,423
Коэффициенты изгибающих моментов в шарнирах (сторона)	$\beta_1$	1,718	1,108	0,946	0,862
	$\beta_2$	1,694	1,233	1,026	0,929
	$\beta_3$	1,113	0,913	0,836	0,795
Коэффициенты изгибающих моментов в шарнирах (противоположная сторона)	$\beta_1'$	-0,485	-0,280	-0,222	-0,212
	$\beta_2'$	-0,424	0,3971	0,202	0,272
	$\beta_3'$	-0,466	-0,271	-0,231	-0,217
	$\beta_4'$	-0,388	0,005	0,142	0,232
	$\beta_5'$	-0,245	-0,213	-0,206	-0,205
Коэффициенты изгибающих моментов в жесткой стойке	$\beta_{max}$	0,356	0,954	1,130	1,285
	$\beta_1$	-0,074	-0,091	-0,067	-0,014
	$\beta_2$	-0,202	-0,440	-0,465	-0,458
	$\beta_3$	0,118	0,094	0,105	0,234
	$\beta_4$	1,130	1,380	1,608	1,714

момента в пролете и изгибающих моментов в опорах, возникающих в жесткой стойке.

Нагрузка на каждый шарнир определяется зависимостью

$$Q_j = h_i b_i L, \quad (47)$$

где  $h_i$  — расчетный шаг, т.е. расстояние от шарнира до упора или до 2,5 м выше упора;

$b_i$  — полуширина пролета стоек переборки, приходящая к данному шарниру;

$L$  — расстояние между продольными переборками.

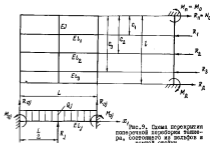


Рис. 9. Схема переборки поперечной переборки выше-ра, состоящего из шарниров и жесткой стойки

Наибольшие моменты в жесткой стойке возникают от сосредоточенной нагрузки, определяемые по формуле

$$Q = \left( 2,5 h + \frac{1}{2} \right) \frac{1}{2} L. \quad (48)$$

Для определения поперечных сил в шарнирах необходимо найти опорные реакции на жесткой стойке, считать шарнир жестко подсоединенной балкой, нагруженной равномерно-распределенной нагрузкой  $Q$  и реакцией жесткой стойки. Реакции стоек рассматриваются как жестко подсоединенная балка, нагруженная реакциями в местах присоединения к шарнирам.

После определения изгибающих моментов и поперечных сил следует определить нормальные и касательные напряжения и сравнить их с допустимыми.

РАСЧЕТНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЦИСТЕРН  
И ОБОРНИ КОНСТРУКЦИИ ТАВРИЧЕСКОГО

## § 6. Общие положения

Проектирование таврического цистерны осуществляется в соответствии с требованиями документа ИМО [5].

При выборе судно-таврического цистерны определяется рядом технико-экономических факторов, подробно рассмотренных в [7].

Первоначально природный газ перевозится только в сжатом состоянии цистернах среднего давления, затем нагрузка газа осуществляется благодаря его избыточному давлению. По мере развития перевозок качество строительства более крупных судов, перевозок предварительно сжатый газ, что позволяет уменьшить его объем в 200-400 раз.

Сжатие природного газа производится различными способами: давлением, глубоким охлаждением или комбинированным способом. Процесс сжатия возможен одновременно реализовать газ на охлаждение соответствующим различия критических температур и давлений.

Высокие затраты на системы и оборудование обуславливают необходимость грузоподъемности судна (примерно 500 т), при которой транспортировка газа становится рентабельной.

В основном морские транспорты перевозят природный и нефтяной газ. Природный газ - смесь метана, этана, пропана, бутана, пентана и гексана; основным часть природного газа составляет метан (до 87%). Нефтяные газы являются продуктом переработки сырой нефти. Кроме того, газоленты могут быть предназначены для перевозки химических продуктов (например, смеси пропана, которая, будучи сверхкритической, транспортируется в цистернах с жидкими газами) или топочных - смеси и хлора.

Физико-химические свойства перевозимых газов (табл. 1.3) определяют способы их транспортировки, т.е. архитектурный вид таврического, его размеры и конструктивные особенности.

Физико-химические свойства газов

Свойства	Метан	Этан	Пропан	Пропан	Бутан	Пентан	Гексан
Удельный вес сжиженного газа, т/м <sup>3</sup>	0,416	0,546	0,566	0,585	0,600	0,630	0,609
Температура кипения при атмосферном давлении, °C	-161,6	-88,5	-102,4	-42,1	-0,5	-33,4	-47,0
Относительный объем газа к объему жидкости	613	294	340	272	257	320	324
Критическая температура, °C	-82,1	32,3	9,7	36,8	152	132,4	32,3
Критическое давление, кг/см <sup>2</sup>	45,8	48,2	30,9	42,1	54,5	111,5	46,5

Метан, этан и пропан используют их жидкой температуры кипения сжижением и хранят при атмосферном давлении, а пропан, бутан и пентан - путем комбинации давления и охлаждения. Так как природный газ в основном состоит из метана, судна для перевозки природного газа представляют собой сферические танки - метаноленты. Из нефтяных газов только этан требует глубокого охлаждения для транспортировки при атмосферном давлении, поэтому для перевозки его строятся специализированные суда - этаноленты.

Остальные газы перевозят в сжиженном состоянии перевозят в жидком виде их транспортировка.

Газы, для сжижения которых при нормальной температуре не требуется особо высоких давлений, транспортируются в цистернах, рассчитанных на давление 16 атм. Такие цистерны не имеют регуляционных вентилей (разгрузки - за счет избыточного давления) и не требуют охлаждения, так как газ находится в условиях температуры окружающей среды.

Для транспортировки газов с температурой кипения до -30°C при атмосферном давлении на судах требуются цистерны с охлаждающей и установкой которого сжижения испаряющихся газов. Газы с более высокой температурой кипения транспортируются

\*) ИМО - International Maritime Organization.

при давлении выше атмосферного. Например, для перевозки пропана и жидкого азота обычно используются цилиндрические цистерны, рассчитанные на давление 17,5 атм при температуре до  $-50^{\circ}\text{C}$ .

Газы с очень низкой температурой кипения (жидкий, жидкий) перевозят в цистернах (танках), спроектированных для эксплуатации при температуре кипения выше температуры кипения и при избыточном давлении барометра 0,25 атм для предотвращения доступа воздуха. Такие танки могут иметь произвольную форму.

### § 7. Основные конструктивные типы цистерн

Все разнообразие цистерн для перевозки сжиженного газа могут быть отнесены к двум основным типам: цилиндрическим (свободные стояки) и котловым (мембранам)<sup>X)</sup>.

К и л о т о в ы е цистермы не имеют жесткой стенки с корпусом и, следовательно, не подвержены деформации при изменении объема. Их форма может быть цилиндрической, конической или сферической. Выбор формы зависит от давления и температуры, при которых перевозится сжиженный газ.

Цилиндрические толстостенные вертикальные распорные цистермы используются для перевозки сжиженных газов под давлением до 17,5 атм и температур до  $-40^{\circ}\text{C}$ . Их верхняя часть, как правило, выступает над палубой.

Применяющиеся в последние годы котловым образом используют свободное пространство судна. Их конструкция аналогична обычным корпусным конструкциям. В основном эти цистермы служат для перевозки сжиженных газов при атмосферном давлении и температуре до  $-162^{\circ}\text{C}$ . В зависимости от температуры груза цистермы изготавливаются из стали или алюминиевых сплавов. Установки цистерн в трюмах не обеспечивают опоры для обеспечения свободы температурных деформаций при нагревании и охлаждении, ограничиваясь сваями при загрузке и выгрузке и опираются цистерны без груза при загрузке и выгрузке.

При температуре перевозимого груза ниже  $-10^{\circ}\text{C}$  основной корпус в районе свободного пространства изготавливается из хладостойкой стали, так как должна учитываться возможность утечки жидкого газа при повреждении цистерны. Внутри цистерны устанавливаются особые продольные и поперечные перегородки.

X) Иногда отдельно рассматривают так называемый котловый тип, т.е. танк, состоящий из одного цистерны с корпусом судна [8].

обанка подкрепляется набором и координируется от соседних корпусных конструкций слоями пенополиуретана толщиной около 75 мм.

С ф е р и ч е с к и е цистермы применяются для перевозки сжиженных газов при повышенном давлении (до 17,5 атм). Использование емкости гурового трюма в этом случае ограничено тем, что цистермы выступают над верхней палубой, что значительно ухудшает остойчивость судна. Однако вследствие того, что емкость сферической цистермы при равном объеме наименьшая, минимальна для цистермы минимальная и сокращается потеря газа от испарения. Кроме того, большая часть поверхности сферической цистермы от корпусных конструкций, что уменьшает вероятность повреждения в случае столкновения или посадки на мель и дает доступ для осмотра поверхности сферической цистермы во время эксплуатации. Сферические цистермы обеспечивают также необходимое пространство для балласта в пределах гурового трюма. Сферические цистермы обычно безбарьерны, они устанавливаются в корпус судна с помощью так называемого экваториального пояса и распорного под или цилиндрического фундамента (барьера), нижняя часть которого приваривается ко второму дну. Цистерны цистерны — хладостойкая сталь или алюминиевый сплав.

В о т р о е и н е цистермы в настоящее время называют также мембранными танками. Упругие от груза в таких танках передается на сваях корпуса через обшивку (параллельный барьер). Параллельный барьер поглощает тепловые деформации и компенсируется из материала с низким коэффициентом линейного расширения (марганцевая сталь, инвар). Толщина мембраны из инвара 0,5 мм, из нержавеющей стали 1,2 мм, так что она служит лишь температурной емкостью. Поверхность из нержавеющей стали может быть гофрированной, между ней и корпусом судна размещаются сваи.

Применение мембранных танков уменьшает использование гурового пространства, но исключает контроль во время эксплуатации, и в случае трюма в параллельном барьере его функция должна быть и в виде вторичного барьера.

Конструктивные типы цистерн представляют собой различные варианты от корпусных конструкций. Толщина стенки в зависимости от материала составляет от 3 до 12 мм, так что конструкция значительно легче мембранной цистермы. На судне танки устанавливаются и палубе и не возмущают условия обшивки. Тер-

численно напряжен концентрируется округлыми углами танка, в танковом и отливочном корпусах передается корпусу судна через класные участки танка.

В табл. 14 приведены основные характеристики наиболее распространенных типов цистерн (танков), применяемых на современных газозаводах.

Таблица 14

Основные характеристики цистерн			
Тип цистерны	Материал и толщина $t$ , мм	Воздействие, тип и толщина $t$ , мм	Вспорочный барьер, толщина $t$ , мм
Мембранная	Никор - 3% Ni, $t = 0,5$	Вспорочные удары, коррозионные процессы, $t = 300$	Никор $t = 0,5$
Мембранная (сборная 240x240 мм)	Нержавеющая сталь $t = 1,2$	Вспорочные удары $t = 12,0$ , $t = 50,0$ инверсионная коррозия	Вспорочная $t = 5,4$
Сферическая	Сталь или алюминиевый сплав	Параметры $t = 350$ с предельными по инверсионной коррозии и отслаиванию от сталей из нержавеющей, алюминиевой фольги	-
Сферическая	Сталь 3% Ni, $t = 9,0$	Вспорочные удары	-
Цилиндрическая	Алюминиевый сплав	Воздействие: $t = 300$ , инверсионная коррозионная атака из нержавеющей стали	-
Прямоугольная	- То же	Пеноконструктивная, коррозионная, инверсионная	Алюминиевый сплав

#### § 8. Расчетные нагрузки грузовых цистерн газозавода

При расчетах прочности складские цистерны подразделяются на следующие категории:

а) цистерны, образующие плоские поверхности и по-

верхности в значительной мере внутреннюю форму танка судна (табл. А и Б, согласно [5]);

б) цилиндрические и сферические цистерны, отличающиеся тросовыми и сосудами под давлением (тип С согласно [5]).

Важно отметить расчет прочности цистерны в необходимых случаях должен быть выполнен расчет корпуса газозавода в целом как для судна, включая корпусы вырезы и палубы.

Специальную оценку цистерн в объеме китов судна оправдано только в тех случаях, когда цистерны имеют значительные размеры. Для предотвращения перегрузки корпусов от вырезов при его объеме китовы цистерны должны свободно опираться на фундаментные конструкции днища. Опоры и места соединения имеют деревянные или резиновые прокладки, что позволяет цистерне практически свободно деформироваться при изменении температуры от отрицательной, соответствующей температуре окружающего воздуха, до нормальной колебательной.

Длина складских цилиндрических цистерн составляет примерно 40 м для судна длиной до 250 м, диаметр сферических цистерн - более 24 м, а в перспективе до 52 м.

К складским цистернам, предназначенным для перевозки сконденсированных газов при давлении выше атмосферного, предъявляются те же требования, что и к сосудам, работающим под давлением. В объеме складских цистерн, опорные конструкции и детали представляют цистерны должны рассчитываться на неблагоприятные сочетания следующих нагрузок:

- 1) внутреннее давление;
- 2) внешнее давление;
- 3) динамические инерционные нагрузки от качки судна;
- 4) динамические нагрузки от качки переменной частоты китового груза при наличии свободной поверхности;
- 5) вес цистерны и груза;
- 6) вес изоляции;
- 7) нагрузки на выступающие над палубой части цистерны;
- 8) нагрузки, связанные с температурными деформациями.

Кроме того, в отдельных случаях следует учитывать нагрузки, вызванные деформацией корпуса судна, и инерционные нагрузки [6]. Нагрузки из перечисленных нагрузок должны рассматриваться с учетом типа применяемой цистерны.

Гидростатическое давление складывается из расчетного давления зерен жидкости  $p_0$  (кгс/см<sup>2</sup>) и давления жидкости, связанного с одномерными действиями ускорения силы тяжести и ускорения при качке.

Напор в м вод.ст. можно определить как

$$h_M = 10 p_0 + h_A. \quad (49)$$

Для прямоугольных цистерн с плоскими поверхностями  $p_0 < 0,7$  кгс/см<sup>2</sup>, однако гидростатические давления обычно устанавливаются на давление 0,25 кгс/см<sup>2</sup>.

Для цистерн под давлением (так С согласно [5]) расчетное давление должно приниматься по формуле

$$p_0 \geq 2 + AC \rho^{0,8}, \quad (50)$$

где

$$A = 0,0185 \left( \frac{C_M}{\Delta C_A} \right)^2; \quad (51)$$

$C_M$  - расчетное напряжение в стенке цистерны;

$\Delta C_A$  - размах циклических напряжений с обеспеченностью

$Q = 10^{-3}$  ( $\Delta C_A = 55 \frac{N}{mm^2}$  для феррито-марганцевых сталей,  $\Delta C_A = 25 \frac{N}{mm^2}$  для алюминиевых сплавов);

$C$  - характеристическое сопротивление цистерны, выбираемое как высшее из трех:  $h$ ,  $0,75 b$  или  $0,45 l$ ;

$h$  - высота цистерны по вертикали, м;

$b$  - ширина цистерны в поперечном направлении, м;

$l$  - длина цистерны, м;

$\rho$  - относительная плотность груза ( $\rho = 1$  для пресной воды).

Динамический напор  $h_A$  может быть найден по формуле

$$h_A = (i + a_1) z_p \gamma. \quad (52)$$

где  $z_p$  - высота центра тяжести (и) под точкой, где определяется давление, в направлении угла качки  $\beta$  (в приближенном расчете можно принимать  $\beta = 0$ );

$a_1$  - динамическое ускорение, относительное к ускорению силы тяжести;

$\gamma$  - минимальный динамический вес груза, т/м<sup>3</sup> (обычно  $\gamma_{min} = 0,63$  т/м<sup>3</sup>).

В качестве первого приближения допускается определять  $a_1$  по графикам рис. 10.

В соответствии с [6] динамическая составляющая  $h_A$  (52) определяется по формуле

$$h_A = a_2 z_p \gamma. \quad (53)$$

где  $a_2$  - ускорение при качке в доль и поперек от ускорения силы тяжести, определенное через следующие компоненты:

а) вертикальное ускорение - составляющая от вертикальной бортовой качки, определенная циркуляцией в основной кишке судна;

$$a_{2z} = \pm a_0 \sqrt{1 + \left(5,3 - \frac{45}{L_w}\right)^2 \left(\frac{x}{L_w} + 0,05\right)^2 \left(\frac{0,6}{b}\right)^{10}}; \quad (54)$$

б) поперечное ускорение - суммарная составляющая от бортовой качки, поперечно-горизонтальной качки и рыскания;

$$a_{2y} = \pm a_0 \sqrt{0,6 + 2,5 \left(\frac{x}{L_w} + 0,05\right)^2 + \kappa \left(1 + 0,6 \kappa \frac{x}{B}\right)^2}; \quad (55)$$

в) продольное ускорение - суммарная составляющая от продольной и килевой качки;

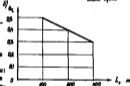
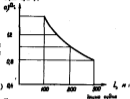


Рис. 10. Относительные ускорения для расчета нагурсов; а - в носовой оконечности; б - на кишке



$$\alpha_x = \pm \alpha_c \sqrt{0,08 \cdot A^2 - 0,25A} \quad (56)$$

$$A = \left( 0,7 \frac{L_c}{1200} + 5 \frac{z}{L_c} \right) \frac{0,6}{f}$$

В приведенных формулах приняты обозначения:

- $L_c$  — длина судна между перпендикулярами, м;
- $\alpha_c$  — коэффициент осевой полноты;
- $B$  — наибольшая ширина, м;
- $x$  — расстояние вдоль судна от носовой до центра тяжести цистермы, м (положительное — в нос);
- $z$  — расстояние по вертикали от вершины до центра тяжести тела с грузом, м (положительное — вниз от вершины);

$$\alpha_c = 0,2 \frac{V}{\sqrt{L_c}} + \frac{34 L_c - 600}{L_c^2}; \quad (57)$$

$V$  — эксплуатационная скорость судна в узлах;

$$k = \frac{15 \text{ GM}}{B};$$

$\text{GM}$  — метацентрическая высота, м.

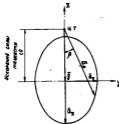


Рис. 11. Вязкое ускорения

Отметим, что безразмерные ускорения  $\alpha_x$ ,  $\alpha_y$ ,  $\alpha_z$  зависят и определяются по доэкстремальным распределениям параметров качки судов в течение срока эксплуатации, который обычно принимается соответствующим  $D^3$  модулю нагружения в районе Северного Атлантики.

Вспомогательное ускорение  $\alpha_p$  оп-

ределяется по графику рис. 11 с использованием выбранного ускорения. Для его построения от центра тяжести тела откладывается ускорение  $g = 2,41 \text{ м/с}^2$ , а от конца этого вектора вдоль осей  $x$  и  $y$  откладываются вертикальные  $\alpha_x$  и горизонтальное  $\alpha_y$  ускорения, образующие вектор выбранного ускорения. Результативное ускорение  $\alpha_p$ , согласно [5], находится как отрезок прямой, проведенной под углом  $\beta$  из  $KT$  до пересечения с вектором ускорения.

Внешнее давление

Результативное давление  $P_R$  определяется как разность между максимальным внутренним давлением (максимальный вакуум) и максимальным внешним давлением, действующим одновременно. Это давление должно быть не менее, чем получаемое по формуле

$$P_R = P_1 + P_2 + P_3, \quad (58)$$

где  $P_1$  — установившееся давление предпроектных классов ( $P_1 = 0,25 \text{ кгс/см}^2$ );

$P_2$  — давление, обусловленное с действием сил земной конструкции цистермы и кюветы;

$P_3$  — внешнее давление на часть цистермы, расположенную выше палубы.

Для цилиндрических танков должны соблюдаться условия

$$\left. \begin{aligned} P_R &\leq 0,25 P_{кр}, \\ P_R &\leq 0,55 P_y, \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

где

$$P_{кр} = \frac{2E}{(n^2-1) \left[ 1 + \left( \frac{D}{t} \right)^2 \right]^2} \frac{1}{D} + \frac{2E}{5(1-\mu^2)} \left( n^2 - 1 + \frac{2n^4-1}{\left( \frac{D}{t} \right)^2} \right) \left( \frac{t}{D} \right)^3; \quad (60)$$

$D$  — наружный диаметр, мм;

$t$  — толщина стенки без надбавки на коррозию, мм;

$E$  — модуль нормальной упругости при комнатной температуре,  $\text{кгс/см}^2$ ;

$n$  — число волн в зоне устойчивости ( $n \geq 2$ );

$$x = \frac{0,5 x D}{L}; \quad (61)$$

$L$  - расстояние между ребрами жесткости;  
 $k$  - коэффициент Пуассона

$$p_3 = \frac{26,1}{D} \quad (62)$$

Приблизительно значение  $p_{\text{эф}}$  может быть найдено по графику рис. 12.

Для оферческих цистерн должны выполняться следующие условия:

$$\left. \begin{aligned} p_3 &\leq 0,33 p_{\text{эф}} \\ p_2 &\leq 0,33 p_3 \end{aligned} \right\} \quad (63)$$

где

$$p_{\text{эф}} = 0,34 E \left( \frac{t}{R} \right)^2 \quad (64)$$

$R$  - радиус обечайки.

Динамические изгибающие нагрузки от катки судна и азарийные нагрузки

Расчетные взаимосвязи для определения соответствующих ускорений катки даны формулами (54)-(56). Известны конструктивный типоразмер, прокладки опор, сжима веревки судна, расположенные в местах крепления опор, должны быть рассчитаны на прочность с учетом этих ускорений.

Азарийные нагрузки возникают при столкновении судна и носилок на маче. Следует учитывать возможность прямого встречного удара таранного судна в борт. Первым случаем приблизительно соответствует также удар судна о пирс или другую преграду. Конструкция опор и крепления талков следует проектировать на силу инерции, соответствующую ускорениям, равным  $0,5g$ , а при ударе в борт -  $0,25g$ .

Нагрузка от катки переменной массы жидкого груза

В случае, когда известен свободная поверхность жидкого груза, следует учитывать дополнительное динамическое давление от катки катки [6] по формуле

$$h_1 = \gamma \sqrt{h_{1x}^2 + h_{1y}^2} \quad (\text{н вод. см}), \quad (65)$$

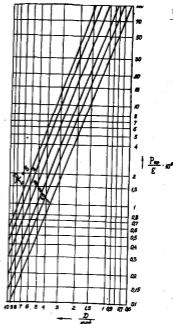


Рис. 12. График для определения критического давления

$$h_{ix} = a_1 \frac{T_x}{T_x} \frac{l_1}{L} \sqrt{1 + \left(\frac{a_1 L}{10}\right)^2}; \quad (66)$$

$$h_{iy} = a_2 \frac{T_y}{T_y} \frac{b_1}{B} \sqrt{1 + \left(\frac{a_2 X_1 B}{6L}\right)^2}; \quad (67)$$

$a_1 = 165$  (края цистерм),  $a_2 = 45$  (края;  
 $a_1 = 100$  (длина),  $a_2 = 30$  (длина);

$$a_x = a_1 \beta \frac{V}{\gamma L} + 5.0 \frac{L}{L}; \quad (68)$$

$T_x$  - резонансный период колебаний жидкости в цистерме в продольном направлении, с;

$T_y$  - то же в поперечном направлении, с;

$T_x$  - период качки якоря судна, с;

$T_y$  - период бортовой качки судна, с (эти периоды можно находить по графикам рис.13);

$l_1$  - расстояние между соседними переборками, м;

$b_1$  - расстояние между продольными переборками, м;

$X_1$  - расстояние от якоря до центра тяжести рассредоточенной цистермы, м.

Наибольшее добавочное динамическое давление действует в углу, образованном краем и бортом цистермы.

Условие использования формул (66) и (67):

$$\frac{T_x}{T_y} > 1,25 \quad \text{при } 70\% \text{-ом заполнении цистерм};$$

$$\frac{T_x}{T_y} > 1,40 \quad \text{при } 80\% \text{-ом заполнении};$$

высота заполнения цистерм  $h$  (см. рис.13) должна приближаться соответствующей 70% высоте tanks; при определении  $T_x$  на рис.13 берется  $l_1$ , а для  $T_y - b_1$ .

### § 9. Расчеты прочности грузовых цистерм

#### Примерические танки (цистерны)

Размеры связей танков определяются исходя из нагрузок, на которые рассчитываются набор и обшивка. Системы набора - обычно продольная, при расчете между ребрами бортика 830-900 мм, якоря поперечная набора прикладываются в 6 раз большей.

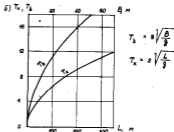
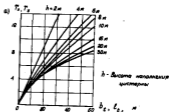


Рис.13. Периоды качки судна и периоды колебаний жидкого груза в цистермах:  
а - периоды качки судна; б - периоды перегибов жидкости

Цистерны обшивки считаются жестко заделанными на опорных краях с допуском возникновения в них напряжений, равных предельной текучести. Тогда толщина обшивки будет

$$t = \sqrt{\frac{EM_1}{\sigma_s}} \quad (69)$$

где  $M_1$  - наибольший момент посередине длинных кромок плиты.

Полученные значения можно увеличить на 1 - 2 мм с учетом сорта материала.

Расчет стержней и бортов tanks, а также стоек переборок можно рассматривать как колоннованные балки, для которых следует определить степень свободы конечных сечений с учетом их конструктивного оформления. Допускаемые напряжения можно принимать равными  $0,7 \sigma_{\text{ст}}$ .

#### Цистерны под давлением

Для цилиндрических цистерн тонкая оболочка

$$t = \frac{pR}{\sigma_{\text{доп}} K}, \quad (70)$$

где  $p$  - расчетное внутреннее давление, кгс/см<sup>2</sup>;  
 $R$  - радиус оболочки, см;  
 $\sigma_{\text{доп}}$  - минимальное допускаемое напряжение, кгс/см<sup>2</sup>;  
 $K$  - коэффициент эффективности сварки швов (для отклонных швов при высоком качестве сварки  $K = 1$ ; для обычных конструкций  $K = 0,9$ ). Допускаемое напряжение  $\sigma_{\text{доп}}$  принимается как меньшее из  $\frac{\sigma_{\text{ст}}}{2}$  или

Продольные напряжения в цилиндрической оболочке должны удовлетворять неравенству

$$\sigma_x = \frac{pR}{2 \kappa t} < \sigma_{\text{ст}}, \quad (71)$$

где

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{0,2 E \frac{1}{2}}{1 + 0,2 \nu + \frac{1}{2} \frac{\nu}{\sigma_{\text{ст}}}} \quad (72)$$

Для оформочных цистерн

$$t = \frac{pR}{2 \sigma_{\text{доп}} K} \quad (73)$$

Для цилиндрических оболочек используется формула (70), приняв в ней

$$R = \frac{a^2}{b}, \quad (74)$$

где  $a$  и  $b$  - размеры прямоугольной и максимальной поперечной эллиптической оболочки; дополнительно следует учитывать местные напряжения.

Для осесимметричных конических оболочек

$$t = \frac{p D_0}{2 \sigma_{\text{доп}} K} \frac{1}{\cos \alpha} \quad (\text{при } \alpha \leq 70^\circ), \quad (75)$$

где  $D_0$  - внутренний диаметр большого основания конуса;  
 $\alpha$  - половина угла при вершине расчетного сечения конуса.

Если  $\alpha > 70^\circ$ , требуется специальное расчет.

Размеры кольцевых шпангоутов цилиндрических оболочек определяются условиями их устойчивости при действиях внутреннего давления. Момент инерции шпангоута с учетом присоединяемого пояса оболочки находится по формуле

$$I_{\text{ш}} = \frac{0,36 R p_0 t D_0^2}{E}, \quad \text{см}^4, \quad (76)$$

где  $E$  - модуль упругости при расчетной температуре;

$R$  - радиус цилиндра;

$p_0$  - расчетное внутреннее давление;

$t$  - ширина присоединяемого пояса;

$D_0$  - диаметр, измеренный по внутренней оси шпангоута.

Проверка устойчивости стержней прямоугольных tanks должна учитывать следующие возможные виды деформирования:

- местное выпучивание панелей между ребрами жесткости;
- потери устойчивости рам, пояса балок и ребер жесткости;
- потери устойчивости от скручивания балок и ребер жесткости;
- объем потери устойчивости продольных стержней.

При одновременном действии нормальных напряжений в направлениях  $X$  и  $Y$  и касательных напряжений в плоскости  $XZ$  коэффициент устойчивости определяется по формуле

$$\eta = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{\text{ст}}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\text{ст}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{xz}}{\tau_{\text{ст}}}\right)^2}. \quad (77)$$

Допускаемое значение коэффициента устойчивости дано в табл. 15.

Пояска критических напряжений по численным экспери-

там могут определяться с использованием известных графиков (см. рис. 5).

Таблица 15

Вид потерь усталостности	Допускаемые значения коэффициента усталостности	
	Нагрузка	
	статическая	статическая или динамическая
Местная	0,6	0,9
Общая или от суровых условий	0,4	0,7

### § 10. Расчет прочности шестера на одностороннее действие внешних нагрузок

Как известно, должны производиться проверки прочности шестера на совместное действие всех возможных нагрузок. При этом следует проверить соблюдение условий прочности и усталостности стенок, а также исключить взаимное влияние установившихся повреждений и распространяемые трещины в стенках шестера.

Для заданных шестера типа А, имеющих плоские поверхности, напряжения в рамках шлангов, сервитрах и стойках не должны превышать  $0,4\sigma_y$  или  $0,75\sigma_y$  ( $\sigma_{y,к}$ ).

При одностороннем напряженном состоянии

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau^2}, \quad (78)$$

где  $\sigma_s$  — суммарное нормальное напряжение от статической и динамической нагрузок в рассматриваемом сечении;

$\tau$  — суммарные касательные напряжения в том же сечении.

Суммарные эквивалентные напряжения не должны превышать значений, данных в табл. 16 и 17.

Таблица 16

Тип конструкции	Относительные допускаемые напряжения	
	$\sigma_{max} / \sigma_y$	$\sigma_{max} / \sigma_{y,к}$
Плоские	0,70	0,50
Объемные	0,75	0,525
Исторические	0,80	0,56

Таблица 17

Конструкции из алюминиевых сплавов

Тип конструкции	Относительные допускаемые напряжения	
	$\sigma_{max} / \sigma_y$	$\sigma_{max} / \sigma_{y,к}$
Плоские	0,75	0,55
Объемные	0,80	0,575
Исторические	0,85	0,60

При плоском напряженном состоянии

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}, \quad (79)$$

где  $\sigma_x$  — суммарное нормальное напряжение в направлении X;

$\sigma_y$  — то же в направлении Y;

$\tau_{xy}$  — суммарное касательное напряжение в плоскости XY.

Суммарные напряжения, полученные с использованием максимальных расчетных значений нагрузок, не должны превышать 60% от допускаемых напряжений, данных в табл. 16 и 17.

### § 11. Рост температурных напряжений

Шестера газосовна испытывают большой перепад температур из-за глубокого охлаждения при приеме груза и нагрева после его загрузки, вследствие чего в оболочке и шестере могут возникнуть значительные температурные деформации. Поэтому основные конструкции шестера должны обеспечивать возможность свободного сжатия элементов при нагреве шестера. Кроме того, в районах возможной утечки охлаждающего газа могут возникнуть значительные местные напряжения и создаться условия для появления крутих трещин. Поэтому для соответствующих конструкций должны применяться хладостойкие материалы и выполняться конструктивные и организационные рекомендации, предусмотренные правилами классификационных объектов (см., например, [6]).

Для оценки напряжений, возникающих в толстой термически подложной оболочке вследствие перепада температур при погрузочно-разгрузочных операциях, можно воспользоваться следующей формулой [7] для нормальных напряжений по элементу перепада

кратких сечениях оболочки:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_x &= \alpha E_x \Delta t \frac{1 + \mu_x}{1 - \mu_x \mu_y} \\ \epsilon_y &= \alpha E_y \Delta t \frac{1 - \mu_x}{1 - \mu_x \mu_y} \end{aligned} \right\} (80)$$

где  $\alpha$  - коэффициент линейного расширения материала оболочки;

$\Delta t$  - абсолютное изменение температуры;

$E_x, E_y$  - модуль нормальной упругости в направлении  $x$  и  $y$ ;

$\mu_x, \mu_y$  - коэффициент Пуассона в тех же направлениях.

### § 12. Расчет усталостной долговечности цистерны

Оценка усталостной прочности и эксплуатационной надежности производится на весь период эксплуатации судна, условно принимаемый равным 25 годам, а также за ограниченное время пребывания в море (15 дней) в наиболее тяжелых условиях плавания. Усталостная долговечность определяется по спектру нагрузок для района Северной Атлантики [5]. Соответствующий долговременный спектр нагрузок представлен на рис. 14. Среднее значение ординат нагрузки  $P_i$  и число циклов соответствующих этих нагрузок производится по формулам

$$P_i = \frac{17 - 2i}{16} P_0 \quad (81)$$

( $P_0$  - максимальная нагрузка при жесткости  $10^{-6}$ ),

$$n_i = 0,9 \cdot 10^i, \quad i = 1, 2, \dots, 8, \quad (82)$$

что соответствует табл. 18.

Расчет усталостной долговечности с учетом предполагаемого числа нагружо-разгружений операций ведется по выражению

$$0,9 \sum_{i=1}^8 \left( \frac{n_i}{N_i} \right) + \frac{10^8}{N_j} \ll K, \quad (83)$$

где  $N_i$  - число циклов, при заданной амплитуде нагрузки  $P_i$ , необходимое для появления трещин усталости;

$N_j$  - число элементов нагрузки  $P_j$  за срок эксплуатации

на уровне  $P_j$ ;

$N_j$  - число циклов, необходимое для появления трещин усталости при нагружении и разгрузке (по опытным данным).

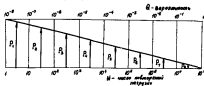


Рис. 14. Расчетный долговременный спектр нагрузок (Северная Атлантика)

Таблица 18

Ординаты спектра и количество их повторений

Параметры спектра	i							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$n_i$	9	90	$9 \cdot 10^2$	$9 \cdot 10^3$	$9 \cdot 10^4$	$9 \cdot 10^5$	$9 \cdot 10^6$	$9 \cdot 10^7$
$P_i / P_0$	0,94	0,81	0,69	0,56	0,44	0,31	0,19	0,063

Коэффициент  $0,5 < K \leq 1,0$  выбирается экспериментальным образом.

Проверка эксплуатационной надежности за 15-дневный срок пребывания в наиболее неблагоприятных условиях Северная Атлантики производится по спектру нагрузок, приведенном на рис. 15. Ординаты спектра  $P_i$  и количество их повторений определяется по формулам

$$P_i = \frac{5,5 - i}{4,3} P_0, \quad (84)$$

$$n_i = 2,1 \cdot 10^i, \quad i = 1, 2, 3, 4, 5. \quad (85)$$



Рис. 15. Распределение внутренних напряжений (См. рис. 14)

### § 13. Рекомендации по конструированию и проверке прочности опорных конструкций грузовой цистерны

Грузовые цистерны должны крепиться к корпусу судна таким образом, чтобы предотвращать их смещение при действии динамических и статических нагрузок и дать возможность цистернам свободно деформироваться при охлаждении и нагреве.

Обращивание верхних опор цистерны в трюмах осуществляется алюминевыми опорами. Специальные опоры крепятся таким образом, чтобы обеспечить возможность цистерны без груза при охлаждении также выдвигать.

Конструкция опор должна предотвращать передачу на цистерну только вертикальные усилия, вертикальные и продольные усилия одновременно или же вертикальные и поперечные усилия.

Опоры оформляют в виде треугольной стальной рамы, внутри которой располагается прокладка из соответствующего материала, например деревянные брусья.

Для исправления продольных и поперечных усилий в стальной раме прикрепляются угловые клинья, расположенные на втором дне в плоскости продольных и поперечных связей дна судна и цистерны. Количество клиньев и их размеры проверяются расчетом.

Цилиндрические конические цистерны устанавливаются на седлообразные опоры, число которых для каждой цистерны не должно быть больше двух, чтобы исключить наличие облого металла. Они должны опираться на корпус цистерны по окружности на 140-150°.

Цилиндрической опорной барабан сферической цистерны должен иметь подкрепленное ребро. В зависимости от величины отклонения опоры крепится непосредственно к цилиндрическому поясу цистерны либо соединяется с ним через специальную вставку, сечение которой показано на рис. 16<sup>х)</sup>. Коэффициент концентрации напряжений, возникающих в таком профиле, не превышает 1,3.

Выступки от сил инерции (возникающих при качке судна), действующие на опорные конструкции, определяются по ускорениям [см. (54)-(56)], найденным для центров тяжести цистерны. Опоры проверяются также на действие аварийных нагрузок, возникающих при столкновении с препятствиями (см. приложение).

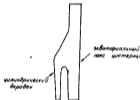


Рис. 16. Вертикальное сечение опорного пояса сферической цистерны. Форма обеспечивает максимальную концентрацию напряжений

х) Патент фирмы "Wegmann", Норвегия.

Примерный расчет прочности опорных устройств грузовой кранов [6]

I. Выводная пружинящая опора (рис.17).

Опоры:

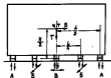


Рис.17. Расположение опор цистерны

Рассмотрим пример крепления цистерны длиной  $L$ , и высотой  $H$  на 5 опорах, расположенных на расстояниях  $\frac{L}{4}$  и  $\frac{L}{2}$  от центра тяжести.

При выкатке оставалось (удар о препятствие) на каждую опору будет действовать, кроме силы веса, сила

$$T_1 = \frac{T}{n} \quad (1)$$

где  $n$  - число опор;

$T$  - полный вес цистерны.

Сила инерции массой цистерны  $S$ , момент которой  $S \frac{H}{2}$ , воспринимается опорами, так что

$$\frac{SH}{2} = R_A L + R_B \frac{L}{2} \quad (2)$$

Покажем, что реакция линейно распределена по длине опор, откуда  $R_B = 2R_A$ , откуда

$$R_A = \frac{2SH}{5L} \quad (3)$$

Таким образом, крайние опоры должны рассчитываться по усилию

$$T_{op} = \frac{T}{n} + \frac{2}{5} \frac{SH}{L} \quad (4)$$

Опоры для восприятия вертикального и продольного усилия (тип В на рис.17) воспринимает силу веса  $\frac{T}{n}$  и сдвигающее усилие  $S$ , воспринимаемое упорными концами опоры (рис.18).



Рис.18. Расчетные усилия, действующие на упорную концы

Сдвигающее усилие, прикладываемое к концы,

$$S_1 = \frac{S}{n_1} \quad (5)$$

где  $n_1$  - число концев опор.

При проверке прочности дуги концы следует принимать не более  $(2-2,5)h$ , где  $h$  - высота приложения равнодействующей сдвигающего усилия над опорой. Торцы концы должны быть защищены от сдвига от силы  $S_1$ .

Для относительно коротких концев ( $a \leq 2h$ ) следует учесть дополнительное усилие

$$R_2 = \frac{S_1 h}{a} \quad (6)$$

Аналогично производится проверка прочности опор для восприятия вертикальных и горизонтальных косвенных усилий от сил инерции в поперечном направлении.

2. Офертные цистерны (рис.19) имеют квадратические опоры, которые крепятся по 2-му дну и к танталовому полу-опоре.

Процесса стенки квадратической опоры (барана) по поперечному сечению производится на действие олдудных нагрузок:

- 1) крутящего момента  $M = S_1 h$ ,
- 2) горизонтальной силы  $S_1$ ,
- 3) вертикальной силы  $T_1$ .



Внешние нормальные напряжения от скрутки и изгиба будут

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{изг}} + \sigma_{\text{скр}} = \frac{4}{\pi D t} \left( \tau_{\text{с}} + \frac{4M}{D} \right) \leq 0,4 \sigma_T. \quad (7)$$

где  $t$  - толщина обшивки барабана;  
 $D$  - диаметр барабана.



Рис.13. Схема установки сферической цистерны

Внешние касательные напряжения

$$\tau_{\max} = \frac{2S_{\text{с}}}{\pi D t} \leq 0,2 \sigma_T. \quad (8)$$

#### ЛИТЕРАТУРА

1. КОРОТКИН Я.М., ПОСТУПИН Д.М., СЕННИК В.А. Прочность корпуса. Л., "Судостроение", 1974.
2. Справочник по строительной механике корабля. Т.3. Судостроение, 1960.
3. КОРОТКИН Я.М. Расчетное проектирование скелет корпуса судна. ВЛЛ.ЛЭИ, 1970.
4. КОРОТКИН Я.М., КАРЯЧЕН К.В. Расчет корпусной прочности крупнотоннажных танкеров с использованием СН. Л., "Судостроение", 1974, № 1.
5. СН для постройки и оборудования судов, переоборудованных танкерных гоним. ВМФ. ДН IX/3/2. Расчеты СССР, 1976.
6. Rules for the Construction and Classification of Steel Ships. Det Norske Veritas, 1976.
7. КОРАЧЕН К.В., НЕВЯЖИВ В.М. Суды для перевозки сжиженных газов. Л., "Судостроение", 1966.
8. A Study to Obtain Verification of LNG Tank Loading Criteria (SNC-258). Ship Structure Committee, 1976.
9. ТАЛАНС Г.О., КИТОВ В.Л., НЕВЯЖИВ В.М. Особенности проектирования и обеспечения прочности сферических корпусных газопроводов. - "Вопросы судостроения", 1978, вып.17.

## О Г Л А В Л Е Н И Е

Глава I. Определение размеров основных связей корпусов болванки танкера .....	3
§ 1. Нормирование общей прочности болванки танкера .....	3
§ 2. Схема определения размеров основных продоль- ных связей болванки танкера .....	10
§ 3. Нормирование местной прочности танкера и вы- бор основных связей набора .....	10
Глава II. Проверочный расчет связей и местной прочности танкера .....	21
§ 4. Проверочный расчет общей прочности танкера .....	21
§ 5. Проверочный расчет местной прочности .....	28
Глава III. Расчетное проектирование конструкций цистерн и опорных конструкций газозвова .....	40
§ 6. Общие положения .....	40
§ 7. Основные конструктивные типы цистерн .....	42
§ 8. Расчетные нагрузки грузовой цистерны газозвова .....	44
§ 9. Расчеты прочности грузовой цистерны .....	52
§ 10. Расчет прочности цистерны на одновременное дей- ствие внешних нагрузок .....	56
§ 11. Расчет температурных напряжений .....	57
§ 12. Расчет усталостной долговечности цистерны .....	58
§ 13. Рекомендации по проектированию и проверке прочности опорных конструкций грузовой цистерны .....	60
Приложение .....	62
Литература .....	65