

2-139902-007

РЕГИСТР СССР

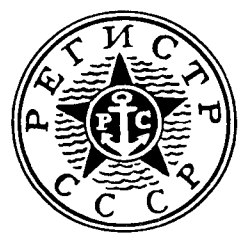
СБОРНИК
НОРМАТИВНО-МЕТОДИЧЕСКИХ
МАТЕРИАЛОВ

1
1073

Книга вторая

ИДН 2-09-002

Контрольный



ЛЕНИНГРАД «ТРАНСПОРТ» 1980
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ

Т	Я
Б	СР

В сборнике публикуются методики расчета, инструкции и другие нормативные материалы, одобренные Регистром СССР, для использования их при разработке проектов морских судов.

Формулы, полученные инж. Ш. А. Урусовым и приведенные в его статье «Приближенные значения максимальных сил и моментов, действующих на судовой руль», учтены при переработке требований к рулевым устройствам части III «Устройства, оборудование и снабжение» Правил классификации и постройки морских судов 1977 г. и включены в Бюллетень изменений и дополнений № 3 к этим Правилам.

Выпущено по заказу Регистра СССР.

С 31806-433
049(01)-80 без объявл.

© Регистр СССР, 1980 г.

КОНТРОЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ДЛЯ УКРЕПЛЕНИЙ ВЫРЕЗОВ В ВЫПУКЛЫХ ДНИЩАХ, ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ, СФЕРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ СТЕНКАХ И ТРУБАХ

Предлагаемый метод контрольного расчета может быть использован вместо приведенного в 2.9 части X «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением» Правил классификации и постройки морских судов Регистра СССР, 1977 г.¹

При этом обозначения приняты те же, что и в 2.9 Правил.

1 РАСЧЕТ ВЫРЕЗОВ С $d/D_v \leq 0,6$ (обозначения см. рис. 2.9.2.7 Правил)

1.1 При расчете необходимо выполнять следующие условия:
.1 у цилиндрических стенок

$$d/D_v \leq 0,6; \quad s/D_v \leq 0,05;$$

.2 у конических

$$d/D_v \leq 0,6 \cos \psi; \quad s/D_v \leq 0,05 \cos \psi;$$

D_v измеряется в плоскости середины выреза;

ψ — см. 2.3 части X «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением» Правил;

.3 у сферических стенок и выпуклых днищ:

$$d/D_v \leq 0,5; \quad s/D_v \leq 0,05; \quad H/D_v \geq 0,25;$$

H — см. 2.6 части X «Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением» Правил;

.4 у вырезов эллиптической формы:

$$d = d_{\max} \leq d_{\min} + 2,5 \sqrt{D_v (s - c)},$$

где $d_{\max}$ и $d_{\min}$ — наибольший и наименьший диаметр выреза, мм, соответственно.

¹ В дальнейшем — Правила.

1.2 Укрепления вырезов не требуется, если выполняется соотношение

$$d \leq 2(AB - c), \quad (1.2)$$

где $A = \frac{5(s_A - c)}{4s} - 1$; $B = \sqrt{D_b(s_A - c)}$;

s — рассчитанная (согласно 2.2, 2.3 или 2.6 Правил) толщина стенки без добавления c , мм; s_A — фактическая толщина стенки, мм.

1.3 Трубообразное укрепление без увеличения толщины стенки сосуда ($s = s_A$).

У приваренных штуцеров, фактическая толщина стенки которых s_1 больше рассчитанной по 2.2 Правил s'_1 , и у фактической толщины стенки сосуда $s_A = s$ следует проверить усиленное влияние по формуле

$$0,5sB + CD \geq s(d + 2c), \quad (1.3)$$

где $c = 2,5(s_1 - s'_1 - c)$; $D = \sqrt{(d + 2c)(s_1 - c)}$;

s_1 и s'_1 — фактическая толщина стенки штуцера, мм, и расчетная при внутреннем избыточном давлении (см. 2.2 Правил).

1.4 Трубообразное укрепление, одновременное увеличение толщины стенки сосуда.

У приваренных штуцеров, фактическая толщина стенки которых s_1 больше рассчитанной s'_1 по 2.2 Правил, и у фактической толщины стенки сосуда $s_A > s$ следует проверять усиленное влияние по отношению

$$CD + 2s(AB - c) \geq s(d + 2c). \quad (1.4)$$

1.5 Высота трубообразных укреплений (длина штуцера) должна проверяться по отношению

$$h \geq 1,25 \sqrt{(d + s_1)s_1}. \quad (1.5)$$

Внутренняя выступающая часть сквозных штуцеров в расчете не учитывается.

1.6 У дискообразных укреплений цилиндрических стенок (см. рис. 2.9.2.7 Правил) должна, кроме того, проверяться ширина диска по формуле

$$b = 1,25 \sqrt{D_b(s_A + h - c)}. \quad (1.6)$$

При занижении рассчитанной по формуле (1.6) ширины диска b высоту h следует увеличить на b/b' , где b' — уменьшенная фактическая ширина диска, мм.

В формуле (1.6) для h , мм, следует принять не увеличенную ширину b , мм.

1.7 У вырезов с расширенным краем усиленное влияние следует проверять по выражению

$$2s(AB - c) + CD \geq d_2 s, \quad (1.7)$$

где d_2 — эквивалентный диаметр согласно рис. 1.7, у которого $A_1 = A_2$.

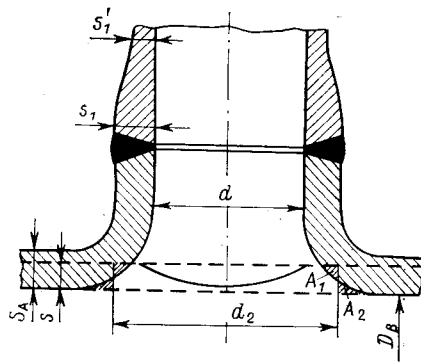


Рис. 1.7

2 РАСЧЕТ ВЫРЕЗОВ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СТЕНКАХ С $d/D_B > 0,6$

2.1 При расчете должны быть выполнены следующие условия:

$$\frac{d}{D_B} > 0,6, \quad \frac{s}{D_B} \leq 0,1.$$

2.2 Укрепление вырезов проверяется в соответствии с расчетом толщины стенки по формуле

$$s_A = p D_B / (200 \sigma_d \varphi_A - p) + c, \quad (2.2)$$

где φ_A — коэффициент прочности укрепляемой стенки, ослабленной вырезом;

$$\varphi_A = \frac{1 + 0,8 \sqrt{\frac{d + s_1}{D_B + s}} \sqrt{\left(\frac{s_1}{s}\right)^3}}{1 + 0,8 \sqrt{\left(\frac{d + s_1}{D_B + s}\right)^3} \sqrt{\frac{s_1}{s}}},$$

p , D_B , σ_d , c — см. 2.2 Правил; d , s_1 , s — см. разд. 1 настоящего расчета.

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЛЩИНЫ ШТУЦЕРА s_1 И СТЕНКИ СОСУДА s_A СОГЛАСНО РИС. 3

3.1 Определение s_1 при $s_A = s$.

От точки пересечения $(d + 2c)/\sqrt{D_B s}$ с $x_2 = 1$ перейти влево к относящемуся значению $(d + 2c)/D_B$, на абсциссе взять x_1 и затем вычислить s_1 .

3.2 Определение s_1 при $s_A > s$.

От точки пересечения $(d + 2c)/\sqrt{D_B s}$ с x_2 перейти влево к относящемуся значению $(d + 2c)/D_B$, на абсциссе взять x_1 и затем вычислить s_1 .

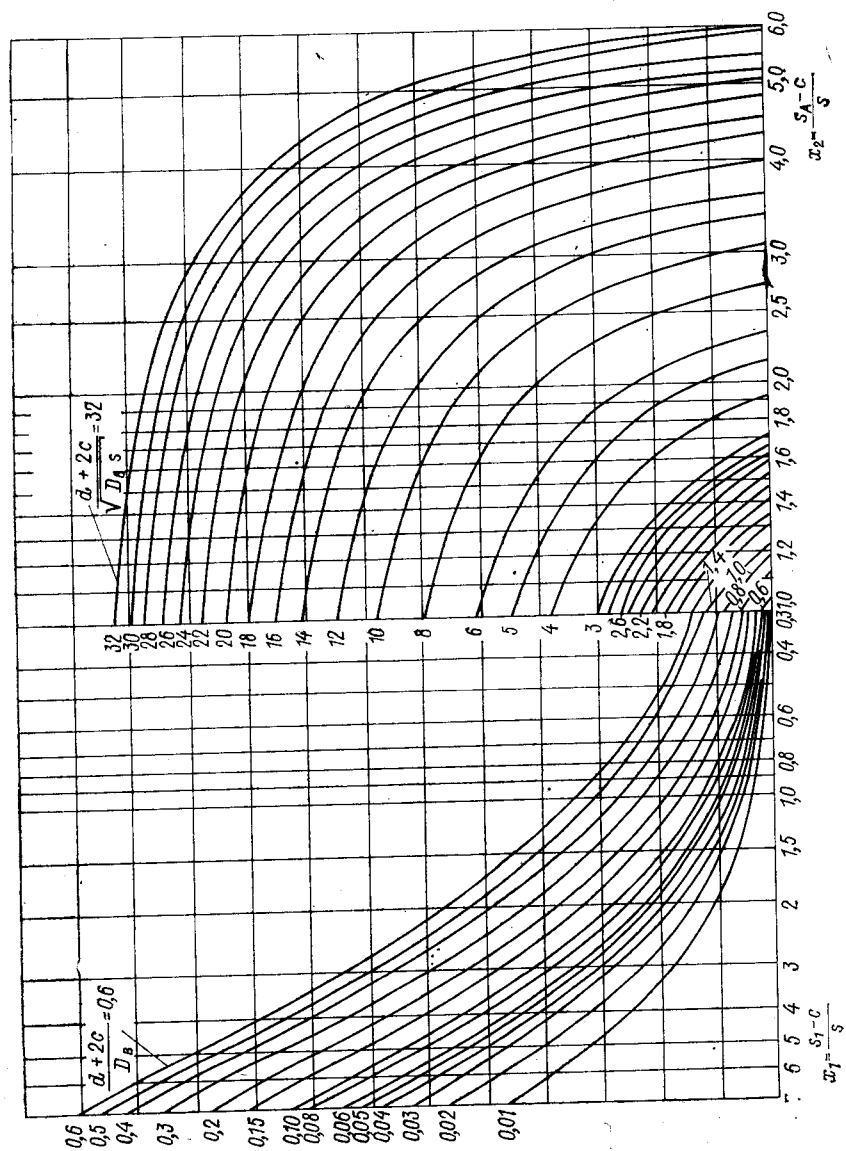


Рис. 3

3.3 Определение s_A при $s_1 > s$.

От точки пересечения $(s_1 - c)/s$ с относящимся значением $(d + 2c)/D_B$ перейти вправо к относящемуся значению $(d + 2c)/\sqrt{D_B s}$; на абсциссе взять x_2 и затем вычислить s_A .

3.4 Определение s_A , если отсутствует усиленное влияние штуцера (например, ввинчиваемые штуцеры).

Точка пересечения $(d + 2c)/\sqrt{D_B s}$ с абсциссой дает x_2 , после чего вычисляется s_A .

Значения для s_1 и s_A можно взять из рис. 3 и проверить по соответствующим формулам разделов 1 и 2 настоящего расчета.

РЕКОМЕНДУЕМЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ

1 РАСЧЕТ УСИЛИЙ ПРИ РАБОТЕ СПАРЕННЫМИ СУДОВЫМИ СТРЕЛАМИ

(к 2.2.8 и 2.2.9 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов)¹

1.1 Работа спаренными судовыми стрелами (рис. 1.1) заключается в перемещении груза соединенными шкентелями двух неподвижно установленных стрел при помощи грузовых лебедок обеих стрел.

Раскрепление стрел в необходимых положениях осуществляется контроттяжками, предотвращающими поворот стрел в сторону груза, и топриком или внутренними оттяжками, предотвращающими поворот стрел в сторону контроттяжек.

Судовые стрелы принимаются вооруженными по обычной схеме легких стрел без применения грузовых талей и при проводке ходового конца шкентеля на лебедку через направляющий блок у шпора стрелы.

1.2 В отличие от работы одиночной стрелы усилия в элементах устройства при работе спаренными стрелами зависят не только от массы поднимаемого груза и наклона стрелы, но и от положения узла спаривания шкентелей в вертикальной плоскости переноса груза, а также от взаимного положения стрел и контроттяжек, т. е. от принятой схемы их установки. Вследствие этого ограничение усилий в элементах устройства не может быть достигнуто путем назначения допускаемой грузоподъемности и предельного угла наклона стрел, как это применяется при одиночной работе стрел.

Зависимость усилий от положения узла спаривания шкентелей при транспортировке груза и от принятой схемы установки стрел и контроттяжек приводит к необходимости введения дополнительных

¹ Здесь и далее имеются в виду Правила Регистра СССР 1977 г.

эксплуатационных ограничений, связанных с допустимыми траекторией транспортировки груза и схемами установки стрел и контротяжек.

1.3 Ограничение усилий, связанное с положением узла спаривания шкентелей в вертикальной плоскости переноса груза, осуществляется при ограничении угла расхождения шкентелей, что определяет предельную траекторию перемещения узла спаренных шкентелей, представляющую окружность. Установление предельной траектории в свою очередь обуславливает определенную высоту подъема груза на пути его транспортировки.

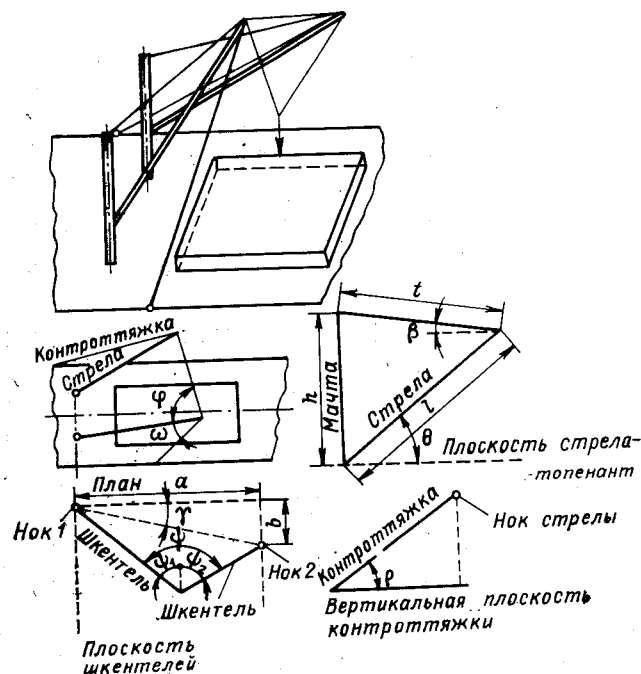


Рис. 1.1

При расчетах должны учитываться мероприятия по контролю в эксплуатации угла расхождения шкентелей или высоты подъема груза с тем, чтобы принятый в расчете предельный угол расхождения шкентелей не был превышен.

Метод расчета усилий в элементах грузоподъемного устройства для принятой схемы установки стрел и контротяжек при ограниченном угле расхождения шкентелей приведен в 1.6.

1.4 Ограничение усилий, связанное с применяемой схемой установки стрел и контротяжек, осуществляется при ограничении количества применяемых вариантов схем установки стрел и контротяжек. При обслуживании стрелами определенных площадей

должны быть определены крайние предельные положения стрел и контроттяжек, при которых усилия в элементах устройства не превышают их расчетного значения.

При расчетах должны учитываться мероприятия по контролю в эксплуатации схем установки стрел и контроттяжек, чтобы принятые в расчете схемы установки или предельные положения стрел и контроттяжек не были нарушены.

Метод выбора расчетного положения стрел и допускаемых к обслуживанию спаренными стрелами площадей приведен в 1.7.

1.5 Установка стрел и контроттяжек при работе спаренными шкентелями должна обеспечивать предотвращение самопроизвольного заваливания стрел к мачте (опрокидывания) при всех возможных вариантах установки стрел и положения груза.

Методика проверки предотвращения опрокидывания приведена в 1.8.

1.6 Определение наибольших усилий в элементах грузоподъемного устройства при ограниченном угле расхождения шкентелей.

Принятые обозначения (см. также рис. 1.1):

Q — грузоподъемность при работе спаренными стрелами; N — осевое усилие в стреле; T_0 — натяжение контроттяжки; $T_{ш}$ — натяжение шкентеля; T_t — натяжение топенанта; l — длина стрелы; h — высота подвеса топенанта над шпором стрелы; t — длина топенанта; θ — угол наклона стрелы к горизонту; β — угол между топенантом и горизонтальной плоскостью (при подъеме топенанта от мачты к ноку стрелы значение угла принимается отрицательным); φ — угол между плоскостью шкентелей и плоскостью стрела — топенанта в плане; ω — угол между вертикальной плоскостью, проходящей через контроттяжку, и плоскостью стрела — топенанта в плане; ρ — угол наклона контроттяжки к горизонту в ее вертикальной плоскости; ψ_1 и ψ_2 — углы между шкентелями первой и второй стрел и вертикалью; ψ — угол расхождения шкентелей в их плоскости; γ — угол между линией, соединяющей ноки стрел, и горизонталью; z — расстояние по вертикали между ноком второй стрелы и точкой спаривания шкентелей; a — расстояние по горизонтали между ноками стрел; b — расстояние по вертикали между ноками стрел.

Функции, определяющие влияние стрел и контроттяжек на усилия выбранной расчетной схемы установки, рассчитываются по формулам

$$\tau = \sin \varphi / (\sin \omega \cos \rho);$$

$$\nu = [\sin \varphi \operatorname{tg} \rho - \sin (\varphi + \omega) \operatorname{tg} \theta] / \sin \omega;$$

$$\mu = [\sin \varphi \operatorname{tg} \rho + \sin (\varphi + \omega) \operatorname{tg} \beta] / \sin \omega.$$

Значение тригонометрических функций принимается с учетом знаков в соответствии с величинами и знаками углов.

Расчетные формулы натяжения:

шкентеля

$$T_{\text{ш}} = Q \frac{1}{\sin \psi}, \quad (1.6-1)$$

при $\psi \leq 90^\circ$ принимается $T_{\text{ш}} = Q$;

контроттяжки

$$T_o = Q \frac{\tau}{2} \operatorname{tg} \frac{\psi}{2}; \quad (1.6-2)$$

топенанта

$$T_{\tau} = Q \frac{1}{2} \frac{t}{h} \left(1 + \frac{\sqrt{1+\nu^2} - \nu \cos \psi}{\sin \psi} \right), \quad (1.6-3)$$

при $\nu \leq \operatorname{ctg} \psi$ принимается $T_{\tau} = Qt/h$.

Осевое усилие в стреле

$$N = Q \frac{1}{\sin \psi} \left[1,05 + \frac{1}{2} \frac{l}{h} (\sqrt{1+\mu^2} - \mu \cos \psi + \sin \psi) \right], \quad (1.6-4)$$

при $\mu \leq (1 + 1,05h/l) \operatorname{ctg} \psi$ принимается

$$N = Q \left(1,05 + \frac{l}{h} \right).$$

Значения тригонометрических функций в формулах (1.6-1) — (1.6-4) принимаются с учетом знака в соответствии с углом ψ .

Вычисление усилий по приведенным формулам производится для каждой стрелы рассматриваемой пары.

Формулы применимы для расчета усилий при любом предельном угле расхождения шкентелей (но не более 120° согласно 1.4 Правил); предпочтительно, однако, применять углы 90 и 120° .

1.7 Определение расчетного положения стрел и контроттяжек, а также допускаемых к обслуживанию спаренными стрелами площадей.

При применении нескольких вариантов установки стрел и контроттяжек выбор расчетного варианта должен обеспечивать получение наибольших усилий в элементах устройства, которые не будут превышены при других предусмотренных вариантах установки стрел и контроттяжек.

Ниже приведены некоторые зависимости, облегчающие выбор расчетного варианта.

1.1 Влияние на усилия относительного положения плоскости шкентелей и плоскости стрела — топенант.

Взаимное положение этих плоскостей определяется углом φ , который может изменяться от 0 до 180° .

Наибольшие значения усилий в элементах устройства соответствуют наибольшему значению функций τ , ν и μ , определяющих влияние на усилия схем установки стрел и контроттяжек.

Максимальные значения этих функций при изменении угла φ равны:

$$\tau_{\max} = 1/\sin \omega \cos \rho \quad \text{при } \varphi = 90^\circ; \quad (1.7-1)$$

$$\nu_{\max} = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \rho + \operatorname{tg}^2 \theta - 2 \operatorname{tg} \rho \operatorname{tg} \theta \cos \omega / \sin \omega} \quad (1.7-2)$$

при $\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{ctg} \omega - \operatorname{tg} \rho / \operatorname{tg} \theta \sin \omega$;

$$\mu_{\max} = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \rho + \operatorname{tg}^2 \beta + 2 \operatorname{tg} \rho \operatorname{tg} \beta \cos \omega / \sin \omega} \quad (1.7-3)$$

при $\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{ctg} \omega + \operatorname{tg} \rho / \operatorname{tg} \beta \sin \omega$.

Принимая в расчетных формулах (1.6-2) ... (1.6-4) значения коэффициентов по формулам (1.7-1) ... (1.7-3), получаем наибольшее значение усилий для произвольных положений плоскости спаренных шкентелей относительно плоскости стрела — топенант.

2. Зависимость наибольшего натяжения оттяжки от схемы ее установки определяется формулой

$$\tau = \frac{\sin \varphi}{\sin \omega \cos \rho} = \frac{\sin \varphi}{\sin \alpha}, \quad (1.7-4)$$

где α — угол между плоскостью стрела — топенант и контротяжкой.

Наиболее благоприятное положение контротяжки, соответствующее наименьшему ее натяжению, осуществляется при расположении контротяжки перпендикулярно к плоскости стрела — топенант ($\alpha = 90^\circ$). С уменьшением угла α натяжение контротяжки увеличивается и в пределе $\alpha = 0$ становится равным бесконечности.

Зависимость усилий в стреле и топенанте от принятой схемы установки контротяжки определяется формулой

$$\nu \left(1 - \frac{l}{h} \sin \theta \right) + \mu \frac{l}{h} \sin \theta = \tau \sin \rho. \quad (1.7-5)$$

Из геометрических соотношений

$$\tau \sin \rho = \sin \varphi \operatorname{ctg} \alpha_1, \quad (1.7-6)$$

где α_1 — угол между проекцией оттяжки на вертикальную плоскость, перпендикулярную к плоскости стрела — топенант, и вертикалью.

Из формул (1.7-5) и (1.7-6) видно, что выбор расчетного положения контротяжек в значительной степени определяет усилие в стреле и топенанте, нагружаемых реакцией оттяжки.

Благоприятное положение оттяжки обуславливает уменьшение натяжения самой оттяжки и уменьшение усилий в стреле и топенанте.

Наиболее благоприятное положение контротяжки, соответствующее наименьшим усилиям в стреле и топенанте, осуществляется при расположении контротяжек перпендикулярно

к плоскости стрела — топенант ($\alpha_1 = 90^\circ$). С уменьшением угла усилия в стреле и топенанте увеличиваются и в пределах $\alpha_1 = 0$ становятся равными бесконечности.

Таким образом, усилия в элементах грузоподъемного устройства зависят от положения нижней точки крепления контроттяжки, уменьшаясь при удалении этой точки от плоскости стрела — топенант.

3 Допускаемый способ определения расчетного положения стрел и контроттяжек для стрел, обслуживающих соответствующие площади подъема и опускания груза.

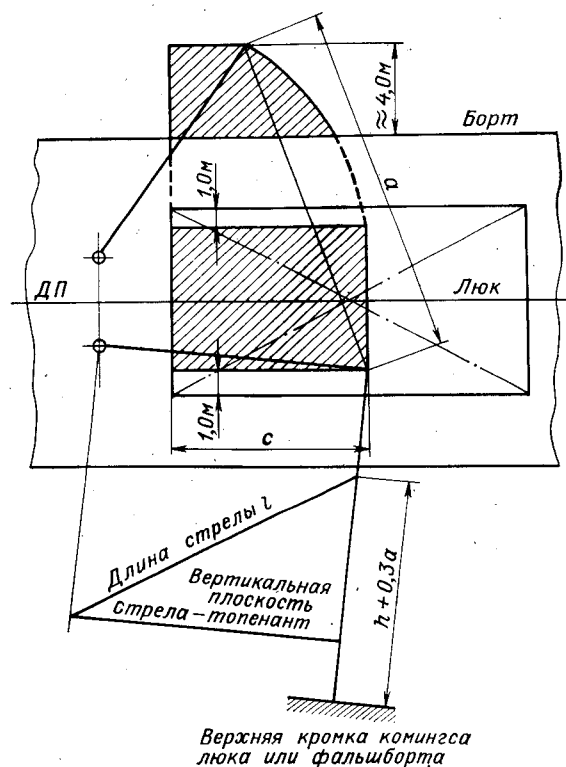


Рис. 1.7.3-1

Определение допускаемых к обслуживанию спаренными стрелами площадей или установление необходимых для их обслуживания длин стрел производится по схеме, приведенной на рис. 1.7.3-1, при использовании которой должны учитываться следующие положения:

— высота подъема точки спаривания шкентелей над комингсом люка или фальшбортом (h) должна быть не меньше 5 м при грузоподъемности до 2 т и 6 м при грузоподъемности более 2 т;

— угол расхождения шкентелей (ψ) при подъеме точки спаривания шкентелей на высоту, указанную выше, не должен превышать 120° ;

— вылет забортной стрелы от борта судна должен быть достаточным для нормальной работы с грузами (рекомендуется не менее 4 м).

Определение расчетных положений стрел, обслуживающих площади, указанные на рис. 1.7.3-1, производится по схеме, указанной на рис. 1.7.3-2.

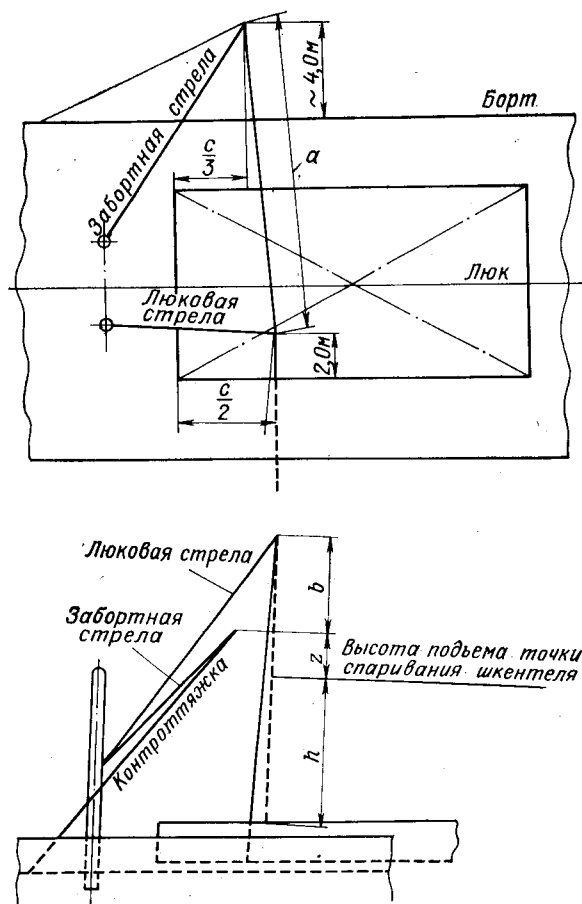


Рис. 1.7.3-2

Контроттяжка люковой стрелы устанавливается под углом около 90° к плоскости стрелы — топенант в плане.

Контроттяжка забортной стрелы устанавливается по условию предотвращения опрокидывания стрелы (см. 1.8).

В установленном расчетном положении стрел определение усилий в элементах устройства производится согласно формулам (1.6-1) — (1.6-4), причем расчетное значение угла расхождения шкентелей определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \frac{\psi}{2} = \frac{b + 2z - 2\sqrt{z(b+z)}}{\sqrt{a^2 - b^2 - a}}. \quad (1.7-7)$$

Расчетный угол расхождения шкентелей не должен превышать 120° . В случае применения мероприятий по контролю угла расхождения шкентелей предельный угол не должен приниматься больше его значения, определенного по формуле (1.7-7).

Проверка предотвращения опрокидывания стрел должна производиться согласно формулам (1.8-1) — (1.8-4).

1.8 Проверка предотвращения опрокидывания стрел (см. рис. 1.1).

Условия предотвращения опрокидывания:

а) для стрелы 1, нок которой расположен выше,

$$\text{при } \psi \geq 90^\circ - \gamma \quad v_1 > -\operatorname{tg} \gamma = -\frac{b}{a}; \quad (1.8-1)$$

$$\text{при } \psi < 90^\circ - \gamma \quad v_1 > -\operatorname{ctg} \psi; \quad (1.8-2)$$

б) для стрелы 2, нок которой расположен ниже,

$$\text{при } \psi \geq 90^\circ + \gamma \quad v_2 > \operatorname{tg} \gamma = \frac{b}{a}; \quad (1.8-3)$$

$$\text{при } \psi < 90^\circ + \gamma \quad v_2 > -\operatorname{ctg} \psi. \quad (1.8-4)$$

2 РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ ПЕРЕДВИЖНЫХ КРАНОВ

(к 4.4.1 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов)

2.1 Коэффициенты устойчивости, представляющие собой отношение момента веса всех частей крана относительно ребра опрокидывания к моменту относительно того же ребра, создаваемому внешними нагрузками, должны быть не менее единицы в следующих расчетных случаях:

1 кран неподвижен (работает только подъемный механизм), производится разгон или торможение механизма подъема с грузом, превышающим допускаемую грузоподъемность на 25 %;

2 кран с грузом находится в движении (передвижение крана, изменение вылета стрелы, поворот), причем происходит разгон или торможение механизмов с грузом, превышающим допускаемую

грузоподъемность на 10 %. Одновременно учитывается давление ветра на конструкцию крана и груз, равное 400 Па [40 кгс/м²];

3 кран без груза (механизмы не работают) при действии на конструкцию крана давления ветра, равного 2 кПа [200 кгс/м²]. Расчетное давление ветра в этом случае может быть уменьшено при представлении доказательств, учитывающих условия акватории и эксплуатации крана; однако во всех случаях оно не должно приниматься менее 1 кПа [100 кгс/м²].

При достаточном основании может потребоваться применение расчетных нагрузок, отличающихся от указанных выше и обусловленных характером эксплуатации или конструкцией крана.

Расчетные формулы для проверки устойчивости приведены в 2.6.

2.2 Все силы от расчетных нагрузок должны приниматься по значению и направлению наиболее неблагоприятными для устойчивости крана.

Ребро опрокидывания должно приниматься в наиболее неблагоприятном для устойчивости крана положении.

2.3 Если расположение на кране парового котла и цистерн для топлива и воды уменьшает устойчивость крана, уровень воды в котле принимается высшим, а цистерны полностью заполненными; в противном случае уровень воды в котле принимается низшим, а цистерны порожними.

Стрелы кранов с переменным вылетом в расчете должны приниматься в положении, наиболее неблагоприятном для устойчивости крана.

2.4 Моменты от внешних нагрузок относительно ребра опрокидывания принимаются без учета угла наклона крана.

Момент веса всех частей крана относительно ребра опрокидывания определяется с учетом угла наклона крана вследствие крена и дифферента плавучего основания, минимальное расчетное значение которого должно составлять: для судовых и плавучих кранов 5°, для доковых кранов 2°.

Если по характеру эксплуатации или по расчетам устойчивости плавучего основания углы наклона имеют большие значения, то в расчете применяются истинные углы наклона.

2.5 Устойчивость кранов, как правило, должна обеспечиваться без учета действия конструктивных приспособлений, служащих для удержания крана от опрокидывания при потере им устойчивости. Однако наличие таких приспособлений может быть учтено в расчете, если они обладают достаточной надежностью и прочностью, а при применении рельсовых захватов рельсовый путь должен быть закреплен.

В случаях нагрузки 1 и 2 могут учитываться лишь несъемные приспособления, не препятствующие движению и плотно прилегающие к опорной поверхности (например, обратные ролики).

В случае нагрузки 3 могут учитываться также съемные приспособления (например, клещевые захваты).

2.6 Определение коэффициентов устойчивости.

Принятые обозначения (см. также рис. 2.6-1 и 2.6-2):
 k_1 — коэффициент «грузовой» устойчивости для случая нагрузки 1; k_2 — коэффициент «грузовой» устойчивости для случая

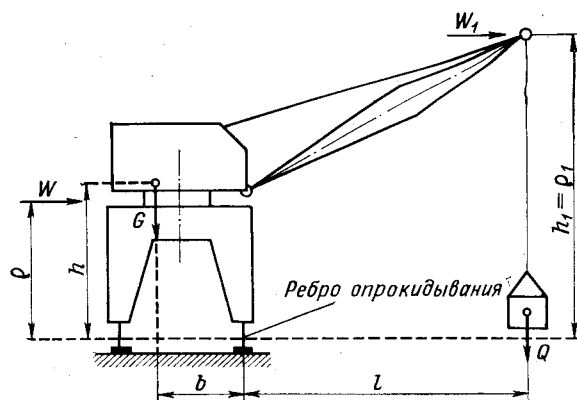


Рис. 2.6-1

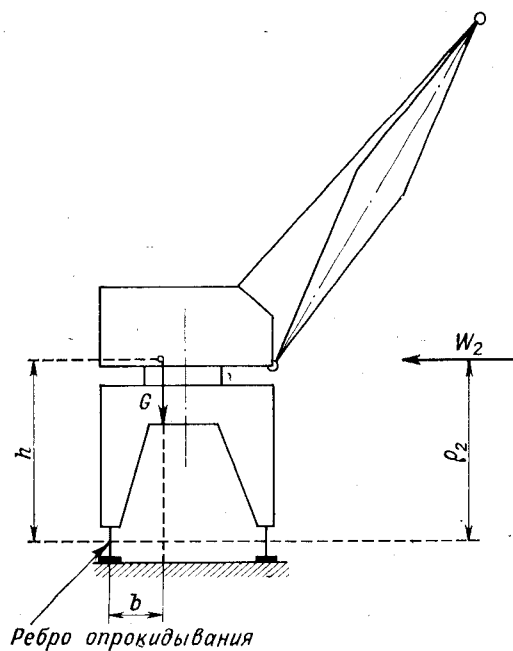


Рис. 2.6-2

1817 1373

нагрузки 2; k_3 — коэффициент «собственной» устойчивости для случая нагрузки 3; G — собственный вес крана, кН [тс]; $G_{стр}$ — собственный вес стрелы и стрелового оборудования, приведенный к ноку (оголовку) стрелы, кН [тс]; Q — допускаемая грузоподъемность, т; W — сила давления ветра на конструкцию крана в рабочем состоянии, равная $0,4F$ кН [$0,04F$ тс], где F — расчетная наветренная площадь крана в рабочем состоянии, m^2 , определяемая, как указано в 2.2.3 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов; W_1 — сила давления ветра на груз, равная $0,4f$ кН [$0,04f$ тс], где f — расчетная наветренная площадь груза, m^2 , определяемая, как в 2.2.3 указанных выше Правил.

Сила W_1 считается приложенной к ноку (оголовку) стрелы; W_2 — сила давления ветра на конструкцию крана в нерабочем состоянии, равная $2F$ кН [$0,2F$ тс], где F — расчетная наветренная площадь крана, m^2 , в нерабочем состоянии, определяемая, как указано в 2.2.3 приведенных выше Правил. При применении сниженного давления ветра

$$W_2 = \frac{p}{100} F, \quad \left[W_2 = \frac{p}{1000} F \right],$$

где p — принятое расчетное давление ветра, кПа [$кгс/m^2$]; ψ — коэффициент динамичности при подъеме или опускании груза, определяемый для плавучих кранов, как указано в 3.3 приложения 3, а для судовых кранов, как в 2.4.2 Правил;

g — ускорение свободного падения, равное $9,81$ m/s^2 ; α — угол наклона крана, град; l — расстояние по горизонтали от ребра опрокидывания до вертикали, проходящей через центр тяжести груза, м; b — расстояние по горизонтали от ребра опрокидывания до вертикали, проходящей через центр тяжести крана, м; h — расстояние от центра тяжести крана до плоскости, проходящей через точки опорного контура, м; $\rho, \rho_1 = h_1, \rho_2$ — расстояние от плоскости, проходящей через точки опорного контура до центра приложения силы давления ветра (центр тяжести наветренной площади), м; v_1 — скорость передвижения крана, м/с; v'_2 — скорость горизонтального перемещения нока (оголовка) стрелы, м/с; v''_2 — скорость вертикального перемещения нока (оголовка) стрелы, м/с; n — число оборотов крана в минуту; t_1 — время неустановившегося режима работы механизма передвижения (пуск, торможение), с; t_2 — время неустановившегося режима работы механизма изменения вылета стрелы (пуск, торможение), с;

$$k_1 = \frac{G(b \cos \alpha - h \sin \alpha)}{Ql(0,50 + 0,75\psi)} \geq 1; \quad (2.6-1)$$

$$k_2 = \frac{G(b \cos \alpha - h \sin \alpha)}{A} \geq 1, \quad (2.6-2)$$



где

$$A = Ql (0,50 + 0,60\phi) + \left[\frac{Qv_1}{gt_1} h_1 + \frac{Gv_1}{gt_1} h + \frac{Qn^2 h_1}{900 - n^2 h_1} + \right. \\ \left. + \frac{(G_{np} + Q) v_2'}{gt_2} h_1 + \frac{(G_{np} + Q) v_2''}{gt_2} \right] + 1,10 (W_p + W_1 h_1);^1 \\ k_3 = \frac{G (b \cos \alpha - h \sin \alpha)}{1,10 W_2 p_2} \geq 1. \quad (2.6-3)$$

3 РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ДИНАМИЧНОСТИ

(к 2.3.2 и 10.2.1 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов)

3.1 Коэффициент динамичности представляет собой отношение динамической нагрузки к статической.

3.2 Коэффициент динамичности при подъеме или опускании груза определяется по формуле

$$\phi = 1 + 0,0053v/\sqrt{f_{ст}},$$

где v — наибольшая скорость перемещения груза, м/мин; $f_{ст}$ — деформация системы подвеса груза (включая тросы) при статическом действии усилия, равного грузоподъемности, м.

3.3 Коэффициент толчков при движении по подкрановому пути (крана, тележки, поворотной части) определяется по формуле

$$\varphi = 1,03 + av,$$

где v — скорость движения, м/мин; a — коэффициент, равный 0,001 — при открытых стыках рельсов; 0,002 — при сваренных стыках или при отсутствии стыков рельсов.

4 РАСЧЕТ УСТОЙЧИВОСТИ СТЕРЖНЕЙ И БАЛОК

Центрально-сжатые стержни

(к 2.2.15, 2.3.10—2.3.13 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов)

4.1 Устойчивость центрально-сжатых элементов проверяется по формуле

$$\sigma = N/F \leq \varphi [\sigma], \quad (4.1)$$

где σ — напряжение от сжатия стержня, Па [кгс/см²]; N — продольная сжимающая сила, Н [кгс]; F — площадь поперечного сечения стержня, см²; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на сжатие, Па

¹ В формуле представляются моменты инерционных усилий лишь для двух видов движения (передвижение, изменение вылета, поворот), которые дают наибольший момент относительно ребра опрокидывания.

[кгс/см²]; φ — коэффициент продольного изгиба, принимаемый по табл. 4.1 в зависимости от наибольшей расчетной гибкости стержня λ .

Таблица 4.1

Коэффициенты φ продольного изгиба центрально-сжатых элементов

Гибкость элементов λ	Значения φ для элементов		
	из углеродистой стали обыкновенного качества с пределом текучести 230–250 МПа [2300–2500 кгс/см ²]	из низколегированной конструкционной стали с пределом текучести	
		340–350 МПа [3400–3500 кгс/см ²]	400 МПа [4000 кгс/см ²]
0	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,98	0,98
20	0,97	0,95	0,95
30	0,95	0,92	0,92
40	0,92	0,89	0,88
50	0,89	0,84	0,82
60	0,86	0,78	0,77
70	0,81	0,71	0,68
80	0,75	0,63	0,59
90	0,69	0,54	0,50
100	0,60	0,46	0,43
110	0,52	0,39	0,36
120	0,45	0,33	0,31
130	0,40	0,29	0,27
140	0,36	0,25	0,23
150	0,32	0,23	0,20
160	0,29	0,21	0,18
170	0,26	0,19	0,16
180	0,23	0,17	0,14
190	0,21	0,15	0,12
200	0,19	0,13	0,11
210	0,17	0,12	0,10
220	0,16	0,11	0,09

Примечание. Гибкость элемента $\lambda = l/r$, где l — расчетная длина, см, определяемая с учетом конструкции стержня и закрепления его концов, как указано в 4.10; r — радиус инерции сечения, см.

4.2 Стержни из одиночных уголков рассчитываются на центральное сжатие по 4.1. При определении гибкости этих стержней радиус инерции сечения уголка r принимается следующим:

.1 если стержни прикреплены только по концам — минимальным;

.2 при наличии промежуточного закрепления (распорок, связей и т. п.), предопределяющего направление выпучивания уголка в плоскости, параллельной одной из полок, — относительно оси, параллельной второй полке уголка.

4.3 Составные элементы из уголков, швеллеров и т. п., соединяемых вплотную или через прокладки, рассчитываются как из сплошных стен при условии, что наибольшие расстояния между их соединениями (прокладками, шайбами и т. п.) не превышают $40 r$, где r — радиус инерции уголка или швеллера относительно оси, параллельной плоскости расположения прокладок. При этом в пределах длины сжатого элемента следует ставить не менее двух прокладок.

4.4 Для составных центрально-сжатых стержней, ветви которых соединены планками или решетками, коэффициент продольного изгиба φ относительно свободной оси (перпендикулярной к плоскости планок или решеток) должен определяться по приведенной гибкости $\lambda_{пр}$, вычисляемой согласно формулам табл. 4.4.

Гибкость отдельных ветвей λ_1 и λ_2 на участке между планками должна быть не более 40.

В составных стержнях с решетками гибкость отдельных ветвей на участках между узлами не должна превышать приведенную гибкость $\lambda_{пр}$ в целом.

Соединительные элементы (планки или решетки) центрально-сжатых составных стержней должны рассчитываться на условную поперечную силу $Q_{усл}$, принимаемую постоянной по всей длине стержня и равную $20F$ для конструкций из углеродистой стали обыкновенного качества и $40F$ для конструкций из низколегированной стали, где F — площадь брутто всего сечения стержня, $см^2$.

Если соединительные элементы расположены в нескольких параллельных плоскостях, то поперечная сила $Q_{усл}$ распределяется:

— при наличии только соединительных планок или решеток — поровну между всеми системами планок (решеток);

— при наличии наряду с соединительными планками или решетками сплошного листа — пополам между сплошным листом и всеми системами планок (решеток).

Соединительные планки (рис. 4.4-2) должны рассчитываться как элементы безраскосных ферм:

— на силу, срезающую планку, по формуле

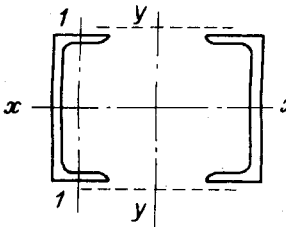
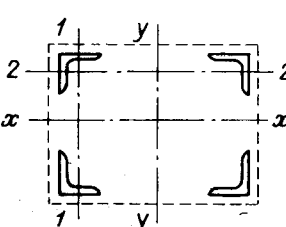
$$T = Q_{п} l / c; \quad (4.4-5)$$

— на момент, изгибающий планку в ее плоскости, по формуле

$$M = Q_{п} l^2 / 2. \quad (4.4-6)$$

В этих формулах $Q_{п}$ — условная поперечная сила, приходящаяся на систему планок, расположенных в одной плоскости; l — расстояние между центрами планок; c — расстояние между осями ветвей.

Таблица 4.4

Тип сечения стержня	Соединительные элементы	Значение приведенной гибкости
	Планки	$\sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2} \quad (4.4-1)$
	Решетки	$\sqrt{\lambda_y^2 + k_1 \frac{F}{F_{p1}}} \quad (4.4-2)$
	Планки	$\sqrt{\lambda^2 + \lambda_1^2 + \lambda_2^2} \quad (4.4-3)$
	Решетки	$\sqrt{\lambda^2 + F \left(\frac{k_1}{F_{p1}} + \frac{k_2}{F_{p2}} \right)} \quad (4.4-4)$

Примечания: 1. λ_y — гибкость всего стержня относительно свободной оси $y-y$; λ — наибольшая гибкость всего стержня; λ_1 и λ_2 — гибкость отдельных ветвей относительно осей 1-1 и 2-2 на участках между приваренными планками (в свету) или между центрами крайних заклепок; F — площадь сечения всего стержня; F_{p1} и F_{p2} — площади сечения раскосов решеток, лежащих в плоскостях, соответственно перпендикулярных осям 1-1 и 2-2; k_1 и k_2 — коэффициенты, принимаемые в зависимости от угла α_1 или α_2 между раскосом решетки и ветвью (рис. 4.4-1) соответственно в плоскостях, параллельных осям 1-1 или 2-2, равными: при $\alpha=30^\circ$ $k=45$; $\alpha=40^\circ$ $k=31$; $\alpha=45 \dots 60^\circ$ $k=27$.

2. Формулы (4.4-1) и (4.4-3) справедливы в отношении погонных жесткостей планки и ветви $\frac{i_{пл}}{i_v} \geq 3$; при $\frac{i_{пл}}{i_v} < 3$ должно быть учтено влияние гибкости планки на приведенную гибкость.

Соединительные решетки должны рассчитываться как решетки ферм.

При расчете перекрестных раскосов крестовой решетки с распорами следует учитывать дополнительные усилия, возникающие в них от обжатия поясов.

Стержни, предназначенные для уменьшения расчетной длины сжатых элементов, должны рассчитываться на усилие, равное условной поперечной силе в основном сжатом стержне, определяемой, как указано выше.

4.5 Устойчивость внецентренно-сжатых элементов в плоскости действия момента, совпадающей с плоскостью симметрии, проверяется по формуле

$$\sigma = N/F \leq \varphi_{\text{вн}} [\sigma], \quad (4.5-1)$$

где $\varphi_{\text{вн}}$ — коэффициент, определяемый по табл. 4.5-1 в зависимости от расчетной гибкости стержня λ и относительного эксцентриситета m .

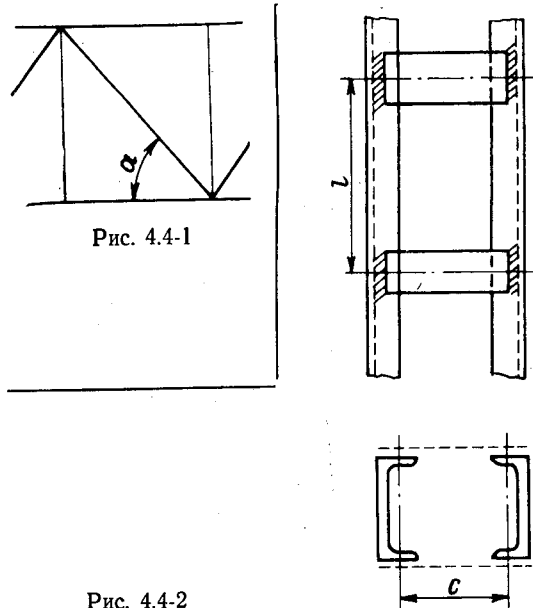


Рис. 4.4-2

Остальные обозначения приведены в формуле (4.1).

Относительный расчетный эксцентриситет приложения продольных сил в концевых сечениях стержня определяется по формуле

$$m = e/\rho, \quad (4.5-2)$$

где e — абсолютный эксцентриситет приложения сил в концевых сечениях стержня (расчетное расстояние от линии действия продольной силы до геометрической оси стержня, проходящей через центры тяжести сечений прямого стержня); ρ — ядровое расстояние (радиус ядра сечения) в плоскости изгиба,

$$\rho = W/F, \quad (4.5-3)$$

где W — момент сопротивления сечения для наиболее сжатого волокна, см^3 ; F — площадь сечения, см^2 .

Таблица 4.5-1

m	Коэффициенты $\varphi_{\text{вн}}$													
	Гибкость элемента в плоскости изгиба λ													
	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200

Для элементов из углеродистой стали обыкновенного качества с пределом текучести 230—250 МПа [2300—2500 кгс/см²]

0,2	0,79	0,78	0,75	0,73	0,70	0,66	0,61	0,56	0,51	0,41	0,33	0,26	0,22	0,18
0,4	0,68	0,67	0,65	0,63	0,60	0,56	0,53	0,49	0,45	0,37	0,30	0,25	0,21	0,17
0,6	0,60	0,59	0,57	0,55	0,53	0,49	0,47	0,43	0,40	0,34	0,28	0,23	0,20	0,17
0,8	0,54	0,52	0,51	0,48	0,47	0,54	0,42	0,39	0,37	0,31	0,26	0,22	0,19	0,16
1,0	0,48	0,47	0,46	0,44	0,43	0,41	0,38	0,36	0,34	0,29	0,25	0,21	0,18	0,16
1,2	0,44	0,43	0,42	0,41	0,39	0,37	0,35	0,33	0,31	0,27	0,24	0,20	0,17	0,15
1,4	0,40	0,40	0,39	0,37	0,36	0,35	0,33	0,31	0,29	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15
1,6	0,37	0,37	0,36	0,35	0,33	0,32	0,31	0,29	0,28	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14
1,8	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,29	0,28	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14
2,0	0,33	0,32	0,31	0,30	0,29	0,28	0,27	0,26	0,25	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13
2,5	0,28	0,28	0,27	0,26	0,26	0,25	0,24	0,23	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12
3,0	0,25	0,24	0,24	0,23	0,23	0,22	0,21	0,20	0,20	0,18	0,16	0,15	0,13	0,12
3,5	0,22	0,22	0,21	0,21	0,20	0,20	0,19	0,19	0,18	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11
4,0	0,20	0,20	0,19	0,19	0,18	0,18	0,17	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13	0,10	0,10
5,0	0,17	0,16	0,16	0,16	0,16	0,15	0,15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09
7,0	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11	0,11	0,11	0,10	0,10	0,09	0,09	0,09
10,0	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06
20,0	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04

Для составных стержней с решетками или планками, расположенными в плоскостях, параллельных плоскости изгиба, относительный эксцентриситет определяется по формуле

$$m_x = e_x F_{y,1} / I_x \text{ или } m_y = e_y F_{x,1} / I_y, \quad (4.5-4)$$

где x_1 и y_1 — расстояния от нейтральной оси y или x до оси наиболее сжатой ветви, но не меньше расстояния до оси стенки ветви.

В качестве расчетной гибкости для составных стержней применяется приведенная гибкость по формулам (4.4-1) ... (4.4-4).

4.6 Устойчивость внецентренно-сжатых элементов из плоскости действия момента при их изгибе в плоскости наибольшей жесткости, совпадающей с плоскостью симметрии, проверяется по формуле

$$\sigma = N/F \leq c\varphi [\sigma], \quad (4.6-1)$$

где c — коэффициент, зависящий от высоты сечения h и абсолютного эксцентриситета e ; принимается по табл. 4.6:

Таблица 4.6

Значения коэффициента c при $\lambda > \lambda_c$

e/h	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	$\geq 2,5$
c	1	0,9	0,75	0,6	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,27	0,24	0,2

Примечание. Для углеродистой стали обыкновенного качества $\lambda_c = 100$, для низколегированной конструкционной стали $\lambda_c = 85$.

φ — коэффициент продольного изгиба, принимаемый как для центрально-сжатого стержня по табл. 4.1, в зависимости от гибкости из плоскости действия момента.

При $\lambda \leq \lambda_c$

$$c = 1/(1 + 0,85m), \quad (4.6-2)$$

где m — относительный эксцентриситет приложения сил.

Внецентренно-сжатые элементы при их изгибе в плоскости наименьшей жесткости и при гибкости из плоскости изгиба, меньшей чем в плоскости изгиба, кроме проверки по формуле (4.5-1) должны проверяться на устойчивость из плоскости действия момента, как центрально-сжатые стержни, по формуле (4.1).

4.7 В составных внецентренно-сжатых элементах с решетками, расположенными в плоскостях, параллельных плоскости изгиба, кроме проверки стержня в целом по формуле (4.6-1) должны быть проверены отдельные ветви как центрально-сжатые стержни по формуле (4.1). Продольная сила в каждой ветви определяется при этом с учетом дополнительного усилия от изгибающего момента;

это усилие при параллельных ветвях (поясах) принимается N_e/h , где h — расстояние между осями ветвей (поясов).

4.8 Составные стержни из двух сплошностенчатых ветвей с решетками в двух параллельных плоскостях (рис. 4.8.1), подверженные сжатию и изгибу в обеих главных плоскостях, следует проверять:

.1 на устойчивость стержня в целом в плоскости, параллельной плоскостям решеток по 4.5, считая при этом эксцентриситет $e_y = 0$ (рис. 4.8.1);

.2 на устойчивость отдельных ветвей как внецентренно-сжатых элементов по формулам (4.5-1) и (4.6-1); при этом продольная сила в каждой ветви определяется с учетом дополнительного усилия от момента M_x (см. 4.7), а момент M_y разрешается распре-

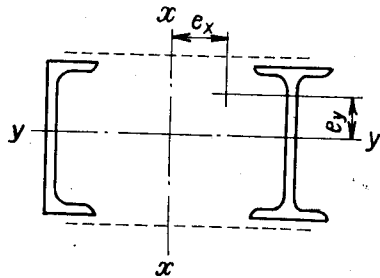


Рис. 4.8.1

делить между ветвями пропорционально их жесткостям; если M_y действует в плоскости одной из ветвей, то разрешается считать его передающимся полностью на эту ветвь.

При проверке отдельной ветви по формуле (4.6-1) гибкость ее определяется исходя из наибольшего расстояния между узлами решетки.

4.9 Соединительные элементы (решетки или планки) составных внецентренно-сжатых стержней должны рассчитываться на поперечную силу, равную большей из величин:

фактической поперечной силе или условной поперечной силе $Q_{усл}$, вычисленной согласно указаниям 4.4.

Примечание. Если фактическая поперечная сила больше условной, то соединение ветвей составных внецентренно-сжатых элементов с помощью планок не рекомендуется.

Расчетные длины элементов стальных конструкций

4.10 Расчетная длина стержня для проверки устойчивости определяется по формуле

$$l = \mu l_0, \quad (4.10-1)$$

где l_0 — длина стержня между расчетными опорами; μ — коэффициент расчетной длины,

$$\mu = \sqrt{N_{\text{Э}} / N_{\text{Э}}^x}, \quad (4.10-2)$$

где $N_{\text{Э}}$ — критическая Эйлера сила однопролетного стержня длиной l_0 с постоянным сечением и с шарнирным опиранием концов; $N_{\text{Э}}^x$ — критическая Эйлера сила для рассматриваемого стержня,

отличающегося по конструкции (переменное сечение, промежуточные опоры, составные стержни) и виду закрепления концевых сечений (упругое или жесткое защемление, свободный конец) от стержня, принятого для определения $N_{\text{э}}$. Эта критическая сила определяется приемлемыми способами строительной механики.

При расчете величин $N_{\text{э}}$ и $N_{\text{э}}^*$ принимается, что материал абсолютно упруг (следует закону Гука) независимо от значения напряжения сжатия.

4.11 Однопролетные стержни постоянного сечения с различным закреплением концов — см. табл. 4.11.

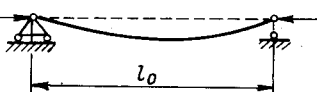
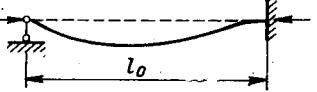
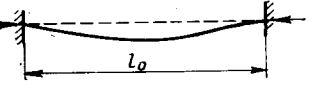
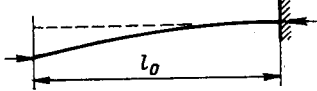
4.12 Стержни постоянного сечения с промежуточной опорой — см. табл. 4.12.

4.13 Однопролетные стержни переменного сечения с шарнирно-опертыми концами — см. табл. 4.13.

4.14 Плоские фермы — см. табл. 4.14-1 и 4.14-2.

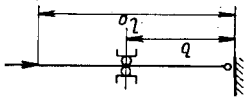
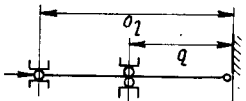
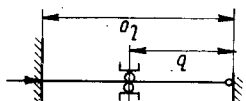
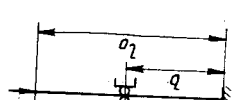
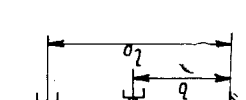
Расчетные длины при определении гибкости элементов с симметричным относительно плоскости фермы сечением, за исключением пересекающихся стержней ферм с перекрестной решеткой, должны приниматься по табл. 4.14-1.

Таблица 4.11

Условия закрепления концов	Расчетная схема стержня	Коэффициент расчетной длины μ
Оба конца шарнирно-оперты		1,0
Один конец жестко заделан, а другой имеет шарнирную опору		0,7
Оба конца жестко заделаны (один может перемещаться вместе с заделкой)		0,5
Один конец жестко заделан, а другой свободен		2,0

Примечание. Учет наличия жесткой заделки может производиться лишь при достаточной обоснованности отсутствия поворота концевого сечения.

Таблица 4.12

Расчетная схема стержня	Коэффициент расчетной длины μ					
	$\frac{b}{l_0}$					
0	2,00	0,70	0,50	2,00	0,70	0,50
0,1	1,87	0,65	0,47	1,85	0,65	0,46
0,2	1,73	0,60	0,44	1,70	0,59	0,43
0,3	1,60	0,56	0,41	1,55	0,54	0,39
0,4	1,47	0,52	0,41	1,40	0,49	0,36
0,5	1,35	0,50	0,44	1,26	0,44	0,35
0,6	1,23	0,52	0,49	1,11	0,41	0,36
0,7	1,13	0,56	0,54	0,98	0,41	0,39
0,8	1,06	0,60	0,59	0,85	0,44	0,43
0,9	1,01	0,65	0,65	0,76	0,47	0,46
1,0	1,00	0,70	0,70	0,70	0,50	0,50

Примечание. Учет наличия жесткой заделки может производиться лишь при достаточной обоснованности отсутствия поворота конечного сечения.

Таблица 4.13

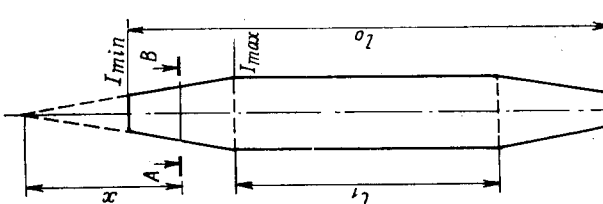
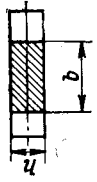
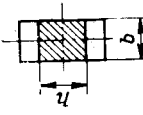
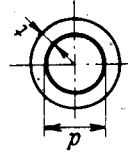
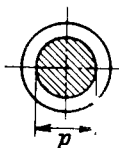
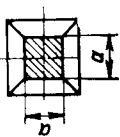
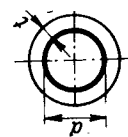
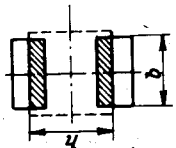
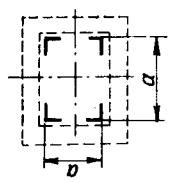
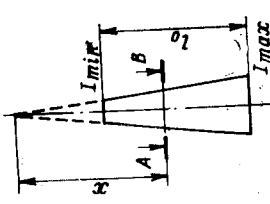
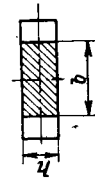
Схема стержня	Сечение АВ	Закон изменения момента инерции	$\frac{I_{\min}}{I_{\max}}$	Коэффициент расчетной длины μ при l_1/l_0 , равном				
				0	0,2	0,4	0,6	0,8
Стержень симметричный относительно среднего сечения со средней частью постоянного сечения 	Сплошное прямоугольное, с постоянной высотой (в плоскости изгиба) и переменной шириной 	$I = I_{\max}^2 \frac{1 - \frac{I_{\min}}{I_{\max}}}{l_0 - l_1} x \quad (4.13-1)$	0	1,31	1,18	1,09	1,03	1,00
			0,1	1,23	1,14	1,07	1,02	1,00
			0,2	1,19	1,11	1,05	1,01	1,00
			0,4	1,12	1,07	1,04	1,01	1,00
			0,6	1,07	1,04	1,02	1,01	1,00
			0,8	1,03	1,02	1,01	1,00	1,00
			1,0	1,00	—	—	—	—
	Сплошное прямоугольное, с переменной высотой (в плоскости изгиба) и постоянной шириной 	$I = I_{\max} \times \left(1 - \sqrt[3]{\frac{I_{\min}}{I_{\max}}} \right)^3 \times 8 \frac{x^3}{(l_0 - l_1)^3} \quad (4.13-2)$	0,01	1,97	1,64	1,35	1,11	1,01
			0,1	1,40	1,25	1,12	1,04	1,00
			0,2	1,27	1,16	1,08	1,02	1,00
			0,4	1,14	1,08	1,04	1,01	1,00
			0,6	1,08	1,05	1,02	1,01	1,00
	Тонкостенное кольцевое, с постоянной толщиной 	(для кольцевого сечения приближенно)	0,8	1,03	1,02	1,01	1,00	1,00
			1,0	1,00	—	—	—	—

Схема стержня	Сечение АВ	Закон изменения момента инерции	$\frac{I_{\min}}{I_{\max}}$	Коэффициент расчетной длины μ при l_1/l_0 , равном					
				0	0,2	0,4	0,6	0,8	
Изменение размеров концевых частей линейное	 Сплошное круг- лое	$I = I_{\max} \times \frac{\left(1 - \sqrt[4]{\frac{I_{\min}}{I_{\max}}}\right)^4}{(l_0 - l_1)^4} x^4 \quad (4.13-3)$	0,01	2,14	1,78	1,43	1,14	1,02	
	0,1		1,43	1,27	1,13	1,05	1,01		
	0,2		1,28	1,17	1,08	1,03	1,00		
	0,4		1,15	1,09	1,04	1,01	1,00		
	0,6		1,08	1,05	1,02	1,01	1,00		
	0,8		1,03	1,02	1,01	1,00	1,00		
	1,0		1,00	—	—	—	—		
	 Сплошное квад- ратное								
	 Кольцевое, с тол- щиной, изменяю- щейся пропорцио- нально диаметру $\frac{d}{t} = \text{const}$								

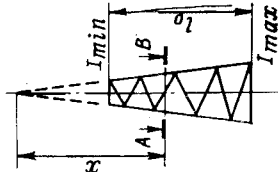
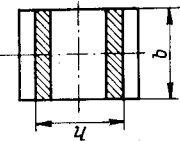
Продолжение табл. 4.13

Схема стержня	Сечение АВ	Закон изменения момента инерции	$\frac{I_{\min}}{I_{\max}}$	Коэффициент расчетной длины μ при l_1/l_0 , равном				
				0	0,2	0,4	0,6	0,8
 Решетчатый стержень с постоянными сечениями и с переменной высотой (в плоскости изгиба)	 Составной стержень из четырех уголков с переменной шириной и высотой (пирамидальная форма)	$I = I_{\max} \times \left(1 - \sqrt{\frac{I_{\min}}{I_{\max}}} \right)^2 \times \frac{x^2}{(l_0 - l_1)^2} \quad (4.13-4)$ (приближенно)	0	3,14	1,82	1,44	1,14	1,01
			0,01	1,69	1,45	1,23	1,07	1,01
			0,1	1,35	1,22	1,11	1,03	1,00
			0,2	1,25	1,15	1,07	1,02	1,00
			0,4	1,14	1,08	1,04	1,01	1,00
			0,6	1,08	1,05	1,02	1,01	1,00
			0,8	1,03	1,02	1,01	1,00	1,00
			1,0	1,00	—	—	—	—

Продолжение табл. 4.13

Схема стержня	Сечение АВ	Закон изменения момента инерции	$\frac{I_{\min}}{I_{\max}}$	Коэффициент расчетной длины μ при l/l_0 , равном					
				0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Стержни, несимметричные относительно среднего сечения 	 Сплошное прямоугольное, с постоянной высотой (в плоскости изгиба) и переменной шириной	$I = I_{\max} \frac{1 - \frac{I_{\min}}{I_{\max}} \frac{x}{l_0}}{(4.13-5)}$	0,1	1,45	—	—	—	—	—
			0,2	1,35	—	—	—	—	—
			0,4	1,21	—	—	—	—	—
			0,6	1,13	—	—	—	—	—
			0,8	1,06	—	—	—	—	—
			1,0	1,00	—	—	—	—	—

Продолжение табл. 4.13

Схема стержня	Сечение АВ	Закон изменения момента инерции	$\frac{I_{\min}}{I_{\max}}$	Коэффициент расчетной длины μ при I_1/I_0 , равном				
				0	0,2	0,4	0,6	0,8
	 Решетчатый стержень с постоянными сечениями и с переменной высотой (в плоскости изгиба)	$I = I_{\max} \times \frac{\left(1 - \sqrt{\frac{I_{\min}}{I_{\max}}}\right)^2}{l_0^2} x^2$ (4.13-6) (приближенно)	0,1	1,66	—	—	—	
			0,2	1,45	—	—	—	
			0,4	1,24	—	—	—	
			0,6	1,13	—	—	—	
			0,8	1,05	—	—	—	
			1,0	1,00	—	—	—	

Примечания: 1. Коэффициенты расчетной длины применимы для различных форм изменения сечения в плоскости изгиба при условии, что моменты инерции сечения по длине стержня не меньше моментов инерции по принятому закону их распределения.

2. Для несимметричных относительно среднего сечения стержней с жестко заданным концевым сечением с моментом инерции $I_{\max}$ значения μ принимаются в два раза больше соответствующих коэффициентов для симметричного шарнирно-опертого стержня при $I_1=0$.

3. Для составных стержней переменной сечения для определения коэффициентов ϕ и $\phi_{\text{вн}}$ требуется определение приведенной гибкости (см. 4.4).

Таблица 4.14-1

Направление продольного изгиба	Расчетная длина l		
	поясов	опорных раскосов и стоек	прочих элементов решетки
В плоскости фермы	l_0	l_0	$0,8l_0$
Перпендикулярно плоскости фермы (из плоскости фермы)	l_1	l_1	l_1

Примечание. l_0 — геометрическая длина элемента (расстояние между центрами узлов в плоскости фермы); l_1 — расстояние между узлами, закрепленными от смещения из плоскости фермы.

Таблица 4.14-2

Характеристика узла пересечения стержней перекрестной решетки	Расчетная длина l , если поддерживающий стержень		
	растянутый	неработающий	сжатый
Оба стержня не прерываются	l_0	$0,7l_1$	l_1
Поддерживающий стержень прерывается и перекрывается фасонкой	$0,7l_1$	l_1	l_1

Примечание. l_0 — расстояние от центра узла фермы до пересечения стержней; l_1 — полная геометрическая длина сжатого стержня.

Расчетные длины пересекающихся стержней фермы с перекрестной решеткой при определении их гибкости должны приниматься:

- в плоскости фермы равными расстоянию от центра узла фермы до точки их пересечения ($l = l_0$);
- из плоскости фермы по табл. 4.14-2.

Радиусы инерции сечений сжатых элементов из одиночных уголков при $l = l_0$ принимаются $r_{\min}$; при $l = 0,7l_1$ и $l = l_1$ — относительно оси сечения уголка, параллельной плоскости фермы.

Сжато-изогнутые стержни

4.15 Сжато-изогнутые стержни могут проверяться на устойчивость как внецентренно-сжатые стержни; при этом относительный эксцентриситет рассчитывается по формуле

$$m = MF/NW, \quad (4.15)$$

где M — расчетный изгибающий момент от поперечной нагрузки и эксцентриситета приложения продольных сил.

Расчетный момент принимается равным наибольшему моменту в пределах средней трети длины элемента или опорному моменту (в случае упругого или жесткого защемления) в зависимости от того, какой из моментов больше.

4.16 Сжато-изогнутые стержни, подверженные действию продольных сил и поперечной внешней нагрузке при существенном влиянии сжимающих сил на прогиб, могут рассчитываться по наибольшему краевому напряжению сжатия по приемлемым формулам строительной механики в зависимости от статической схемы стержня и способа его загрузки. Например, для однопролетного стержня с равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью q наибольшее сжимающее напряжение определяется по выражению

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{qL^2}{8W} [1/(1 - N/N_{\text{Э}})] \leq [\sigma], \quad (4.16-1)$$

а при сосредоточенной силе P в середине пролета

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{Pl}{4W} [(1 - 0,2N/N_{\text{Э}})/(1 - N/N_{\text{Э}})] \leq [\sigma], \quad (4.16-2)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при изгибе; l — длина стержня; W — момент сопротивления сечения для наиболее сжатого волокна; N — продольная сила; F — площадь поперечного сечения; $N_{\text{Э}}$ — Эйлера критическая сила,

$$N_{\text{Э}} = \pi^2 EI / l^2.$$

Балки

4.17 Общая устойчивость балок, работающих на поперечный изгиб, проверяется по формуле

$$\sigma = M/W \leq \varphi_{\text{б}} [\sigma], \quad (4.17)$$

где M и W — изгибающий момент и момент сопротивления сечения в плоскости наибольшей жесткости (W соответствует сжатому поясу); $\varphi_{\text{б}}$ — коэффициент уменьшения допускаемых напряжений при проверке общей устойчивости; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на изгиб.

Проверки общей устойчивости балок двутаврового сечения не требуется при отношениях расчетной длины балки l к ширине сжатого пояса b , не превышающих приведенных в табл. 4.18.

4.18 Наибольшие отношения l/b , при которых не требуется проверка общей устойчивости балок из углеродистой стали обыкновенного качества, — см. табл. 4.18.

4.19 Определение коэффициента $\varphi_{\text{б}}$.

1 Для балок двоякосимметричного двутаврового сечения коэффициент $\varphi_{\text{б}}$ определяется по формуле:

$$\varphi_{\text{б}} = \varphi \frac{I_y}{I_x} \left(\frac{h}{l} \right)^2 \cdot 10^3. \quad (4.19-1)$$

Таблица 4.18

Балки	$\frac{h}{b}$	Наибольшие значения l/b для балок с соотношением размеров					
		$\frac{h}{\delta_1} = 100$			$\frac{h}{\delta_1} = 50$		
		при нагрузке, приложенной		при наличии промежуточных закреплений верхнего пояса, независимо от места приложения нагрузки	при нагрузке, приложенной		при наличии промежуточных закреплений верхнего пояса, независимо от места приложения нагрузки
		к верхнему поясу	к нижнему поясу		к верхнему поясу	к нижнему поясу	
Сварные	2	18	28	22	19	30	23
	4	16	26	19	18	27	21
	6	15	24	18	16	25	19
Клепанные	2	21	30	24	30	42	33
	4	18	28	21	25	35	27
	6	16	25	19	21	32	24

Примечания: 1. l — расчетная длина балки, равная расстоянию между точками закрепления сжатого пояса от поперечных смещений (узлы продольных связей, точки опирания ребер жесткого настила) или между поперечными связями, препятствующими повороту сечения балки; при отсутствии закреплений l — пролет балки; b и δ — ширина и толщина сжатого пояса; h — полная высота сечения балки.

2. Для балок из стали других марок указанные значения l/b умножаются на $\sqrt{240/\sigma_T}$ [$\sqrt{2400/\sigma_T}$], где σ_T — расчетный предел текучести стали, МПа [кгс/см²].

Значения ψ принимаются по табл. 4.19.1-1 и 4.19.1-2 в функции параметра α , определяемого по формулам:

— для прокатных двутавров

$$\alpha = 1,54 \frac{I_K}{I_y} \left(\frac{l}{h} \right)^2, \quad (4.19-2)$$

где I_K — момент инерции при кручении; l — расчетная длина балки, как указано в табл. 4.14-1;

— для сварных двутавров, составленных из трех листов, а также для клепанных двутавровых балок

$$\alpha = 8 \left(\frac{l\delta_1}{bh} \right)^2 \left(1 + \frac{d\delta_1^3}{b\delta_1^3} \right), \quad (4.19-3)$$

где для сварных балок: δ — толщина стенки балки; b и δ_1 — ширина и толщина пояса балки; h — полная высота сечения балки, $d = 0,5h$; для клепанных балок: δ — толщина стенки вместе с полкой уголка; δ_1 — толщина пояса вместе с полкой уголка; d — вы-

**Коэффициенты ψ для двутавровых балок из углеродистой стали
обыкновенного качества**

α	Коэффициенты ψ				при наличии промежуточных закреплений верхнего пояса, независимо от места приложения нагрузки
	Для балок без закреплений в полете				
	при сосредоточенной нагрузке, приложенной		при равномерно распределенной нагрузке, приложенной		
	к верхнему поясу	к нижнему поясу	к верхнему поясу	к нижнему поясу	
0,1	1,73	5,0	1,57	3,81	2,17
0,4	1,77	5,03	1,60	3,85	2,20
1,0	1,85	5,11	1,67	3,90	2,27
4,0	2,21	5,47	1,98	4,23	2,56
8,0	2,63	5,91	2,35	4,59	2,90
16	3,37	6,65	2,99	5,24	3,50
24	4,03	7,31	3,55	5,79	4,00
32	4,59	7,92	4,04	6,25	4,45
48	5,00	8,88	4,90	7,13	5,23
64	6,52	9,80	5,65	7,92	5,91
80	7,31	10,59	6,30	8,58	6,51
96	8,05	11,29	6,93	9,21	7,07
128	9,40	12,67	8,05	10,29	8,07
160	10,59	13,83	9,04	11,30	8,95
240	13,21	16,36	11,21	13,48	10,86
320	15,31	18,55	13,04	15,29	12,48
400	17,24	20,48	14,57	16,80	13,91

Примечания: 1. При одном закреплении в пролете и нагрузке, приложенной к нижнему поясу, следует пользоваться вторым столбцом значений ψ .

2. Для балок из стали других марок указанные значения ψ умножаются на $\frac{240}{\sigma_T} \left[\frac{2400}{\sigma_T} \right]$, где σ_T — предел текучести стали, МПа [кгс/см²].

сота вертикальной полки уголка плюс толщина пакета горизонтальных листов.

Если $\psi > 0,85$, то вместо ψ_δ применяется ψ'_δ , определяемая по табл. 4.19.1-3.

2 Для балок с более развитым сжатым поясом, симметрично расположенным относительно стенки (рис. 4.19.2)

$$\psi_\delta = \frac{8,4 \xi E I_y h_1}{I_x I^2 [\sigma]} \left[\sqrt{(0,5 y_p + \beta_y)^2 + c^2} + (0,5 y_p + \beta_y) \right], \quad (4.19-4)$$

Таблица 4.19.1-2

Коэффициенты ψ для консолей двутаврового сечения из углеродистой стали обыкновенного качества

(при сосредоточенной нагрузке, приложенной к центру тяжести свободного конца консоли или ниже)

α	ψ	α	ψ	α	ψ
0,1	3,06	6	4,64	16	5,90
1,0	3,44	8	4,96	24	6,63
2,0	3,76	10	5,25	32	7,27
3,0	4,06	12	5,46	40	7,79
4,0	4,26	14	5,69		

Примечание. Для балок из стали других марок указанные значения ψ умножаются на $\frac{240}{\sigma_T} \left[\frac{2400}{\sigma_T} \right]$, где σ_T — расчетный предел текучести стали, МПа [кгс/см²].

Таблица 4.19.1-3

Коэффициенты φ'_δ и φ'_{δ_H}

$\varphi_\delta (\varphi_{\delta_H})$	$\varphi'_\delta (\varphi'_{\delta_H})$	$\varphi_\delta (\varphi_{\delta_H})$	$\varphi'_\delta (\varphi'_{\delta_H})$	$\varphi_\delta (\varphi_{\delta_H})$	$\varphi'_\delta (\varphi'_{\delta_H})$
0,85	0,850	1,10	0,927	1,35	0,973
0,90	0,871	1,15	0,938	1,40	0,980
0,95	0,890	1,20	0,948	1,45	0,987
1,00	0,904	1,25	0,957	1,50	0,994
1,05	0,916	1,30	0,964	1,55	1,000

Таблица 4.19.2

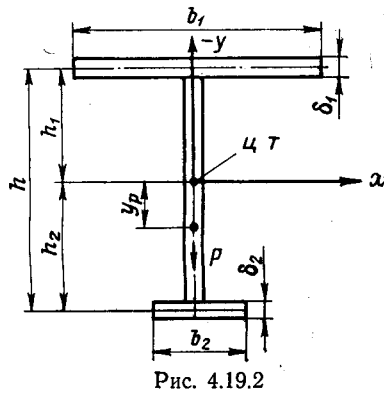
Значения коэффициента ξ

Нагрузка	ξ
Чистый изгиб	1,0
Равномерно распределенная	1,12
Сосредоточенная сила посередине пролета	1,35
Момент на одном из концов балки	1,75

где ξ — коэффициент, зависящий от типа нагрузки и принимаемый по табл. 4.19.2; l — расчетная длина балки, как указано в табл. 4.18; y_p — координата точки приложения нагрузки со своим знаком по рис. 4.19.2; h, h_1, h_2, b_1 и b_2 — см. рис. 4.19.2;

$$\beta_y = [0,43 - 0,065 (b_1/h)^2] (2n - 1) h;$$

$$n = I_1 / (I_1 + I_2),$$



где I_1 и I_2 — моменты инерции соответственно сжатого и растянутого поясов относительно оси симметрии сечения;

$$I_y = I_1 + I_2, \quad c^2 = \frac{1}{I_y} \left(-\frac{I_1 I_2}{I_y} h^2 + 0,04 I_{\kappa} l^2 \right); \quad (4.19-5)$$

$$I_{\kappa} = \frac{1}{3} \sum b_i \delta_i^3, \quad (4.19-6)$$

где I_{κ} — момент инерции при кручении; b_i и δ_i — ширина и толщина элементарных прямоугольников, образующих сечение; $\gamma = 1,3$ для двутаврового сечения; $\gamma = 1,2$ для таврового сечения (для двутаврового сечения с одной осью симметрии принимается промежуточное значение).

Если соответствующее нижнему поясу $\varphi_{\delta_H} = \frac{h_2}{h_1} \varphi_{\delta} > 0,85$, то вместо φ_{δ} применяется величина φ_{δ}'' ;

$$\varphi_{\delta}'' = \varphi_{\delta} \left[n \frac{\varphi_{\delta}'}{\varphi_{\delta}} + (1 - n) \frac{\varphi_{\delta_H}'}{\varphi_{\delta_H}} \right], \quad (4.19-7)$$

где φ_{δ}' и φ_{δ_H}' определяются по табл. 4.19.1-3.

3 Проверка устойчивости балок швеллерного сечения осуществляется так же, как балок двутаврового сечения; при этом вычисление производится по формуле для сварных двутавров, но найденные значения φ_{δ} умножаются на 0,5 при приложении нагрузки в главной плоскости, параллельной стенке, и на 0,7 — при приложении нагрузки в плоскости стенки.

4.20 Стенки балок.

Стенки балок для обеспечения их устойчивости укрепляются:

- .1 поперечными основными ребрами, поставленными на всю высоту стенки;
- .2 поперечными основными ребрами и продольными;
- .3 поперечными основными и промежуточными короткими ребрами и продольным ребром; промежуточные короткие ребра располагаются между сжатым поясом и продольным ребром;
- .4 поперечными основными и промежуточными, расположенными в сжатой зоне стенки, короткими ребрами — только в клепаных балках.

Прямоугольные панели стенки (пластинки), заключенные между поясами и соседними поперечными основными ребрами жесткости, проверяются на устойчивость; при этом расчетными размерами проверяемой пластинки являются:

a — расстояние между осями поперечных основных ребер; h_0 — расчетная высота стенки, равная в сварных конструкциях полной высоте стенки (рис. 4.20-1), в клепаных конструкциях — расстоянию между ближайшими к оси балки рисками поясных заклепок (рис. 4.20-2); δ — толщина стенки.

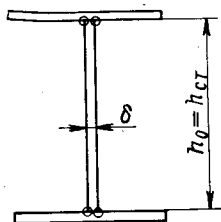


Рис. 4.20-1

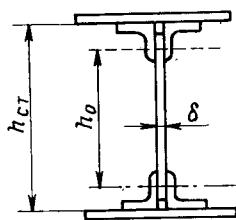


Рис. 4.20-2

4.21 Проверка устойчивости стенки должна производиться с учетом всех компонентов напряженного состояния (σ , τ и σ_m).

Напряжения σ , τ и σ_m вычисляются в предположении упругой работы материала по сечению брутто без учета коэффициента ϕ_b :

$\sigma = (M/I_x)y$ — краевое сжимающее напряжение у расчетной границы панели (принимается со знаком +); если длина отсека не превышает его расчетной высоты, то σ определяется по среднему значению изгибающего момента в пределах панели; если длина отсека превышает его расчетную высоту, то σ вычисляется по среднему значению момента для наиболее напряженного участка с длиной, равной расчетной высоте панели;

$\tau = \frac{Q}{h_{ст}\delta}$ — среднее касательное напряжение, где Q — среднее

значение поперечной силы в пределах отсека; $h_{ст}$ — полная высота стенки (рис. 4.20-1); σ_m — местное напряжение в стенке под сосредоточенным грузом, определяемое по формуле

$$\sigma_m = n_1 P / \delta z, \quad (4.21-1)$$

где P — расчетный сосредоточенный груз; для подкрановых балок — расчетное давление колеса крана без учета коэффициента динамичности; n_1 — коэффициент, принимаемый равным: 1,1 — для подкрановых балок, 1,0 — для прочих балок; δ — толщина стенки; z — условная длина распределения давления сосредоточенного груза, принимаемая:

а) при подвижной нагрузке

$$z = c \sqrt[3]{I_n / \delta}, \quad (4.21-2)$$

где c — коэффициент, равный 3,25 — для сварных и прокатных балок и 3,75 — для клепаных; I_n — сумма моментов инерции пояса балки и кранового рельса (в случае приварки рельса швами, обеспечивающими совместную работу рельса и пояса, I_n — общий момент инерции рельса и пояса);

б) при непосредственном опирании на верхний пояс балки поперечной прокатной балки (рис. 4.21-1 и 4.21-2) или другой неподвижной конструкции

$$z = b + 2h_1, \quad (4.21-3)$$

где b — ширина полки поперечной балки; h_1 — толщина верхнего пояса балки, если нижняя балка сварная (рис. 4.21-1) или расстоя-

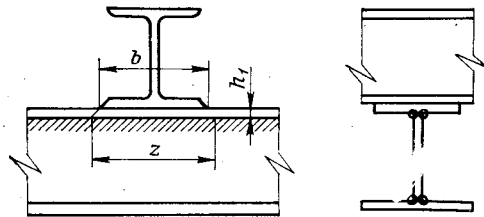


Рис. 4.21-1

ние от наружной грани полки до начала внутреннего закругления стенки, если нижняя балка прокатная (рис. 4.21-2).

В панелях, где сосредоточенная нагрузка приложена к растянутому поясу, одновременно учитываются только два компонента — σ и τ или σ_m и τ .

Проверка устойчивости стенок в балках не требуется, если при отсутствии местного напряжения, т. е. при $\sigma_m = 0$,

$$h_0 / \delta \leq 110 \sqrt{240 / \sigma_{\tau}} \quad [h_0 / \delta \leq 110 \sqrt{2400 / \sigma_{\tau}}], \quad (4.21-4)$$

а при наличии местного напряжения, т. е. при $\sigma_m \neq 0$,

$$h_0/\delta \leq 80 \sqrt{240/\sigma_T} \quad [h_0/\delta \leq 80 \sqrt{2400/\sigma_T}], \quad (4.21-5)$$

где σ_T — расчетный предел текучести стали, МПа [кгс/см²].

При этом должны ставиться поперечные ребра жесткости в соответствии с указаниями 4.22.

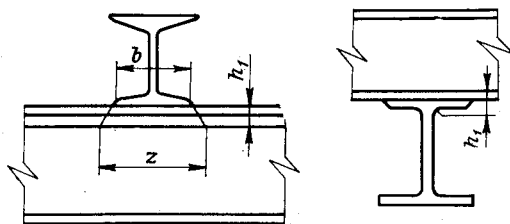


Рис. 4.21-2

4.22 Стенки балок следует укреплять поперечными ребрами жесткости, если

$$h_0/\delta > 70 \sqrt{240/\sigma_T} \quad [h_0/\delta > 70 \sqrt{2400/\sigma_T}]. \quad (4.22-1)$$

В стенке, укрепленной только поперечными ребрами, ширина выступающей части парного симметричного ребра b_p должна быть не менее $h_{ст}/30 + 40$ мм, а толщина ребра — не менее $b_p/15$.

Расстояние между поперечными основными ребрами не должно превышать $2h_0$ при $h_0/\delta > 100$ и $2,5h_0$ — при $h_0/\delta \leq 100$.

В местах приложения к верхнему поясу больших сосредоточенных неподвижных нагрузок следует устанавливать поперечные ребра.

Ширина выступающей части короткого ребра должна быть не менее $2/3$ ширины основного ребра.

При наличии одного продольного ребра необходимый момент инерции поперечного ребра определяется по формуле

$$I_p = 3h_0\delta^3. \quad (4.22-2)$$

Необходимый момент инерции продольного ребра определяется в зависимости от величины b_1/h_0 по формулам табл. 4.22.

При расположении ребер с одной стороны стенки момент инерции вычисляется относительно оси, совпадающей с ближайшей к ребру гранью стенки.

4.23 Участок стенки составной балки над опорой должен укрепляться ребром жесткости и рассчитываться на продольный изгиб из плоскости как стойка, нагруженная опорной реакцией. В расчетное сечение этой стойки включается ребро жесткости и полоса стенки шириной до 15δ с каждой стороны ребра. Расчетная длина стойки принимается равной высоте стенки.

4.24 Устойчивость стенок балок симметричного сечения, укрепленных только поперечными основными ребрами жесткости, при

Значения необходимого момента инерции продольного ребра $I_{пр.р}$

$\frac{b_1}{h_0}$	Необходимый момент инерции продольного ребра	Предельное значение	
		минимальное	максимальное
1	2	3	4
0,20	$\left(2,5-0,5 \frac{a}{h_0}\right) \frac{a^2}{h_0} \delta^3$	$1,5 h_0 \delta^3$	$7,0 h_0 \delta^3$
0,25	$\left(1,5-0,4 \frac{a}{h_0}\right) \frac{a^2}{h_0} \delta^3$	$1,5 h_0 \delta^3$	$3,5 h_0 \delta^3$
0,30	$1,5 h_0 \delta^3$	—	—

Примечание. Для промежуточных значений b_1/h_0 допускается линейная интерполяция.

отсутствии местного напряжения ($\sigma_m = 0$) проверяется по формуле

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_0}\right)^2} \leq 1. \quad (4.24-1)$$

Здесь

$$\sigma_0 = k_0 \left(\frac{\delta}{h_0}\right)^2 \cdot 10^3 \quad \left[\sigma_0 = k_0 \left(\frac{100\delta}{h_0}\right)^2\right]; \quad (4.24-2)$$

$$\tau_0 = \left(1,25 + \frac{0,95}{\mu^2}\right) \left(\frac{100\delta}{a}\right)^2 \cdot 10^6 \quad \left[\tau_0 = \left(1,25 + \frac{0,95}{\mu^2}\right) \left(\frac{100\delta}{a}\right)^2\right], \quad (4.24-3)$$

где a — меньшая из сторон пластинки; μ — отношение большей стороны пластинки к меньшей; σ_0 и τ_0 — в МПа [тс/см²].

Коэффициент k_0 для сварных балок принимается по табл. 4.24-1 в зависимости от величины

$$\gamma = c \frac{b_{п}}{h_0} \left(\frac{\delta_{п}}{\delta}\right)^3, \quad (4.24-4)$$

где $b_{п}$ и $\delta_{п}$ — ширина и толщина сжатого пояса, балки; c — коэффициент, принимаемый по табл. 4.24-2.

Для клепаных балок $k_0 = 7$.

Таблица 4.24-1

Коэффициенты k_0 для сварных балок

γ	$\leq 0,8$	1,0	2,0	4,0	6,0	10	≥ 30
k_0	6,30	6,62	7,0	7,27	7,32	7,37	7,46

Значения коэффициента c в формуле (4.24-4)

Балки	Условия работы сжатого пояса	c
Подкрановые	Рельсы не приварены	2
	Рельсы приварены	∞
Прочие	При непрерывном опирании на сжатый пояс жестких плит	∞
	В прочих случаях	0,8

Примечание. Для отсеков подкрановых балок, где сосредоточенная нагрузка приложена к растянутому поясу, при вычислении коэффициента k_0 принимается $c=0,8$.

4.25 Устойчивость стенок балок симметричного сечения, укрепленных только поперечными основными ребрами жесткости

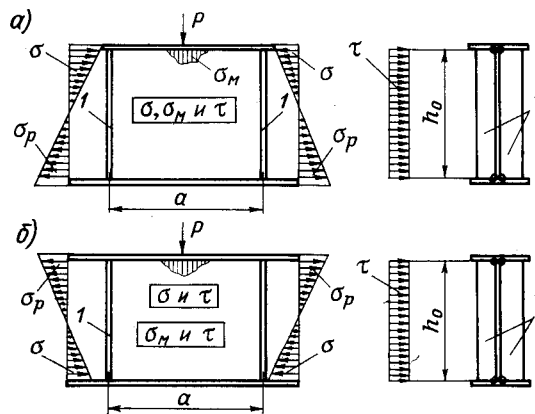


Рис. 4.25

(рис. 4.25), при наличии местного напряжения ($\sigma_M \neq 0$) проверяется по отношению

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma}{\sigma_0} + \frac{\sigma_M}{\sigma_{M0}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_0}\right)^2} \leq m, \quad (4.25-1)$$

где $m = 0,9$ для подкрановых балок, для прочих балок $m = 1,0$; σ , σ_M и τ — определяются согласно указаниям 4.21; τ_0 — определяется по формуле (4.24-3).

Таблица 4.25-1

Коэффициенты k_1 для сварных балок

γ	Значения k_1 при a/h_0 , равном									
	$\leq 0,5$	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	
$\leq 0,8$	2,04	2,39	3,04	3,67	4,11	4,67	5,32	6,04	6,88	
1	2,07	2,44	3,13	3,80	4,29	4,90	5,61	6,39	7,29	
2	2,13	2,54	3,33	4,17	4,85	5,67	6,59	7,59	8,72	
4	2,17	2,60	3,47	4,46	5,33	6,38	7,58	8,89	10,35	
6	2,18	2,62	3,52	4,58	5,55	6,73	8,07	9,54	11,19	
10	2,19	2,64	3,57	4,68	5,76	7,07	8,56	10,21	12,06	
≥ 30	2,21	2,67	3,65	4,86	6,15	7,74	9,56	10,58	13,86	

Таблица 4.25-2

Предельные значения σ_M/σ для балок симметричного сечения

Балки	γ	Предельные значения σ_M/σ при a/h_0 , равном									
		0,8	0,9	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2		
Сварные	$\leq 0,8$	0	0,215	0,248	0,268	0,285	0,303	0,315	0,333		
	1	0	0,167	0,209	0,243	0,273	0,295	0,312	0,331		
	2	0	0,119	0,174	0,242	0,297	0,337	0,366	0,396		
	4	0	0,081	0,147	0,245	0,327	0,396	0,450	0,501		
	6	0	0,075	0,146	0,257	0,356	0,442	0,509	0,578		
	10	0	0,069	0,142	0,267	0,386	0,492	0,581	0,674		
	≥ 30	0	0,056	0,135	0,288	0,455	0,619	0,767	0,940		
Клепаные	—	0	0,138	0,215	0,329	0,447	0,552	0,640	0,734		

Остальные величины определяются следующим образом.

а) При $a/h \leq 0,8$ принимается:

σ_0 — по формуле (4.24-2);

$$\sigma_{m0} = k_1 \left(\frac{100\delta}{a} \right)^2 \cdot 10^2 \quad \left[\sigma_{m0} = k_1 \left(\frac{100\delta}{a} \right)^2 \right], \quad (4.25-2)$$

где σ_{m0} — в МПа [тс/см²].

Коэффициент k_1 для сварных балок принимается по табл. 4.25-1 в зависимости от отношения a/h_0 и величины γ , определяемой по формуле (4.24-4).

Для клепаных балок коэффициент k_1 определяется по табл. 4.25-1 при значении $\gamma = 10$.

б) При $a/h_0 > 0,8$ различают два случая в зависимости от значений отношения σ_m/σ .

1-й случай: σ_m/σ больше значений, указанных в табл. 4.25-2. В этом случае принимается σ_{m0} — по формуле (4.25-2), причем, если $a/h_0 > 2$, принимается $a = 2h_0$.

$$\sigma_0 = 0,1 k_2 \left(\frac{100\delta}{h_0} \right)^2 \cdot 10^2 \quad \left[\sigma_0 = k_2 \left(\frac{100\delta}{h_0} \right)^2 \right], \quad (4.25-3)$$

где k_2 — коэффициент, определяемый по табл. 4.25-3 в зависимости от отношения a/h_0 , σ_0 — в МПа [тс/см²].

2-й случай: σ_m/σ не больше значений, указанных в табл. 4.25-2. В этом случае принимается: σ_0 — по формуле (4.24-2); σ_{m0} — по формуле (4.25-2), но с подстановкой a/z вместо a как в указанной выше формуле, так и в табл. 4.25-1.

Таблица 4.25-3

Коэффициенты k_2								
$\frac{a}{h_0}$	$\leq 0,8$	0,9	1	1,2	1,4	1,6	1,8	≥ 2
k_2	По табл. 4.24-1	7,78	8,23	9,50	11,1	13,02	15,25	17,79

Во всех случаях τ_0 вычисляется по действительным размерам панели.

4.26 Устойчивость стенок балок симметричного сечения, укрепленных, кроме поперечных основных, также дополнительными короткими ребрами жесткости, следует проверять дважды:

— по формуле (4.25-1), полагая, что короткие ребра отсутствуют и $\sigma_m = 0$;

— по формуле

$$0,15 \sigma_m \left(\frac{a_1}{100\delta} \right)^2 \leq 1 \quad \left[1,5 \sigma_m \left(\frac{a_1}{100\delta} \right)^2 \leq 1 \right], \quad (4.26)$$

где σ_m в МПа [кгс/см²].

Длина коротких ребер должна быть не менее 0,3 высоты стенки и не менее $0,4a_1$, где a_1 — расстояние между осями двух коротких ребер или короткого и основного ребра.

4.27 В стенке балки симметричного сечения, укрепленной, кроме поперечных основных ребер, одним продольным ребром жесткости, расположенным на расстоянии b_1 от расчетной (сжатой) границы панели (рис. 4.27-1 и 4.27-2), обе пластинки, на которые это ребро разделяет отсек, проверяются отдельно.

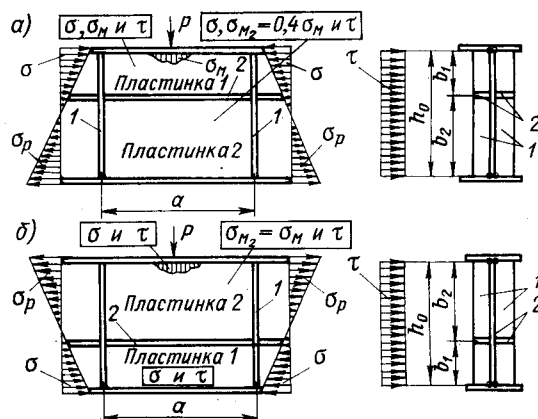


Рис. 4.27-1

Первая пластинка, расположенная между сжатым поясом и продольным ребром, проверяется по формуле

$$\frac{\sigma}{\sigma_{01}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{m01}} + \left(\frac{\tau}{\tau_{01}} \right)^2 \leq m, \quad (4.27-1)$$

где значение m принимается по указаниям 4.25; σ , σ_m и τ сохраняют прежние значения.

Значения σ_{01} и σ_{m01} , МПА [тс/см²], определяются следующим образом:

при $\sigma_m = 0$

$$\sigma_{01} = \frac{0,1}{1 - \frac{b_1}{h_0}} \left(\frac{100\%}{b_1} \right)^2 \cdot 10^2$$

$$\left[\sigma_{01} = \frac{1}{1 - \frac{b_1}{h_0}} \left(\frac{100\%}{b_1} \right)^2 \right]; \quad (4.27-2)$$

при $\sigma_m \neq 0$ и $\mu_1 = a/b_1 \leq 2$

$$\sigma_{01} = \frac{0,025}{1 - \frac{b_1}{h_0}} \frac{(1 + \mu_1^2)^2}{\mu_1^2} \left(\frac{100\delta}{b_1} \right)^2 \cdot 10^2 \quad (4.27-3)$$

$$\left[\sigma_{01} = \frac{0,25}{1 - \frac{b_1}{h_0}} \frac{(1 + \mu_1^2)^2}{\mu_1^2} \left(\frac{100\delta}{b_1} \right)^2 \right];$$

$$\sigma_{m01} = k' \frac{(1 + \mu_1^2)^2}{\mu_1^2} \left(\frac{100\delta}{a} \right)^2 \cdot 10^2 \quad (4.27-4)$$

$$\left[\sigma_{m01} = k' \frac{(1 + \mu_1^2)^2}{\mu_1^2} \left(\frac{100\delta}{a} \right)^2 \right],$$

где коэффициент k' принимается по табл. 4.27.

Таблица 4.27

Значения коэффициента k'			
$\mu_1 = \frac{a}{b_1}$	I	1,5	2
k'	0,36	0,42	0,45

Если $a/b_1 > 2$, то при вычислении σ_{01} и σ_{m01} принимается $a = 2b_1$, τ_{01} определяется по формуле (4.24-3) с подстановкой в нее размеров проверяемой пластинки.

Вторая пластинка, расположенная между продольным ребром и растянутым поясом, проверяется по выражению

$$\sqrt{\left[\frac{\sigma \left(1 - 2 \frac{b_1}{h_0} \right)^2}{\sigma_{02}} + \frac{\sigma_{M_2}}{\sigma_{M_{0,2}}} \right]^2} + \left(\frac{\tau}{\tau_{02}} \right)^2 \leq 1. \quad (4.27-5)$$

Здесь

$$\sigma_{02} = \frac{1,14}{\left(0,5 - \frac{b_1}{h_0} \right)^2} \left(\frac{100\delta}{h_0} \right)^2 \cdot 10^2$$

$$\left[\sigma_{02} = \frac{1,14}{\left(0,5 - \frac{b_1}{h_0} \right)^2} \left(\frac{100\delta}{h_0} \right)^2 \right], \quad (4.27-6)$$

где σ_{m02} определяется по формуле (4.25-2) и табл. 4.25-1, принимая в последней $\gamma = 0,8$ и заменяя отношение a/h_0 величиной $a/(h_0 - b_1)$, МПа [тс/см²]; τ_{02} — по формуле (4.24-3), с подстановкой в нее размеров проверяемой пластинки; $\sigma_{m2} = 0,4\sigma_m$ — при приложении нагрузки к сжатому поясу (рис. 4.27-1, а); $\sigma_{m2} = \sigma_m$ — при приложении нагрузки к растянутому поясу (рис. 4.27-1, б).

Если первая пластинка укрепляется дополнительно короткими поперечными ребрами, то их следует доводить до продольного ребра.

В этом случае для проверки первой пластинки служат формулы (4.27-1) — (4.27-4), в которых a заменяется величиной a_1 , где a_1 — расстояние между осями соседних коротких ребер (рис. 4.27-2).

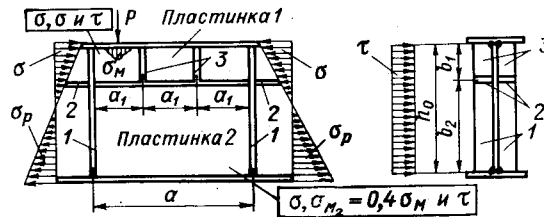


Рис. 4.27-2

Способ проверки второй пластинки остается без изменений.

4.28 Устойчивость стенок балок асимметричного сечения (с более развитым сжатым поясом) проверяется по указаниям 4.24—4.27 со следующими изменениями:

1 для стенок, укрепленных только поперечными ребрами жесткости, в формулах (4.24-2) и (4.26) под h_0 понимается удвоенное расстояние от нейтральной оси до расчетной (сжатой) грани панели.

При $a/h_0 > 0,8$ и $\sigma_m \neq 0$ требуются обе проверки, указанные в 4.25, независимо от значения отношений σ_m/σ ;

2 для стенок, укрепленных поперечными ребрами и одним продольным ребром, расположенным в сжатой зоне: в формулы (4.27-2), (4.27-3) и (4.27-5) вместо b_1/h_0 подставляется $\alpha b_1/2h_0$; в формулу (4.27-6) вместо $(0,5 - b_1/h_0)$ подставляется $(1/\alpha - b_1/h_0)$.

В данной формуле $\alpha = (\sigma - \sigma_p)/\sigma$, где σ_p — краевое растягивающее напряжение (со знаком минус) у расчетной границы панели.

Стенки центрально- и внецентренно-сжатых элементов

4.29 Наибольшая расчетная высота стенки (или расчетная ширина листа между стенками двухстенчатого сечения) в центрально-сжатых элементах определяется по формуле

$$h_0/\delta = 40 \sqrt{240/\sigma_r + 0,2\lambda} \quad [h_0/\delta = 40 \sqrt{2400/\sigma_r + 0,2\lambda}] \quad (4.29)$$

и принимается не более 75δ .

Здесь h_0 — расчетная высота стенки, принимаемая в соответ-

вии с 4.20; δ — толщина стенки; λ — расчетная гибкость стержня; σ_T — расчетный предел текучести стали.

В случае недостаточного напряжения элемента значения h_0/δ , вычисленные по приведенной выше формуле, могут быть умножены на $\sqrt{[\sigma]\varphi/\sigma}$ (где $\sigma = N/F$ — расчетное напряжение, а φ — коэффициент продольного изгиба).

4.30 Наибольшее значение отношения h_0/δ для стенки внецентренно-сжатого элемента определяется в зависимости от величин

$$\alpha = (\sigma - \sigma')/\sigma \text{ и } \tau/\sigma,$$

где σ — наибольшее сжимающее напряжение у расчетной границы стенки, вычисленное без учета коэффициентов φ или $\varphi\varphi$; σ' — соответствующее напряжение у противоположной расчетной границы стенки; $\tau = Q/h_{\text{ст}}\delta$ — среднее касательное напряжение в рассматриваемой панели.

При $\alpha \leq 0,4$ наибольшее значение отношения h_0/δ принимается как для стенок центрально-сжатых элементов (см. 4.29).

При $\alpha \geq 0,8$ наибольшее значение отношения h_0/δ определяется по формуле

$$h_0/\delta = 100 \sqrt{k_3/\delta}, \quad (4.30)$$

где коэффициент k_3 принимается по табл. 4.30; σ в МПа [тс/см²]

Таблица 4.30

$\frac{\tau}{\sigma}$	Значения k_3 при α , равном						
	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
0	1,88	2,22	2,67	3,26	4,20	5,25	6,30
0,2	1,88	2,18	2,51	2,90	3,40	3,82	4,11
0,4	1,59	1,76	1,93	2,07	2,25	2,43	2,56
0,6	1,31	1,38	1,48	1,60	1,71	1,80	1,86

В интервале $0,4 < \alpha < 0,8$ наибольшее значение отношения h_0/δ определяется по линейной интерполяции между значениями, вычисленными при $\alpha = 0,4$ и $\alpha = 0,8$.

4.31 Если стенка укреплена продольным ребром жесткости, расположенным по ее середине, наиболее напряженная часть стенки между поясом и ребром рассматривается как самостоятельная пластинка и рассчитывается согласно 4.29 и 4.30.

Ширина выступающей части парного симметричного продольного ребра должна быть не менее 10δ при толщине его не менее $3/4\delta$ (δ — толщина стенки).

4.32 Если в центрально- или внецентренно-сжатых элементах устойчивость стенки не обеспечена, в расчет вводится только часть ее сечения шириной по 15δ , считая от границ расчетной высоты стенки.

4.33 Поясные листы (полки) центрально- и внецентренно-сжатых и изгибаемых элементов.

В центрально- или внецентренно-сжатых элементах наибольшая расчетная ширина b неокаймленного сжатого свеса листа (полки) определяется из отношения b/δ , принимаемого по табл. 4.33 в зависимости от наибольшей гибкости стержня λ .

Таблица 4.33

Предельные отношения b/δ					
Сталь	Значения b/δ при гибкости стержня λ , равной				
	25	50	75	100	125
Углеродистая обыкновенного качества	14	15	16,5	18	20

Примечания: 1. b — расчетная ширина свеса, измеряемая в сварных элементах от грани стенки; в прокатных — от начала внутреннего закругления полки; в клепаных — от наружной заклепочной риски поясного уголка; δ — толщина листа (полки).

2. Для элементов из стали других марок указанные значения b/δ умножаются на $\sqrt{\frac{240}{\sigma_T}}$ $\left[\sqrt{\frac{2400}{\sigma_T}} \right]$, где σ_T — расчетный предел текучести стали.

В случае недостаточного напряжения элемента значения b/δ , полученные из таблицы, могут быть умножены на $\sqrt{[\sigma] \varphi^x / \sigma}$, но увеличены при этом не более чем на 25 %.

Здесь φ^x — меньшая из величин φ или φ_F , использованная при проверке устойчивости данного элемента; $\sigma = N/F$ — осевое напряжение сжатия в элементе.

4.34 В балках наибольшая расчетная ширина b неокаймленного сжатого свеса листа (полки) определяется по формуле

$$b/\delta = 15 \sqrt{\frac{240}{\sigma_T}} \left[b/\delta = 15 \sqrt{\frac{2400}{\sigma_T}} \right], \quad (4.34)$$

где δ — толщина полки; σ_T — расчетный предел текучести стали.

В случае недостаточного напряжения балки значения b/δ , вычисленные по формуле, могут быть умножены на $\sqrt{[\sigma]/\sigma}$, но увеличены при этом не более чем на 25 %.

Здесь σ — большая из величин:

$$\sigma = M/\varphi_\delta W \text{ или } \sigma = M_x y/I_x \pm M_y x/I_y.$$

5 РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РАСЧЕТАМ

5.1 Методы расчетов (к 2.1 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов).

Для расчета усилий в элементах грузоподъемного устройства могут применяться как аналитические, так и геометрические методы.

5.2 Начальное натяжение стоячего такелажа (к 2.3.11 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов).

При отсутствии специальных обоснований начальное натяжение стоячего такелажа следует принимать равным $1/12$ от разрывного усилия троса в целом.

5.3 Приведенные напряжения (к 2.2.16 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов).

Приведенные напряжения определяются по формуле

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2},$$

где σ и τ — нормальное и касательное напряжение.

Проверку прочности по приведенным напряжениям следует производить при $\tau \geq 0,15\sigma$.

5.4 Коэффициенты перехода (к 2.3.4 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов).

1 Коэффициенты перехода к допускаемым напряжениям от разных видов деформации (табл. 5.4.1).

Таблица 5.4.1

Вид деформации	Переходной коэффициент
Растяжение, сжатие, изгиб	1,0
Срез	0,60
Смятие местное при плотном касании	0,75
Смятие торцевой поверхности (при наличии пригонки)	1,50

2 Коэффициенты перехода к допускаемым напряжениям для сварных швов (табл. 5.4.2).

Для соединений встык, в которых невозможно осуществить

Таблица 5.4.2

Тип сварного шва	Вид деформации	Сварка и контроль	
		полуавтоматическая и ручная в случае контроля швов просвечиванием согласно 6.2.6 Правил	автоматическая, а также полуавтоматическая и ручная в случае контроля швов просвечиванием по всей длине
Стыковой	Растяжение }	0,85 0,60	1,0 0,60
	Сжатие }		
	Срез }		
Угловой	Растяжение }	0,70	0,70
	Сжатие }		
	Срез }		

подварку корня шва, коэффициенты перехода уменьшаются на 30 %.

В качестве исходных величин для расчета допускаемых напряжений сварных швов должны соответственно приниматься допускаемые напряжения, определенные по пределу текучести материала свариваемых металлоконструкций.

3 Коэффициенты перехода к допускаемым напряжениям для заклепочных и болтовых соединений (табл. 5.4.3).

Таблица 5.4.3

Вид соединения	Коэффициенты перехода к допускаемым напряжениям		
	на растяжение	на срез	на смятие
Заклепки с полукруглой головкой	0,6 (отрыв головки)	0,8	2,0
Болты:			
чистые и получистые	0,7	0,7	2,0
черные	0,7	0,6	1,2

Коэффициенты перехода применимы, если отверстия для заклепок и чистых болтов сверлятся одновременно в собранных или в отдельных элементах по кондукторам. Для монтажных заклепок допускаемые напряжения понижаются на 10 %. Для заклепок с потайными или полупотайными головками допускаемые напряжения понижаются на 20 % (см. также 4.6.3 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов).

В качестве исходных величин для расчета допускаемых напряжений заклепочных и болтовых соединений принимаются допускаемые напряжения, определяемые для растяжения и среза по пределу текучести материала заклепок и болтов, а для смятия — по пределу текучести материала металлоконструкции.

Наряду с указанными в 5.4.1, 5.4.2 и 5.4.3, коэффициенты перехода могут также приниматься по признанным Регистром национальным стандартам.

5.5 Определение прочих размеров деталей (к 2.3.6 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов).

1 При проектировании съемных деталей допускаемое напряжение следует принимать не более определенного по формуле $[\sigma] = 0,80\sigma_t P_{\text{доп}}/P_{\text{пр}}$, где σ_t — расчетный предел текучести; $P_{\text{доп}}$ — допускаемая нагрузка (см. 1.2 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов); $P_{\text{пр}}$ — пробная нагрузка (см. 7.2.1 тех же Правил).

Допускаемые напряжения для литых деталей должны быть снижены на 10 %.

В качестве расчетного предела текучести должен приниматься гарантированный стандарт или техническими условиями, однако во всех случаях расчетный предел текучести не должен приниматься более 0,70 наименьшего предела прочности (временного сопротивления), гарантированного стандартом или техническими условиями.

.2 Применение напряжений, увеличенных против определяемых по указанной выше формуле, или проектирование деталей на основании эмпирических формул может быть допущено, если будет доказано удовлетворение требований 2.3.6 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов.

При этом для съемных деталей, изготавливаемых в малом количестве, а также при больших рабочих нагрузках испытание предельной нагрузкой согласно 7.2.4 тех же Правил может быть по согласованию с Регистром заменено расчетным обоснованием их равнопрочности стандартным деталям, используя подобие конструкции и назначения.

.3 Коэффициенты перехода к допускаемым напряжениям от разных видов деформации, а также к допускаемым напряжениям для сварных, заклепочных и болтовых соединений, применяются, как указано в 5.4.

.4 Расчет для определения прочных размеров деталей должен учитывать характер работы детали, особенности конструкции и влияние концентрации напряжений.

.5 Допускаемые напряжения для несъемных деталей могут приниматься, как для съемных деталей, причем в качестве условной пробной нагрузки принимается пробная нагрузка, определяемая согласно 7.2.1 Правил по грузоподъемным устройствам морских судов по допускаемой нагрузке детали.

6* РАСЧЕТ ВЕРХНИХ СТРОЕНИЙ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ РАБОТЫ НА ВОЛНЕНИИ

6.1 Расчет сил инерции на волнении.

Силы инерции, действующие на конструкции крана при качке понтона (судна) на волнении, определяются по следующим формулам.

Бортовая качка:

— горизонтальная составляющая

$$H_6 = \frac{G_l}{g} \frac{4\pi\theta_6}{57,3\tau_6^2} (z_l - z_k); \quad (6.1-1)$$

— инерционный момент

$$M_{I_x} = I_x \frac{4\pi\theta_6}{57,3\tau_6^2}. \quad (6.1-2)$$

Килевая качка:

— горизонтальная и вертикальная составляющие

$$H_k = \frac{G_i}{g} \frac{4\pi^2 \psi_k}{57,3 \tau_k^2} (z_i - z_k); \quad (6.1-3)$$

$$V_k = \frac{G_i}{g} \frac{4\pi^2 \psi_k}{57,3 \tau_k^2} (x_i - x_k); \quad (6.1-4)$$

— инерционный момент

$$M_{I_y} = I_y \frac{4\pi^2 \psi_k}{57,3 \tau_k^2}. \quad (6.1-5)$$

Вертикальная качка:

— вертикальная и горизонтальная составляющие

$$V'_b = \frac{G_i}{g} \frac{4\pi^2 \eta_b}{\tau_b^2} \cos \theta_b \text{ — при бортовой качке}; \quad (6.1-6)$$

$$V''_b = \frac{G_i}{g} \frac{4\pi^2 \eta_b}{\tau_b^2} \cos \psi_k \text{ — при килевой качке}; \quad (6.1-7)$$

$$H'_b = \frac{G_i}{g} \frac{4\pi^2 \eta_b}{\tau_b^2} \sin \theta_b \text{ — при бортовой качке}; \quad (6.1-8)$$

$$H''_b = \frac{G_i}{g} \frac{4\pi^2 \eta_b}{\tau_b^2} \sin \psi_k \text{ — при килевой качке}. \quad (6.1-9)$$

Принятые обозначения (см. рис. 6.1-1 и 6.1-2): G_i — вес i -го элемента конструкции крана, кН [тс]; $g = 9,81$ м/с² — ускорение свободного падения; θ_b, ψ_k — амплитуда бортовой, килевой качки, град; η_b — амплитуда вертикальной качки, м; τ_b, τ_k, τ_v — период бортовой, килевой, вертикальной качки, с; x_k, y_k, z_k — координаты центра колебаний плавкрана, м; x_i, y_i, z_i — координаты центра тяжести i -го элемента конструкции плавкрана, м; I_x, I_y — моменты инерции i -го элемента плавкрана относительно осей Ox и Oy , т · м²; Q — вес груза, кН [тс]; q — вес подвески, кН [тс]; φ — коэффициент динамичности; α — угол отклонения канатов от вертикали, град; $\theta_{ст}$ — угол статического крена, град; $\psi_{ст}$ — угол статического дифферента, град; W — сила давления ветра, кН [тс].

6.2 Расчет коэффициента динамичности.

Коэффициент динамичности при работе крана на волнении определяется по формуле

$$\varphi = 1 + \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4, \quad (6.2-1)$$

где $\Delta\varphi_1 = 0,0053v/\sqrt{f_{ст}}$ — коэффициент, учитывающий динамику при подъеме или опускании груза; v — наибольшая скорость перемещения груза, м/мин; $f_{ст}$ — деформация системы подвеса груза (включая канаты) при статическом действии усилия, равного

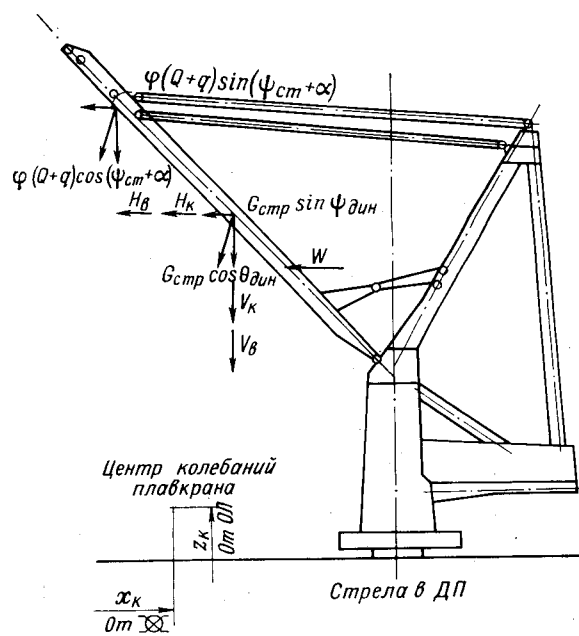


Рис. 6.1-1

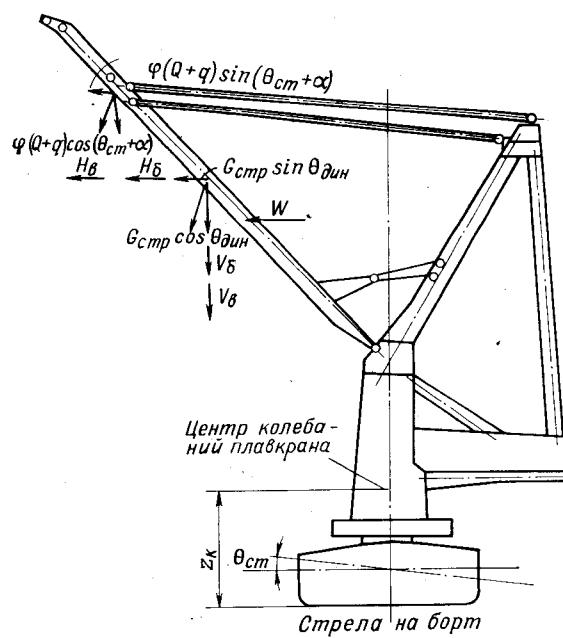


Рис. 6.1-2

грузоподъемности, м; $\Delta\varphi_6 = \frac{4\pi^2\theta_6}{57,3g\tau_6^2} L_6$; $\Delta\varphi_K = \frac{4\pi^2\psi_K}{57,3g\tau_K^2} L_K$; $\Delta\varphi_B = \frac{4\pi^2}{g\tau_B^2} \eta_B$ — коэффициенты, учитывающие динамику при бортовой, килевой и вертикальной качке; $\theta_6, \psi_K, \eta_B, \tau_6, \tau_K, \tau_B$ — см. 6.1; L_6, L_K — отстояние груза от центра колебания плавкрана при бортовой и килевой качке, м.

7* РАСЧЕТ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВЕРХНЕЕ СТРОЕНИЕ ПРИ СБРОСЕ ГРУЗА

7.1 Определяются углы подскока стрелы и скорости ее падения на канаты по следующим уравнениям.

Уравнение движения стрелы относительно шарнира (с учетом подвески)

$$I_B \ddot{\varphi} = M_Q + M_{np} + M_{j6, \text{стр}} + M_{j6, \text{пр}} + M_w + M_{\text{подв}}, \quad (7.1-1)$$

где

$$M_Q = Q \rho_{\text{стр}} \sin \varphi; \quad (7.1-2)$$

$$M_{np} = Q_{np} r_0 \sin p (\varphi - \theta); \quad (7.1-3)$$

$$M_{j6, \text{стр}} = - \frac{Q}{g} r_{p6} \rho_{\text{стр}} \sin (\beta_6 + \varphi - \theta) \ddot{\theta}; \quad (7.1-4)$$

$$M_{j6, \text{пр}} = \frac{Q_{np} r_0 \sin p (\varphi - \theta)}{g} b \ddot{\theta}; \quad (7.1-5)$$

$$M_w = \text{const};$$

$$M_{\text{подв}} = s_K l_{\text{стр}} \sin (\varphi + \lambda) - m \eta s_K r_K. \quad (7.1-6)$$

Переменные величины, входящие в уравнения (7.1-2) — (7.1-6),

$$\theta = \theta_c e^{-\gamma t} \cos n_c t + \theta_2; \quad (7.1-7)$$

$$\ddot{\theta} = \theta_c e^{-\gamma t} (\gamma^2 - n_c^2) \cos n_c t + 2\theta_c \gamma n_c e^{-\gamma t} \sin n_c t. \quad (7.1-8)$$

Уравнение колебаний подвески

$$\ddot{\lambda} + \frac{g}{l} \lambda + \frac{\rho_n}{l} \cos (\varphi_n + \theta + \lambda) \ddot{\theta} = 0; \quad (7.1-9)$$

$$s_K = q_n \cos \lambda - \frac{q}{g} \ddot{\theta} \rho_n \sin (\varphi_n + \theta + \lambda); \quad (7.1-10)$$

$$\tan \varphi_n = \frac{l_{\text{стр}} \sin (\varphi - \theta) + r_{p6} \cos \beta_6}{l_{\text{стр}} \cos (\varphi - \theta) + r_{p6} \sin \beta_6}; \quad (7.1-11)$$

$$\rho_n = l_{\text{стр}}^2 + r_{p6}^2 + 2l_{\text{стр}} r_{p6} \sin (\beta_6 + \varphi - \theta). \quad (7.1-12)$$

Уравнение (7.1-2) справедливо при

$$t_1 \geq t \geq t_0 \text{ и } \varphi_n \leq \varphi_{n0}; \quad \varphi_n(t) = \varphi(t) - \theta(t).$$

Начальные условия для уравнения (7.1-1):

$$\text{при } t=t_0 \quad \varphi=\varphi_{n_0}+\theta(t), \quad \dot{\varphi}(t_0)=\dot{\theta}(t);$$

$$\text{при } t=t_1 \quad \varphi_n(t_1)=\varphi_{n_0}=\varphi(t_1)-\theta(t_1).$$

Начальные условия для уравнения (7.1-9) при $t=t_0$, $\lambda=\lambda(t_0)$

и $\dot{\lambda}=\dot{\lambda}(t_0)$ определяются на основании решения уравнения (7.1-13).

Начальный момент времени t_0 определяется из уравнения равновесия сил, действующих на стрелу в момент начала ее движения относительно шарнира,

$$M_w + M_Q + M_{пр} + M_{jб. стр} + M_{jб. пр} + M_{подв} = 0, \quad (7.1-13)$$

где

$$M_w = \text{const},$$

$$M_Q = Q \rho_{стр} \sin(\varphi_{n_0} + \theta); \quad (7.1-14)$$

$$M_{пр} = Q_{пр} r_0 \sin p \varphi_{n_0}; \quad (7.1-15)$$

$$M_{jб. стр} = - \left[\frac{Q}{g} \rho_{стр} r_{pб} \sin(\varphi_{n_0} + \beta_0) + I_B \right] \ddot{\theta}; \quad (7.1-16)$$

$$M_{jб. пр} = \frac{Q_{пр}}{g} r_0 \sin \varphi_{n_0} b \ddot{\theta}; \quad (7.1-17)$$

$$M_{подв} = s_k l_{стр} \sin(\varphi_{n_0} + \theta + \lambda) - m \eta s_k r_k; \quad (7.1-18)$$

$$\ddot{\lambda} + \frac{g}{l} \lambda + \frac{\rho_{п_0}}{l} \cos(\varphi_{n_0} + \theta + \lambda) \ddot{\theta} = 0; \quad (7.1-19)$$

$$s_k = q_n \cos \lambda - \frac{q_n}{g} \ddot{\theta} \rho_{п_0} \sin(\varphi_{n_0} + \theta + \lambda). \quad (7.1-20)$$

Начальные условия для уравнения (7.1-19): при $t=0$, $\lambda=0$, $\dot{\lambda}=0$, θ и $\ddot{\theta}$ — см. уравнения (7.1-7) и (7.1-8).

Уравнение (7.1-13) справедливо при $\frac{\pi}{2} \leq n_c t \leq \pi$.

В результате решения уравнения (7.1-1) определяются величины

$$\varphi_n(t) = \varphi(t) - \theta(t); \quad \theta(t) \text{ и } \lambda(t); \quad \Delta \varphi_n = \varphi_{n \max} - \varphi_{n_0},$$

$\dot{\varphi}_n$ — в момент времени $t = t_1$.

7.2 Уравнение движения стрелы относительно шарнира (без учета подвески)

$$I_B \ddot{\varphi} = M_Q + M_{пр} + M_{jб. стр} + M_{jб. пр} + M_w, \quad (7.2-1)$$

где

$$M_Q = Q \rho_{стр} \sin \varphi; \quad (7.2-2)$$

$$M_{пр} = Q_{пр} r_0 \sin p(\varphi - \theta); \quad (7.2-3)$$

$$M_{j6. \text{ стр}} = -\frac{Q}{g} r_{p6} \rho_{\text{стр}} \sin(\beta_6 + \varphi - \theta) \ddot{\theta}; \quad (7.2-4)$$

$$M_{j6. \text{ пр}} = \frac{Q_{\text{пр}} r_0 \sin p(\varphi - \theta)}{g} b \ddot{\theta}; \quad (7.2-5)$$

$$M_w = \text{const.}$$

Переменные величины, входящие в состав уравнений (7.2-2) — (7.2-5),

$$\theta = \theta_c e^{-\gamma t} \cos n_c t + \theta_{\text{стр}}; \quad (7.2-6)$$

$$\ddot{\theta} = \theta_c e^{-\gamma t} (\gamma^2 - n_c^2) \cos n_c t + 2\theta_c \gamma n_c e^{-\gamma t} \sin n_c t. \quad (7.2-7)$$

Уравнение (7.2-1) справедливо при $t_1 \geq \bar{t} \geq t_0$ и $\varphi_n < \varphi_{n_0}$,

$$\varphi_n(t) = \varphi(t) - \theta(t).$$

Начальные условия для уравнения (7.2-1):

$$\text{при } t=t_0 \quad \varphi = \varphi_{n_0} + \theta(t_0), \quad \dot{\varphi}(t_0) = \dot{\theta}(t_0);$$

$$\text{при } t=t_1 \quad \varphi_n(t_1) = \varphi_{n_0} = \varphi(t) - \theta(t_1).$$

Начальный момент времени t_0 определяется из уравнения

$$M_w + M_Q + M_{\text{пр}} + M_{j6. \text{ стр}} + M_{j6. \text{ пр}} = 0; \quad (7.2-8)$$

где

$$M_w = \text{const.}$$

$$M_Q = Q \rho_{\text{стр}} \sin(\varphi_{n_0} + \theta); \quad (7.2-9)$$

$$M_{\text{пр}} = Q_{\text{пр}} r_0 \sin p \varphi_{n_0}; \quad (7.2-10)$$

$$M_{j6. \text{ стр}} = -\left[\frac{Q}{g} \rho_{\text{стр}} r_{p6} \sin(\varphi_{n_0} + \beta_6) + I_v \right] \ddot{\theta}; \quad (7.2-11)$$

$$M_{j6. \text{ пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{g} r_0 \sin p \varphi_{n_0} b \ddot{\theta}. \quad (7.2-12)$$

Уравнение (7.2-8) справедливо при $\frac{\pi}{2} \leq n_c t \leq \pi$.

В формулах использовались следующие обозначения (см. рис. 7.2-1, 7.2-2, 7.2-3): Q — вес стрелы, кН [тс]; q_n — вес подвески, кН [тс]; $Q_{\text{пр}}$ — вес подвижного противовеса, связанного со стрелой, кН [тс]; $\rho_{\text{стр}}$ — радиус-вектор ЦТ стрелы относительно оси вращения стрелы, м (см. рис. 7.2-1); r_{p6} — радиус-вектор оси вращения стрелы относительно центра колебания крана, м (см. рис. 7.2-2, 7.2-3); b — положение ЦТ подвижного противовеса относительно центра колебания крана, м; $r = r_0 \sin p \varphi_n$ — плечо усилий от подвижного противовеса относительно шарнира стрелы (условная зависимость); I_v — момент инерции стрелы с оборудованием; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; γ — коэффициент затухания свободных колебаний крана, с^{-1} , $M = 0,001 \rho_v F_{\text{стр}} a_{\text{стр}} \times \sin^2 \alpha = \text{const}$ — момент от давления ветра на стрелу относи-

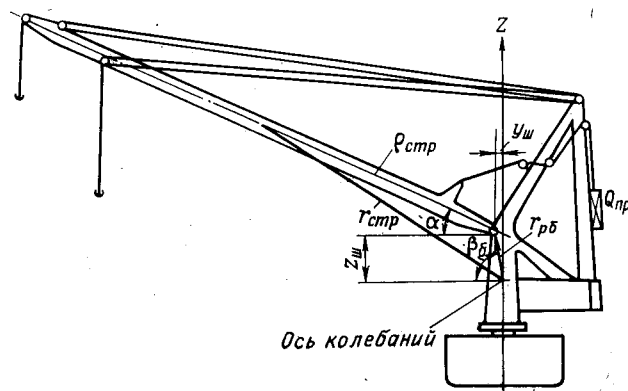


Рис. 7.2-1

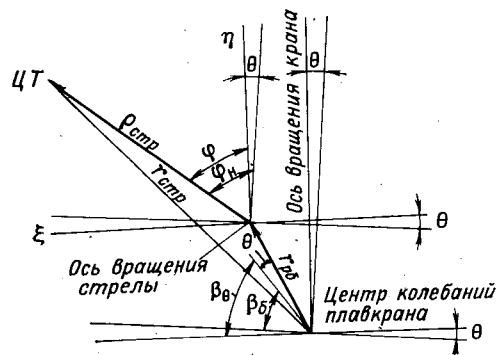


Рис. 7.2-2

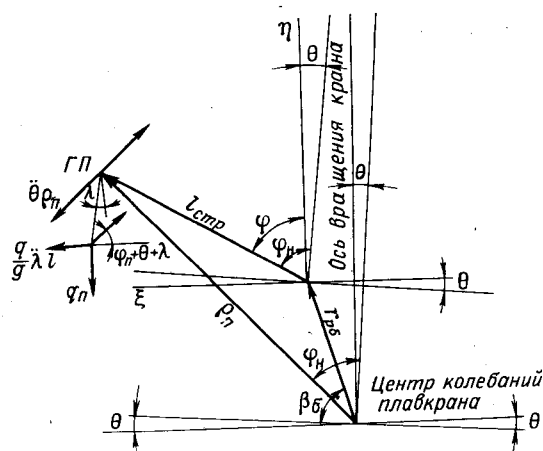


Рис. 7.2-3

тельно оси вращения стрелы; $p_v = 125 \text{ Па}$ [$12,5 \text{ кгс/м}^2$] — давление ветра; $F_{\text{стр}}$ — наветренная площадь стрелы, м^2 ; $a_{\text{стр}}$ — отстояние центра ветрового давления от оси шарнира по оси стрелы, м ; α — угол между осью стрелы и горизонталью; β_6 — угол между радиус-вектором r_{p6} и горизонталью; $\varphi_n = 90^\circ - \alpha$ — угол между осью стрелы и осью вращения крана; φ — угол между осью стрелы и вертикалью, рад ; θ_2 — статический угол крена без груза на гаке, рад ; n_c — частота собственных колебаний крана, с^{-1} ; θ_c — амплитуда собственных колебаний крана, рад ; $l_{\text{стр}}$ — отстояние от точки подвеса подвески до шарнира стрелы, м ; ρ_n — радиус-вектор точки подвеса подвески относительно оси колебания крана, м ; l — длина подвеса подвески, м ; λ — угол отклонения подвески от вертикали; φ_n — см. рис. 7.2-3; m — отношение числа разгружающих веток к числу веток полиспаста подвески; η — коэффициент трения полиспаста; r_k — плечо усилий в разгружающих ветках относительно шарнира стрелы.

7.3 Усилие в канатах изменения вылета стрелы при падении стрелы на канаты ($P_{\text{уд}}$) может быть определено из условий равенства кинетической энергии удара и потенциальной энергии канатов стрелового полиспаста и стреловых амортизаторов.

Кинетическая энергия удара $T = I_v \frac{\dot{\varphi}_n^2}{2} (1 - k_y^2)$, где $k_y = 0,5$ —

— коэффициент удара.

Потенциальная энергия упругой деформации системы

$$U_{\Sigma} = \frac{P_{\text{уд}}^2}{2c_{\text{пр}}},$$

где $c_{\text{пр}}$ — приведенная жесткость системы;

$$\frac{1}{c_{\text{пр}}} = \frac{1}{c_{\text{пол}}} + \frac{1}{c_{\text{ам}}};$$

$c_{\text{пол}}$ — жесткость полиспаста изменения вылета; $c_{\text{ам}}$ — жесткость стрелового амортизатора;

$$P_{\text{уд}} = \sqrt{0,75 I_v \dot{\varphi}_n^2 c_{\text{пр}}}.$$

7.4 Металлоконструкции, детали и канаты проверяются на силу удара при падении стрелы на канаты.

8 МЕТОДИКА РАСЧЕТА УГЛОВ РАСКАЧИВАНИЯ ГРУЗА НА РЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ

8.1 Настоящая методика предназначена для определения углов раскачивания груза при качке крана на регулярном волнении.

Методика применима при малых (до 10°) углах качки понтона и раскачивания груза. При больших углах, например, в случаях приближения к резонансу, методика может служить для приближенной оценки углов раскачивания груза.

8.2 Углы раскачивания груза определяются (рис. 8.2) в полусвязанной системе координат $y''O''z''$ с началом в точке подвеса груза. При качке крана подвижная система координат совершает плоскопараллельное движение, так что ось $O''z''$ остается все время вертикальной.

Таким образом, угол θ характеризует угловые перемещения крана относительно неподвижной системы координат yOz , угол α — отклонение грузовых канатов от вертикали, а $\alpha' = \theta + \alpha$ — отклонение грузовых канатов от оси вращения крана в связанной с качающимся краном системе координат $y'Oz'$.

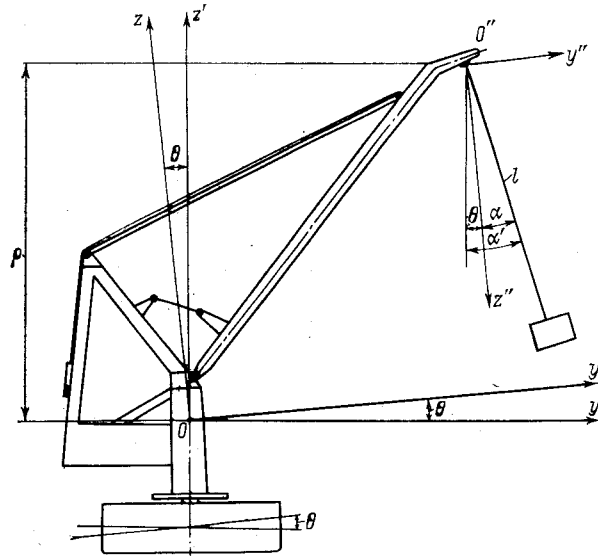


Рис. 8.2

8.3 В качестве исходных данных для расчета углов раскачивания заданы следующие величины:

$\theta_{ст}$ — статический угол крена (дифферента), град; θ_m — амплитуда бортовой (килевой) качки крана, град; τ — период бортовой (килевой) качки, крана, с; l — длина подвеса груза (расстояние от нока стрелы до центра тяжести груза), м; ρ — возвышение точки подвеса груза над центром колебания крана, м; n — коэффициент сопротивления раскачиванию груза, s^{-1} .

При отсутствии данных можно принимать $n = 0,05 \dots 0,1$, в зависимости от кратности грузового полиспаста и схемы запасовки канатов.

8.4 На основании исходных данных, полученных из графиков на рис. 8.4-1—8.4-4, определяются следующие величины:
угловая частота колебаний крана (в s^{-1})

$$\omega = 2\pi/\tau, \quad (8.4-1)$$

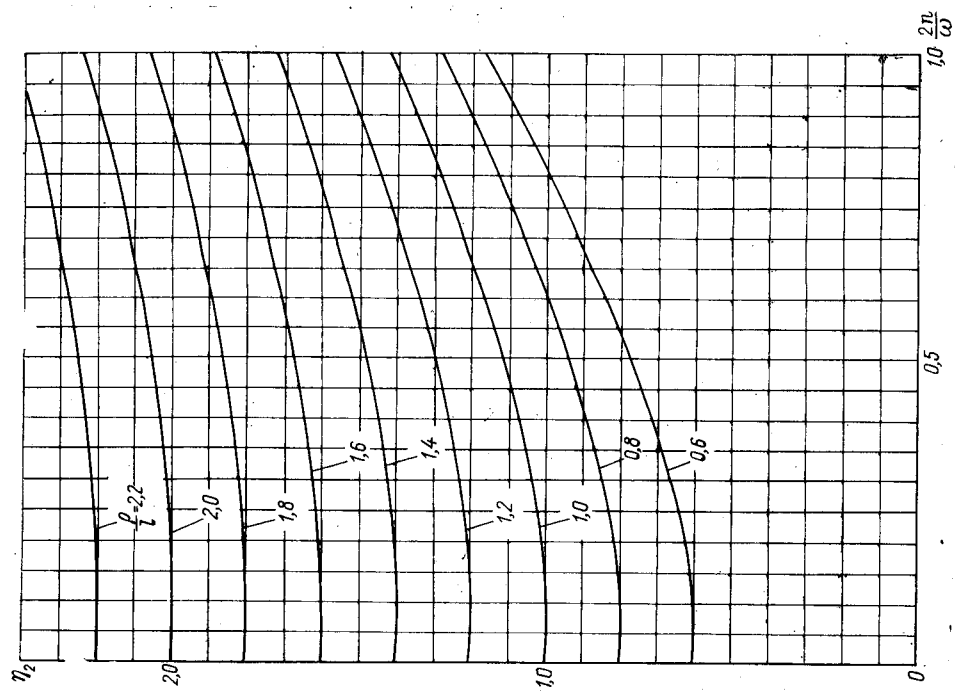


Рис. 8.4-2

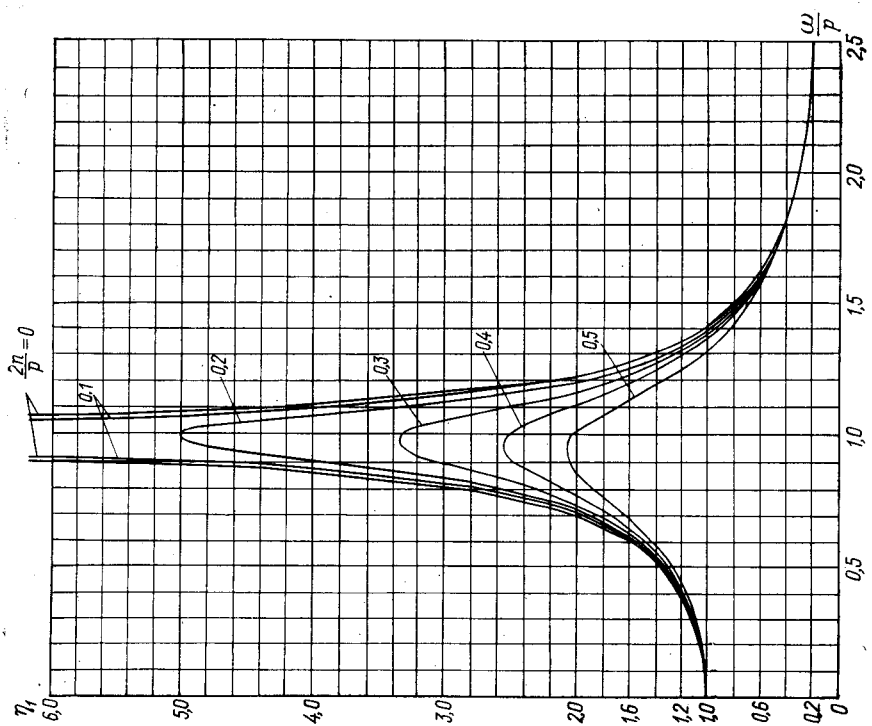


Рис. 8.4-1

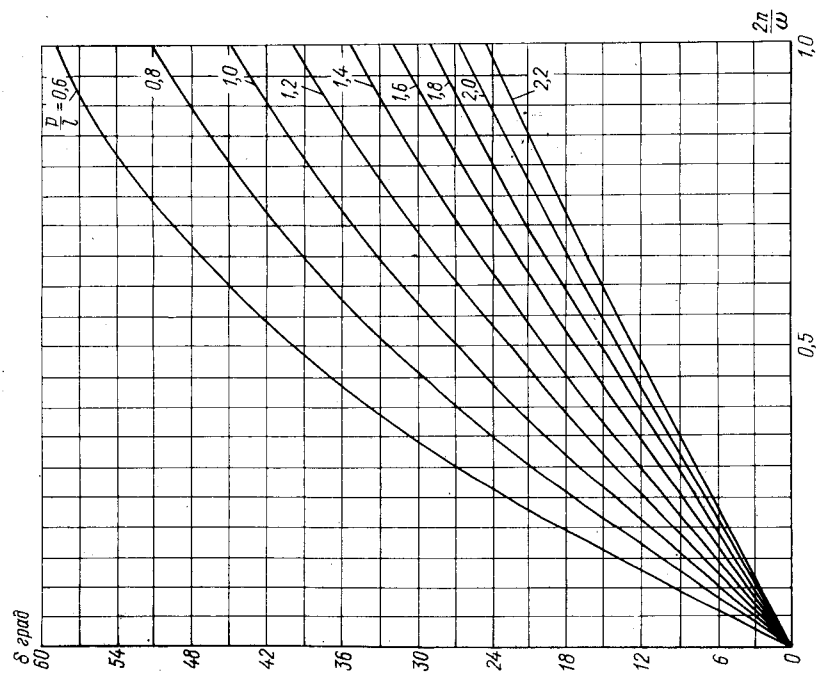


Рис. 8.4-4

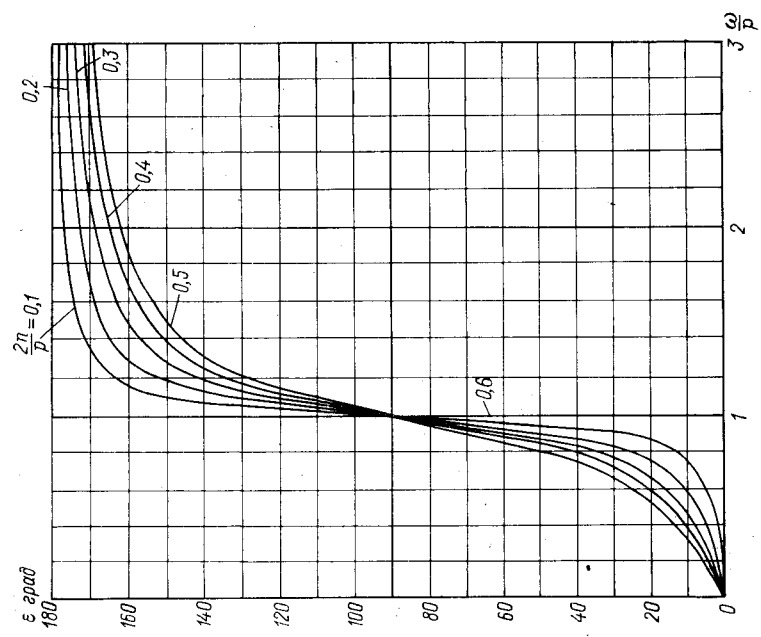


Рис. 8.4-3

угловая частота собственных колебаний груза (в с^{-1})

$$p = \sqrt{g/l}, \quad (8.4-2)$$

коэффициенты динамичности:

$$\eta_1 = \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega^2/p^2)^2 + 4n^2\omega^2/p^4}} \quad (8.4-3)$$

— см. график на рис. 8.4-1;

$$\eta_2 = \sqrt{p^2/l^2 + 4n^2/\omega^2} \quad (8.4-4)$$

— см. график на рис. 8.4-2;
фазовые углы

$$\varepsilon = \text{arctg} \frac{2n\omega}{p^2 - \omega^2} \quad (8.4-5)$$

см. график на рис. 8.4-3;

$$\delta = \text{arctg} \frac{2nl}{\omega p} \quad (8.4-6)$$

см. график на рис. 8.4-4;

$$\delta_1 = \varepsilon + \delta; \quad (8.4-7)$$

амплитуда раскачивания груза
относительно вертикали

$$\alpha_m = \theta_m \frac{\omega^2}{p^2} \eta_1 \eta_2; \quad (8.4-8)$$

относительно оси вращения крана

$$\alpha'_m = \sqrt{\theta_m^2 + \alpha_m^2 + 2\theta_m \alpha_m \cos \delta_1}; \quad (8.4-9)$$

фазовый угол

$$\delta_2 = \text{arctg} \frac{\alpha_m \sin \delta_1}{\theta_m + \alpha_m \cos \delta_1}; \quad (8.4-10)$$

угловое перемещение крана

$$\theta = \theta_{\text{ст}} + \theta_m \sin \omega t; \quad (8.4-11)$$

угол отклонения грузовых канатов от вертикали

$$\alpha = \alpha_m \sin (\omega t - \delta_1); \quad (8.4-12)$$

угол отклонения грузовых канатов по отношению к оси вращения крана

$$\alpha' = \theta_{\text{ст}} + \alpha'_m \sin (\omega t - \delta_2). \quad (8.4-13)$$

Приведенные формулы дают возможность определить абсолютные и относительные угловые перемещения в любой момент времени и использовать полученные значения для различных кинематических и прочностных расчетов.

8.5 Для прочностного расчета достаточно ограничиться определением угла α_m по формуле (8.4-8) и принять расчетный угол отклонения канатов от оси вращения крана равным

$$\alpha_p = \theta_d + \alpha_m, \quad (8.5)$$

где $\theta_d = \theta_{ст} + \theta_m$ — наибольший угол динамического крена.

8.6 Если расчетная величина $\alpha_m < 3^\circ$, ее следует принять равной 3° .

8.7 Расчет должен быть выполнен для наиболее неблагоприятных условий, возможных в условиях эксплуатации. При этом могут приниматься во внимание ограничения в условиях работы крана, например, по высоте подъема груза, курсовому углу и т.п., причем эти ограничения должны быть внесены в инструкцию по эксплуатации, а также контролироваться и выполняться при грузовых операциях.

9 РАСЧЕТ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВЕРХНЕЕ СТРОЕНИЕ ПРИ ПОДЪЕМЕ ГРУЗА С ПОДХВАТОМ КАЧАЮЩИМСЯ НА РЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ КРАНОМ

9.1 Усилие S , действующее в грузовых канатах при подъеме с подхватом, и параметры колебаний крана (θ и $\ddot{\theta}$) определяются из следующих уравнений (см. также рис. 9.1):

$$I\ddot{\theta} + 2N_1\dot{\theta} + Dh\dot{\theta} + SR = Dh\alpha \sin \omega t, \quad (9.1-1)$$

$$S = c [V_0(t - t_0) + R\theta - R\theta_0 - x], \quad (9.1-2)$$

$$\frac{Q}{g}\ddot{x} + 2N_2\dot{x} = S - Q, \quad (9.1-3)$$

где S — усилие в грузовых канатах при подъеме с подхватом, кН [тс]; θ — угловые перемещения плавкрана, рад; I — поперечный (продольный) момент инерции плавкрана с учетом присоединенных масс воды, т·м²; N_1 и N_2 — коэффициенты сопротивления колебаниям плавкрана и перемещениям груза:

$$N_1 = n_1 I, \quad (9.1-4)$$

где n_1 — коэффициент сопротивления. Для плавкранов n_1 можно принимать равным $0,04 \text{ с}^{-1}$;

$$N_2 = n_2 \frac{Q}{g}, \quad (9.1-5)$$

где n_2 — можно принять $0,1, \dots, 0,2 \text{ с}^{-1}$; D — водоизмещение плавкрана, т; h — малая (большая) метацентрическая высота, м; α — эффективный угол волнового склона, рад.

При известной амплитуде качки крана

$$\alpha = \theta_m \sqrt{\frac{(p^2 - \omega^2)^2 + 4n^2}{p^2}} \approx \theta_m \frac{p^2 - \omega^2}{p^2}; \quad (9.1-6)$$

ω — угловая частота волнового воздействия, с^{-1} ; $p = \sqrt{Dh/I}$ — угловая частота собственных колебаний крана, с^{-1} (3.9.1-7); θ_m — амплитуда качки крана, рад; c — жесткость верхнего строения, приведенная к грузовому гаку, $\text{МПа} \cdot \text{м}$ [$\text{тс} \cdot \text{м}$]; V_0 — скорость подъема груза, м/с ; R — расстояние от оси колебаний до грузовых канатов, м ; Q — вес груза, кН [тс]; x — перемещение груза, м ; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; t_0 — время первого подхвата груза, с ;

$$t_0 = (2\pi - \delta_1 + \delta_2)/\omega; \quad (9.1-8)$$

δ_1 — сдвиг фазы колебаний плавкрана, рад,

$$\delta_1 = \arctg 2n_1\omega/(p^2 - \omega^2); \quad (9.1-9)$$

δ_2 — начальная фаза колебаний плавкрана, рад (см. 9.3).

9.2 Граничные условия при решении уравнений (9.1-1) — (9.1-3) следующие: величины S и x не могут принимать отрицательные значения. Когда при решении уравнения (9.1-3) величина x принимает отрицательные значения, в уравнении (9.1-2) следует полагать $x=0$; по аналогии, если при решении уравнения (9.1-2) величина S принимает отрицательное значение, в уравнении (9.1-1) следует S считать равным нулю.

9.3 Начальная фаза δ_2 является в достаточной мере случайной величиной, лежащей, однако, в пределах $\delta_{21} < \delta_2 < \delta_{22}$. Определение возможных границ изменения начальной фазы рекомендуется производить на основании графического построения, приведенного на рис. 9.3. В пределах возможных границ величину начальной фазы следует принимать возможно ближе к $\delta = 0$.

9.4 Начальные условия для решения уравнений (9.1-1) — (9.1-3):

при $t = 0$

$$\alpha = 0; \quad \dot{\alpha} = 0; \quad x = 0; \quad \dot{x} = 0; \quad \dot{S} = 0;$$

при $0 < t < t_0$

$$x = 0; \quad \dot{x} = 0; \quad S = 0;$$

$$\text{при } t = t_0 = \frac{2\pi - \delta_1 + \delta_2}{\omega}$$

$$\theta = \theta_0; \quad x = 0; \quad \dot{x} = 0; \quad S = 0.$$

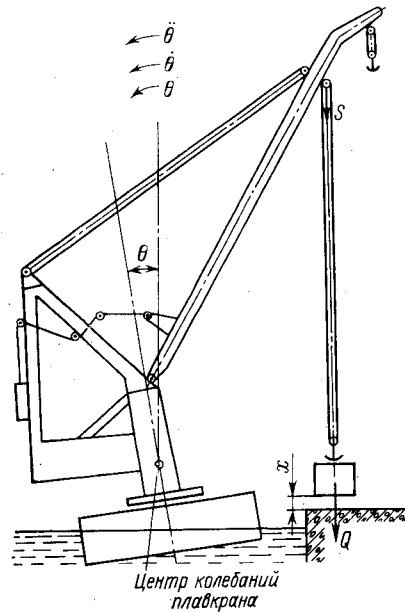


Рис. 9.1

9.5 Результатом решения уравнений (9.1-1) — (9.1-3) является отыскание максимального значения S и соответствующих ему значений θ и $\ddot{\theta}$. При наличии начального крена (дифферента), например, от противовеса, он должен быть учтен путем алгебраического суммирования с полученной величиной θ . Эти величины принимаются в качестве исходных для расчета элементов крана на прочность.

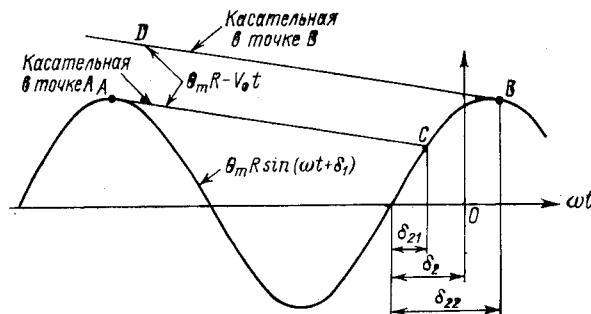


Рис. 9.3

9.6 Для уменьшения коэффициентов динамичности допускается вводить ограничения по условиям работы кранов, например, в части курсового угла, с соответствующими изменениями параметров волнового воздействия.

9.7 Для предварительных расчетов коэффициент динамичности действия нагрузки может приниматься равным

$$\varphi_d = S_d/Q = 1,4. \quad (9.7-1)$$

При этом кран должен рассматриваться в момент, когда он проходит положение статического равновесия.

Угловое ускорение крана от рывка при подхвате груза будет при этом направлено в соответствии с рис. 9.1.

Угловое ускорение может быть определено по формуле

$$\ddot{\theta} = g \frac{S_d - Q}{QR} = g(\varphi_d - 1) = 0,4g/R. \quad (9.7-2)$$

РЕКОМЕНДАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ КРАНОВ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ВОЛНЕНИЯ

Основными факторами, обуславливающими значительный коэффициент динамичности при работе крана на волнении и действующими совместно в едином комплексе, являются:

— начальный момент подъема и скорость подъема груза (т. е. относительная скорость между массами привода и груза в начальный момент подъема);

— схема и кратность запасовки шкентеля судового крана между блоками нока и колонны;

— влияние массы воды, присоединенной к грузу при его вертикальной качке (для подъема плавающего груза). Массы присоединенной воды и плавающего груза соизмеримы.

При расположении крана и груза на значительном расстоянии от ЦТ судна в нос либо в корму килевая качка весьма заметно влияет на максимальную нагрузку.

В таблице приведены рекомендуемые значения коэффициента динамичности ψ при работе судового крана в условиях волнения с разной балльностью, в том числе — в защищенной акватории.

Рекомендуемые значения коэффициента динамичности (снижения грузоподъемности) ψ при работе судового крана в условиях волнения

Масса груза, т	ψ при балльности волнения					
	0	1	2	3	4	5
	$v_{\text{под}} \leq 60$	$v_{\text{под}} \leq 30$				
0,5	1,85	1,85	2,85	4,00	5,35	6,60
1,0	1,60	1,60	1,85	2,40	3,15	4,10
2,0	1,40	1,40	1,60	2,00	2,60	3,25
3,0	1,25	1,25	1,40	1,65	2,00	2,45
4,0	1,20	1,20	1,25	1,50	1,80	2,20
5,0	1,15	1,15	1,20	1,40	1,65	1,90

Примечание. $v_{\text{под}}$ — скорость подъема груза, м/мин.

Эти значения получены на основе максимально возможных при данном волнении и массе груза, с учетом запасов прочности конструкции и механизмов судового крана, а также малой вероятности возникновения максимально возможных нагрузок.

Во время эксплуатации судна с краном следует:

— располагать судно лагом к волне, если кран расположен на значительном расстоянии в нос либо в корму от ЦТ судна;

— при положении судна лагом к волне производить подъем груза со стороны защищенного от волнения борта;

— располагать судно носом к волнам, если кран находится по длине судна недалеко от его ЦТ.

Судовой кран обычной конструкции (без следящего или без ограничивающего нагрузки устройства) можно допускать к работе на волнении, ограничивая скорость подъема груза не более 30 м/мин и грузоподъемность крана — на основе соответствующего коэффициента динамичности для шкентеля ψ .

При работе судового крана в порту (на тихой воде) и при подъеме груза с подхватом с воды либо с причала, если скорость

подъема превышает 60 м/мин, значение φ должно определяться расчетом.

Для судовых кранов, работающих длительное время и систематически в условиях волнения выше 4 баллов, значительное снижение грузоподъемности нерационально. Такие краны должны быть оснащены следящим или ограничивающим нагрузки устройством.

При определении максимальных нагрузок судового крана в условиях, отличающихся от приведенных в таблице (например, при массе груза больше 5 т), рекомендуется пользоваться методикой расчета, приведенной в следующем разделе.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИ РАБОТЕ СУДОВОГО КРАНА В УСЛОВИЯХ ВОЛНЕНИЯ

Методикой можно пользоваться применительно к каждому судовому крану стрелового типа. Возможны также дальнейшие исследования по оптимизации параметров комплекса «груз—кран—судно».

Постановка задачи исследования. Расчетная схема процесса подъема груза

При теоретическом исследовании приняты следующие допущения и упрощения:

а) суда расположены лагом к волне. Судно с грузом расположено со стороны защищенного от волнения борта судна с краном;

б) в акватории принято двухмерное регулярное волнение по закону $\xi = r_b \cos(\sigma t)$. Небольшая продолжительность подъема груза у современных судовых кранов (не более 10—15 с) дает достаточное основание для принятия регулярного характера волнения и качки в течение всего периода подъема;

в) не учитывается воздействие дифрагированных волн на качку обоих судов;

г) в математическую модель процесса подъема килевая качка введена (поскольку и при расположении судов лагом наблюдается наличие килевой качки), но без учета влияния упругой нагрузки шкентеля на килевую качку;

д) не учитывается зависимость приведенной жесткости шкентеля и топенанта от значения упругой нагрузки в этих элементах. В исследовании приняты постоянные значения $C_{пр}$ и C_4 ;

е) принято, что при перегрузочных операциях оба судна не имеют хода, не рыскают и не совершают поперечных горизонтальных движений в результате трохойдального характера волны;

ж) не учитывается влияние швартовных канатов на качку обоих судов, если суда ошвартованы между собой при перегрузке.

При исследовании считаются известными:

— параметры двухмерного регулярного волнения в акватории, где находятся суда;

— необходимые параметры крана, груза, судна с краном и второго судна;

— начальный момент времени подъема груза.

На рис. 1 показана выбранная кинематическая и расчетная схема при исследовании процесса подъема плавающего груза. Стрелка крана принимается расположенной перпендикулярно к ДП судна. В расчетную схему движения сосредоточенных масс входят следующие четыре:

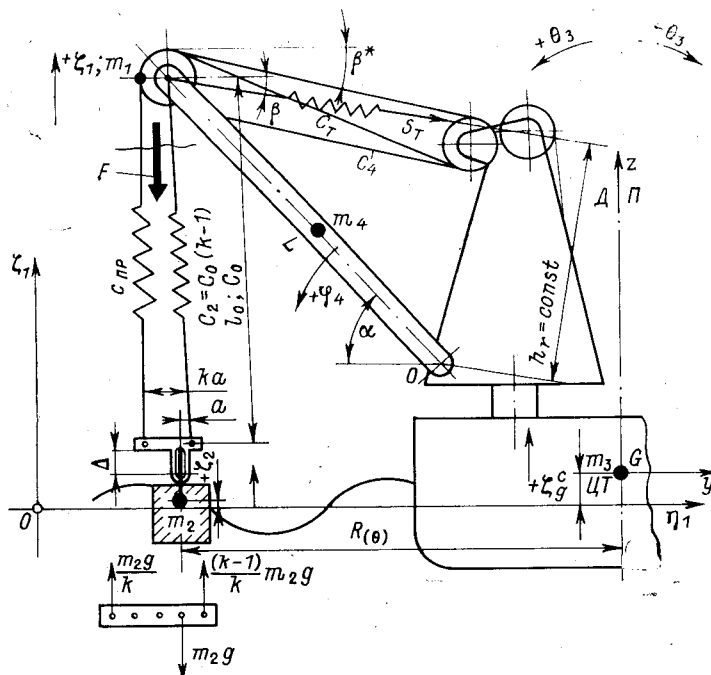


Рис. 1. Расчетная схема процесса подъема судовым краном плавающего груза с воды

m_1 — приведенная масса привода механизма подъема. Место проведения — точка касания набегавшей ветки шкентеля с первым от гака блоком на ноке стрелы;

m_2 , m_3 и m_4 — массы соответственно плавающего груза, судна с краном и сосредоточенная в ЦТ стрелы судового крана.

Такая четырехмассовая схема с учетом влияния нагрузки в шкентеле F на бортовую и вертикальную качку судна с учетом раскачивания груза после его выхода из воды, а также при наличии килевой качки, достаточно точно описывает происходящие процессы при подъеме груза на волнении и, как частный случай, на тихой воде. Если судно небольшое, заметно влияние работы крана на его положение.

Ординаты ЦТ груза ξ_2 и судна ξ_g^c отсчитываются в неподвижной системе координат $O\xi_1\eta_1\zeta_1$, основная плоскость $O\xi_1\eta_1$ которой совпадает с плоскостью невозмущенной поверхности воды.

Бортовая θ_3 и килевая ψ_3 качки судна отсчитываются в подвижной системе координат $G\xi\eta\zeta$, начало которой совпадает с ЦТ судна. Оси $G\xi$, $G\eta$ и $G\zeta$ параллельны осям неподвижной системы координат $O\xi_1\eta_1\zeta_1$. С некоторым приближением принято, что бортовая качка θ_3 совершается вокруг оси $G\xi$, килевая качка — вокруг оси $G\eta$.

В подвижной системе координат $GXYZ$, связанной с судном, отсчитываются следующие три движения: ξ_1 — перемещение приве-

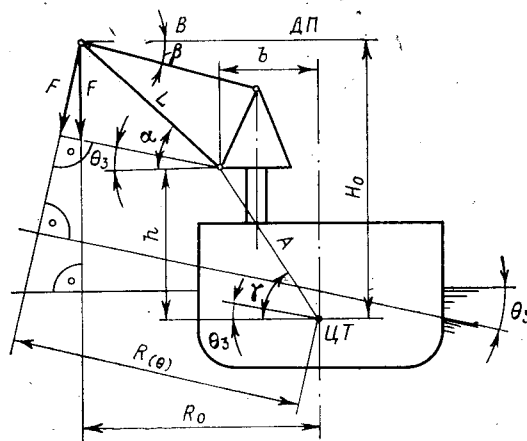


Рис. 2. К выводу зависимости плеча R от крена судна θ_3

денной массы привода m_1 . При подъеме $\xi_1 > 0$; φ_4 — колебание стрелы массой m_4 относительно палубы; ψ_2 — угол раскачивания груза при подъеме. $+\xi_2$ и $+\xi_g^c$ направлены вверх от плоскости $O\xi_1\eta_1$; $+\theta_3$ — крен на тот борт, со стороны которого находится плавающий груз; $+\psi_3$ — соответствует дифференту судна на корму, $+\varphi_4$ — наклонению стрелы от ненагруженного положения к палубе; $+\psi_2$ — раскачиванию груза к борту судна.

Основные обозначения и зависимости, использованные при составлении уравнений, следующие: $C_{пр}$ — приведенная жесткость ходовой ветви шкентеля; C_4 — приведенная жесткость топенанта; K — кратность грузового полиспаста; F — суммарная упругая нагрузка в шкентеле; $\lambda_T \approx L\varphi_4 \sin(\alpha - \beta)$ — упругое удлинение топенанта; $\lambda_{ш} \approx L\varphi_4 n \sin(\alpha - \beta^*)$ — упругое удлинение ходовой ветви шкентеля на участке между ноком и колонной при запасовке кратностью n ; $\xi_4 \approx L\varphi_4 \cos(\alpha - \theta_3)$ — вертикальное перемещение нока стрелы относительно палубы судна; $\lambda_T - \xi_4 = L\varphi_4 [\sin(\alpha - \beta) -$

$-\cos(\alpha - \theta_3)$]; $R_{(\theta)} = R_0 \cos \theta_3 + H_0 \sin \theta_3$ — плечо момента силы F относительно оси $G\xi$ (рис. 2); H_0 — вертикальное расстояние от ЦТ судна до оси блока на ноке стрелы на тихой воде (без крена).

На рис. 3 показана принятая кинематическая и расчетная схема процесса подъема груза с палубы второго судна.

$\zeta_B = r_B \cos(\sigma t)$ — уравнения волны у ДП второго судна;

$\zeta_B^c = r_B \cos(\sigma t + \delta_2)$ — у ДП судна с краном.

Сдвиг фазы δ_2 определить нетрудно, если известна круговая частота волны σ и горизонтальное расстояние между ДП обоих

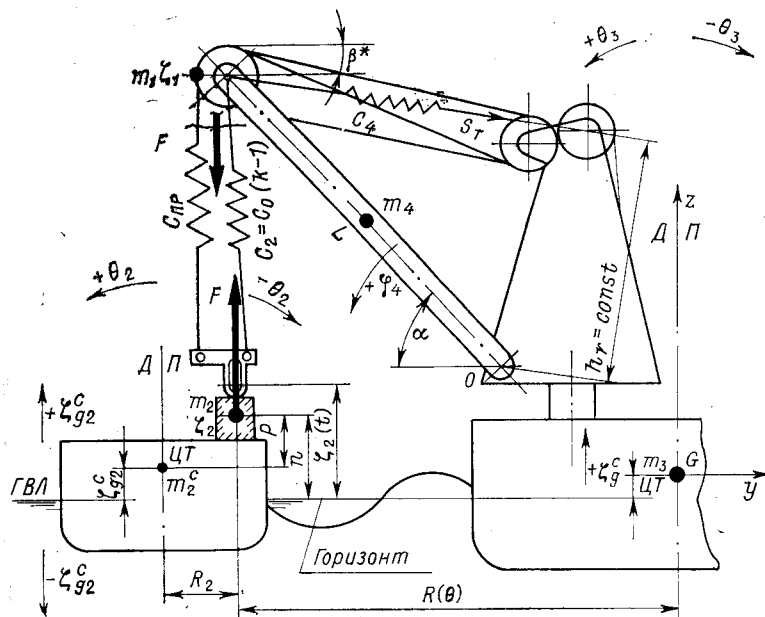


Рис. 3. Расчетная схема процесса подъема судовым краном груза с палубы второго судна

судов $R_2 + R_0$ (см. рис. 3). В дальнейшем принято $R_2 = \text{const}$.

Применительно к этому случаю подъема судовым краном введены следующие дополнительные обозначения: $m_2^c = \frac{D_2}{g}$ — масса второго судна; θ_2 ; θ_2' ; θ_2'' — угол крена, угловая скорость и угловое ускорение второго судна при его бортовой качке; ζ_{g2}^c ; $\zeta_{g2}^{c'}$; $\zeta_{g2}^{c''}$ — ордината, вертикальная скорость и вертикальное ускорение ЦТ второго судна при его вертикальной качке; ψ_2 ; ψ_2' ; ψ_2'' — угол дифферента, угловая скорость и угловое ускорение второго судна при его килевой качке; l' — расстояние от ЦТ груза до плоскости, параллельной миделю второго судна и проходящей через его центр

тяжести; ξ_2 ; ξ_2' ; ξ_2'' — ордината, вертикальная скорость и вертикальное ускорение ЦТ груза.

Процесс подъема груза судовым краном на волнении условно разделен на три характерных этапа и протекает во времени следующим образом:

первый ($0 \leq t \leq t_1$) — от момента включения механизма подъема до момента t_1 полного выбирания ослабления шкентеля. Для удобства условно принято, что начальный момент $t = 0$ совпадает с моментом нахождения плавающего груза либо второго судна на вершине волны. Выбор начального момента первого этапа ($t = 0$) не влияет на значение полученных динамических нагрузок, так как на первом этапе подъема $F = F_1 = 0$. При подъеме на волнении ослабление чалочных канатов и шкентеля является обязательным условием, позволяющим застропить груз, в результате чего подъем с воды, как и подъем груза с палубы второго судна, возможен только с подхватом;

второй ($t_1 \leq t \leq t_2$) — от момента t_1 до $t = t_2$:

а) полного выхода груза из волны — при подъеме плавающего груза. Момент t_2 определяется из выражения $\xi_{2,2}(t_2) - \xi_B(t_2) = T^*$, где T^* — осадка поднимаемого груза на тихой воде. Условно принято, что ЦТ плавающего груза совпадает с его грузовой ватерлинией на тихой воде;

б) «отрыва» груза от палубы второго судна — при подъеме груза с палубы. Момент t_2 определяется из уравнения $F_2(t_2) = m_2 g + m_2 \xi_{2,2}''(t_2)$;

третий ($t_2 \leq t \leq t_3$) — от момента t_2 до момента остановки механизма подъема ($t = t_3$) после подъема груза на необходимую высоту.

Характерной особенностью третьего этапа является раскачивание груза в вертикальной плоскости, перпендикулярной к оси $G\xi$.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЕРВОГО ЭТАПА ПОДЪЕМА

Для случаев подъема плавающего груза (рис. 1 и 4) на первом этапе качка плавающего груза и судна в условиях регулярного волнения описывается уравнениями:

- волны в месте нахождения ЦТ груза — $\xi_B = r_B \cos(\sigma t)$;
- вертикальной качки ЦТ груза массой m_2 $\xi_{2,1} = \xi_g = \xi_{gm} \cos(\sigma t - \xi_g)$;
- бортовой качки груза относительно продольной оси, проходящей через его ЦТ (влиянием этой бортовой качки при составлении математической модели следует пренебречь) — $\theta_{2,1} = \theta_{m\theta} \sin(\sigma t - \xi_\theta)$;
- волны у ДП кранового судна (при условии, что груз находится со стороны защищенного от волнения борта) — $\xi_B^c = r_B \cos(\sigma t + \delta_2)$;
- вертикальной качки ЦТ судна с краном —

$$\xi_g^c = \xi_g^* + \xi_{gm}^c \cos(\sigma t + \delta_2 - \xi_g^c);$$

— бортовой качки судна — $\theta_{3,1} = \theta_m \sin(\sigma t + \delta_2 - \xi_0^c)$;

— килевой качки судна на всех этапах подъема груза при наличии такой качки (влияние нагрузки в шкентеле F на килевую качку пренебрегается) — $\psi_{3,1} = \psi_{3,i} = \psi_{3m} \cos(\sigma_{K2}t - \delta_\psi)$.

Эксперимент показал, что даже при небольшом судне влиянием нагрузки F на килевую качку можно пренебречь.

На первом этапе подъема принято: $\xi_{1,1}(t) \equiv 0$ и $\varphi_{4,1}(t) = \text{const}$, где $\xi'_{1,1} = d\xi_{1,1}/dt = \text{const}$ — скорость выбирания каната шкентеля на барабан на холостом ходу ($P_i \equiv 0$); $\varphi'_{4,1} = d\varphi_{4,1}/dt = 0$.

С помощью приведенных выше выражений определяются начальные условия второго этапа подъема при $t = t_1$.

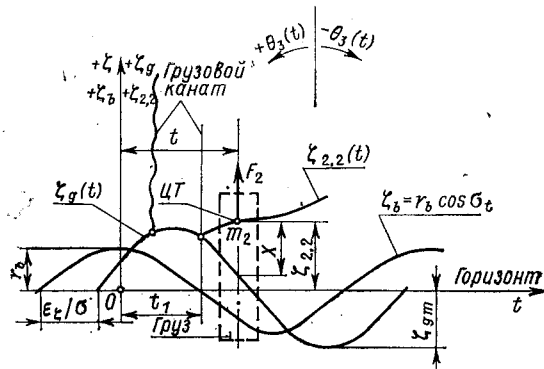


Рис. 4. К составлению уравнений движения массы груза m_2 на первом и втором этапах подъема с воды на волнении

Для случаев подъема груза с палубы второго судна (рис. 3) на первом этапе качка обоих судов в условиях регулярного волнения описывается уравнениями:

— волны у ДП второго судна и судна с краном — $\zeta_b = r_b \cos(\sigma t)$ и $\zeta_b^c = r_b \cos(\sigma t + \delta_2)$;

— вертикальной качки ЦТ второго судна —

$$\zeta_{g2,1}^c = \zeta_{g2}^{c*} + \zeta_{g2m}^c \cos(\sigma t - \xi_{c2});$$

— бортовой качки второго судна — $\theta_{2,1} = \theta_{m2} \sin(\sigma t - \xi_{\theta_2})$;

— килевой качки второго судна на всех этапах подъема (при наличии килевой качки) — $\psi_{2,1} = \psi_{2,i} = \psi_{2m} \cos(\sigma_{K2}t - \delta_{\psi_2})$;

— вертикального движения ЦТ груза на первом этапе подъема — $\zeta_{2,1} = n + \zeta_{g2,1}^c - \zeta_{g2}^{c*} + R_2 \theta_2 - l' \psi_2$, где $l' > 0$ — при кормовом расположении груза от ЦТ; $l' < 0$ — при носовом расположении;

— вертикальной качки ЦТ судна с краном —

$$\zeta_g^c = \zeta_g^{c*} + \zeta_{gm}^c \cos(\sigma t + \delta_2 - \xi_c^c);$$

— бортовой качки судна с краном — $\theta_{3,1} = \theta_m \sin(\sigma t + \delta_2 - \xi_0^c)$.

Килевая качка судна с краном выражается уравнением $\psi_{3,1} = \psi_{3m} \cos(\sigma_k t - \delta_\psi)$ на всех этапах подъема груза при расстоянии l от ЦТ груза до плоскости, параллельной миделю судна с краном и проходящей через его ЦТ; $l > 0$ — при кормовом расположении оси крана от ЦТ; $l < 0$ — при носовом расположении; $\xi_{1,1}(t) \equiv 0$ (условно принято); $\xi'_{1,1}(t) = \text{const}$, $\varphi_{4,1}(t) = \text{const}$; $\varphi'_{4,1}(t) = 0$.

С помощью приведенных выражений определяются начальные условия второго этапа подъема при $t = t_1$.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВТОРОГО ЭТАПА ПОДЪЕМА

При расчете плавающего груза (см. рис. 4) используются следующие обозначения:

$\xi_{1,2}$; $\xi'_{1,2}$; $\xi''_{1,2}$ — перемещение, скорость и ускорение приведенной массы привода m_1 (рис. 1); для удобства при $t = t_1$ принято $\xi_{1,2} = 0$; $\xi_{2,2}$; $\xi'_{2,2}$; $\xi''_{2,2}$ — ордината, скорость и ускорение массы груза при ее вертикальном движении; $\theta_{3,2}$; $\theta'_{3,2}$; $\theta''_{3,2}$ — угол крена, угловая скорость и угловое ускорение судна при его бортовой качке; ζ_g ; ζ'_g ; ζ''_g — ордината, вертикальная скорость и вертикальное ускорение ЦТ судна; $\varphi_{4,2}$; $\varphi'_{4,2}$; $\varphi''_{4,2}$ — угловое перемещение, угловая скорость и угловое ускорение стрелы относительно палубы; $\psi_{3,2}$; $\psi'_{3,2}$; $\psi''_{3,2}$ — угол дифферента, угловая скорость и угловое ускорение судна при его килевой качке; $\lambda_{1,2}(t)$ — упругое удлинение ходовой ветви шкентеля от грузового блока до барабана механизма подъема; $F_2(t)$ — суммарная упругая нагрузка в несущих участках шкентеля на втором этапе; n — кратность запасовки шкентеля между ноком и колонной.

$$F_2 = k C_{np} \lambda_{1,2}, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2}(t) = & \xi_{1,2}(t) - [\xi_{2,2}(t) - \zeta_g(t_1)] - [\theta_{3,2}(t) - \theta_{3,2}(t_1)] \times \\ & \times [R_0 \cos \theta_{3,2}(t_1) + H_0 \sin \theta_{3,2}(t_1)] + [\zeta_g^c(t) - \zeta_g^c(t_1)] - \\ & - l [\psi_{3,2}(t) - \psi_{3,2}(t_1)] + L \varphi_{4,2}(t) [n \sin(\alpha - \beta^*) - \cos(\alpha - \theta_{3,2}(t))] - \\ & - \frac{(k-1)^2}{k} \frac{F_2}{C_2}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $\frac{(k-1)^2}{k} \frac{F_2}{C_2}$ — намотанная на барабане часть длины каната при $\xi_{1,2}(t)$, которая не вызывает упругого удлинения, а расходуется на выделение упругого удлинения остальных $(k-1)$ несущих ветвей грузового каната (см. рис. 1).

На основе принципа Д'Аламбера и линейной теории качки судна на регулярном волнении получены дифференциальные уравнения:

1) движения приведенной массы привода

$$\zeta_{1,2}'' + \frac{F_2}{km_1} = \frac{P_i}{m_1}, \quad (3)$$

где $P_i = f(\zeta_1') = f_1(t)$ — тяговое усилие подъемного механизма в месте приведения m_1 ;

2) движения массы груза $m_2 = G_2/g$

$$(m_2 + \lambda_{33}^{rp})(\zeta_{2,2}'' - \zeta_g'') + N_\zeta(\zeta_{2,2}' - \zeta_g') + \gamma V(\zeta_{2,2} - \zeta_g) = F_2, \quad (4)$$

где λ_{33}^{rp} — масса присоединенной к грузу воды при его вертикальной качке, соизмеримая с массой самого груза. Для плавающего груза типа шлюпки $\lambda_{33}^{rp} \approx 1,20m_2$; γ — плотность морской воды, т/м³;

$V(\zeta_{2,2} - \zeta_g) = \int_{\zeta_g}^{\zeta_{2,2}} S(\zeta) d\zeta$ — восстанавливающая часть объемного водоизмещения груза, где $S(\zeta)$ — текущее значение площади ватерлинии для плавающего груза на расстоянии от 0 до T^* от его нижней кромки. При изменении $\zeta_{2,2} - \zeta_g$ от 0 до T^* значения функции $V(\zeta_{2,2} - \zeta_g)$ нарастают от 0 до $G_{2/g}$. $\zeta_g = \zeta_{2,1} = \zeta_{gm} \cos(\sigma t - \xi_\zeta)$ — уравнение вертикальной качки ЦТ груза на первом этапе подъема;

3) бортовой качки судна

$$(J_x + \lambda_{44})\theta_{3,2}'' + N_\theta\theta_{3,2}' + Dh_0\theta_{3,2} = F_2(R_0 \cos \theta_{3,2} + H_0 \sin \theta_{3,2}) + Dh_4 a_m \sin(\sigma t + \delta_2); \quad (5)$$

J_x — момент инерции массы судна относительно продольной оси Gx ; λ_{44} — момент инерции массы присоединенной к судну воды при его бортовой качке; N_θ — коэффициент демпфирования; $D = m_3 g$ — массовое водоизмещение судна на тихой воде; $a_m = \kappa_\theta a_0$ — приведенный (эффективный) максимальный угол волнового склона у ДП судна; h_0 — начальная поперечная метацентрическая высота судна, σ — круговая частота условной регулярной волны, с⁻¹.

4) вертикальной качки ЦТ судна

$$\zeta_g'' + 2\mu_\zeta \zeta_g' + \omega_\zeta^2(\zeta_g - \zeta_g^*) = -\frac{\bar{\lambda}_{33}}{\lambda_{33}} F_2 + \omega_\zeta^2 r_m \cos(\sigma t + \delta_2), \quad (6)$$

где λ_{33} — масса присоединенной к судну воды при вертикальной качке; $\bar{\lambda}_{33} = \frac{\lambda_{33}}{D/g + \lambda_{33}} < 1$; $\omega_\zeta = \frac{2\pi}{T_\zeta}$ — частота свободных

вертикальных колебаний ЦТ судна на тихой воде при отсутствии сопротивления; $r_m = \kappa_\zeta r_\lambda$ — приведенная (эффективная) полувысота волны;

5) колебания стрелы массой m_4 :

$$J_4 \varphi_{4,2}'' + C_4 L h_T \sin(\alpha - \beta) \varphi_{4,2} = F_2 L \cos(\alpha - \theta_{3,2}) + n^* L m_4 g \cos(\alpha - \theta_{3,2}) - \frac{F_2}{k} \left(\frac{1}{\eta_6} + \frac{1}{\eta_6^2} + \dots + \frac{1}{\eta_6^n} \right) h_{шк}, \quad (7)$$

где J_4 — момент инерции массы стрелы относительно оси шарнира O (рис. 1); $S_T = C_4 L \sin(\alpha - \beta) \varphi_{4,2}$ — суммарное упругое усилие в топенанте; $n^* L$ — расстояние по оси стрелы от ее ЦТ до оси шарнира O ; h_T — плечо суммарного усилия в полиспасте топентанта относительно точки O ; $h_{шк}$ — плечо суммарного усилия в полиспасте шкентеля (на участке между ноком и колонной) относительно точки O .

Выражение (1) нагрузки шкентеля F_2 подставляется в дифференциальные уравнения (3)–(7), и математическая модель второго этапа подъема получается в окончательном виде как система из пяти дифференциальных уравнений второго порядка. После решения системы будем иметь как функции времени: $\zeta_{1,2}$, $\zeta_{2,2}$, $\theta_{3,2}$, ζ_g^c и $\varphi_{4,2}$. В результате этого получаются как функции времени и упругие нагрузки в шкентеле $F_2(t)$ и в топенанте $C_4 L \varphi_{4,2} \times \sin(\alpha - \beta)$.

Из условия $\zeta_{2,2}(t_2) - \zeta_g(t_2) = T^*$ определяется конец второго этапа подъема $t = t_2$ — момент, когда плавающий груз полностью вышел из волны.

При $t = t_2$, с, определяются начальные условия третьего этапа:

$$\zeta_{1,2}(t_2); \zeta'_{1,2}(t_2); \zeta_{2,2}(t_2); \zeta'_{2,2}(t_2); \theta_{3,2}(t_2); \theta'_{3,2}(t_2); \zeta_g^c(t_2); \zeta'_g(t_2); \varphi_{4,2}(t_2); \varphi'_{4,2}(t_2); \psi_3(t_2) \text{ и, конечно, } F_2(t_2) \psi_2(t_2) = 0.$$

Для подъема груза с палубы второго судна на втором этапе при расчетах приняты обозначения (см. рис. 3):

$$\zeta_{2,2} = \zeta_{g2}^c + R_2 \theta_{2,2} - l' \psi_{2,2} + P; \quad (8)$$

$$F_2 = k C_{np} \lambda_{1,2};$$

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2}(t) = & \zeta_{1,2}(t) - [\zeta_{g2}^c(t) + R_2 \theta_{2,2}(t) - l' \psi_{2,2}(t) + P - \zeta_g(t_1)] - \\ & - [\theta_{3,2}(t) - \theta_{3,2}(t_1)] \times [R_0 \cos \theta_{3,2}(t_1) + H_0 \sin \theta_{3,2}(t_1)] + \\ & + [\zeta_g^c(t) - \zeta_g^c(t_1)] - l [\psi_{3,2}(t) - \psi_{3,2}(t_1)] + L \varphi_{4,2}(t) \times \\ & \times [n \sin(\alpha - \beta^*) - \cos(\alpha - \theta_{3,2}(t))] - \frac{(k-1)^2}{k} \frac{F_2}{C_2}. \end{aligned} \quad (9)$$

В выражении (9) $\zeta_g(t_1)$ — ордината ЦТ груза в начале второго этапа. Получены дифференциальные уравнения:

1) движения приведенной массы привода m_1

$$\zeta''_{1,2} + \frac{F_2}{k m_1} = \frac{P_t}{m_1};$$

2) бортовой качки второго судна (массой $m_2^c = \frac{D_2}{g}$)

$$\theta''_{2,2} (J_{x,2} + \lambda_{44,2}) + N_{\theta,2} \theta'_{2,2} + D_2 h_{0,2} \theta_{2,2} = R_2 F_2 + D_2 h_{0,2} \alpha_m \sin(\sigma t), \quad (10)$$

где $J_{x,2}$ — момент инерции массы второго судна относительно продольной оси $G_2 x$, проходящей через его ЦТ; $\lambda_{44,2}$ — момент инерции массы присоединенной к второму судну воды при его бортовой качке относительно оси $G_2 x$; $h_{0,2}$ — начальная поперечная мета-

центрическая высота второго судна; D_2 — массовое водоизмещение второго судна;

3) вертикальной качки ЦТ второго судна

$$\zeta_{g2}'' + 2\mu_{\zeta} \zeta_{g2}' + \omega_{\zeta}^2 (\zeta_{g2}^c - \zeta_{g2}^{c*}) = F_2 \frac{\bar{\lambda}_{33,2}}{\lambda_{33,2}} + \omega_{\zeta}^2 r_m \cos(\sigma t), \quad (11)$$

$\lambda_{33,2}$ — масса присоединенной к второму судну воды при его вертикальной качке; $\bar{\lambda}_{33,2} = \lambda_{33,2}/(m_2^c + \lambda_{33,2})$ — безразмерное отношение; $r_m = \kappa_{\zeta} r_v$ — приведенная (эффективная) полувысота волны;

4) бортовой качки судна с краном (массой m_3)

$$(J_x + \lambda_{44}) \theta_{3,2}'' + N_{\theta} \theta_{3,2}' + D h_0 \theta_{3,2} = F_2 (R_0 \cos \theta_{3,2} + H_0 \sin \theta_{3,2}) + D h_0 \alpha_m \sin(\sigma t + \delta_2). \quad (12)$$

5) вертикальной качки ЦТ судна с краном

$$\zeta_g'' + 2\mu_{\zeta} \zeta_g' + \omega_{\zeta}^2 (\zeta_g^c - \zeta_g^{c*}) = -F_2 \bar{\lambda}_{33}/\lambda_{33} + \omega_{\zeta}^2 r_m \cos(\sigma t + \delta_2), \quad (13)$$

$2\mu_{\zeta}$ — коэффициент демпфирования; ζ_g^{c*} — вертикальное расстояние от ЦТ судна с краном до его грузовой ватерлинии на тихой воде (см. рис. 1 и 3). ζ_g^{c*} имеет знак (+), если ЦТ находится вверх от грузовой ватерлинии;

6) колебания стрелы массой m_4

$$J_4 \varphi_{4,2}'' + C_4 L h_{\tau} \sin(\alpha - \beta) \varphi_{4,2}' = F_2 L \cos(\alpha - \theta_{3,2}) + n^* L m_4 g \cos(\alpha - \theta_{3,2}) - \frac{F_2}{k} \left(\frac{1}{\eta_6} + \frac{1}{\eta_6^2} + \dots + \frac{1}{\eta_6^n} \right) h_{\text{шк}}, \quad (14)$$

n — кратность запасовки шкентеля на участке между носом стрелы и колонной крана. n может принимать значения 1, 3, 5, ...

С помощью уравнений (1) и (9) можно элиминировать F_2 в дифференциальные уравнения (3), (10) — (14), после чего получается общая математическая модель второго этапа подъема в окончательном виде, т. е. как система из шести дифференциальных уравнений второго порядка. После решения системы будем иметь как функции времени: $\zeta_{1,2}$; $\theta_{2,2}$; ζ_{g2}^c ; $\theta_{3,2}$; ζ_g^c и $\varphi_{4,2}$. В результате чего получаются как функции времени и упругие нагрузки в шкентеле $F_2(t)$ и в топенанте $C_4 L \varphi_{4,2} \sin(\alpha - \beta)$.

Из условия $F_2(t_2) = m_2 g + m_2 \zeta_{2,2}''(t_2)$ определяется конец второго этапа подъема $t = t_2$ — момент, в котором груз отрывается от палубы второго судна.

Вертикальное ускорение ЦТ груза на втором этапе подъема $\zeta_{2,2}''(t)$ получается после двойного дифференцирования выражения

$$(8): \zeta_{2,2}'' = \zeta_{g2}'' + R_2 \theta_{2,2}'' - l' \psi_{2,2}'.$$

При $t = t_2$, с, определяются начальные условия третьего этапа:

$$\begin{aligned} \zeta_{1,2}(t_2); \zeta'_{1,2}(t_2); \zeta_{2,2}(t_2) &= n + \zeta_{g2}^c - \zeta_{g2}^{c*} + R_2 \theta_2 - l' \psi_2; \zeta'_{2,2}(t_2); \\ \theta_{3,2}(t_2); \theta'_{3,2}(t_2); \zeta_g^c(t_2); \zeta_g^{c'}(t_2); \varphi_{4,2}(t_2); \varphi'_{4,2}(t_2); \psi_2(t_2) &= 0; \\ \psi_2'(t_2) &= 0 \text{ и } F_2(t_2). \end{aligned}$$

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРЕТЬЕГО ЭТАПА ПОДЪЕМА

Математическая модель третьего этапа почти одинакова при подъеме груза с палубы второго судна и плавающего груза с воды.

Введем дополнительные обозначения:

$F_3(t)$ — суммарная упругая нагрузка в шкентеле на третьем этапе подъема; ψ_2 ; ψ_2' ; ψ_2'' — угол раскачивания груза относительно вертикали в плоскости, перпендикулярной к оси $G\xi$; угловая скорость и угловое ускорение раскачивания; h_0 — вертикальное расстояние от оси блока на ноке стрелы до ЦТ груза в начальный момент третьего этапа; H_0 — вертикальное расстояние от оси блока на ноке стрелы до ЦТ судна; M — длина отрезка от оси блока на ноке стрелы до ЦТ судна; δ — угол между этим отрезком и плоскостью грузовой ватерлинии на тихой воде;

$$F_3 = k C_{np} \lambda_{1,3}, \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{1,3}(t) &= \lambda_{1,2}(t_2) + [\zeta_{1,3}(t) - \zeta_{1,2}(t_2)] \cdot \left\{ \frac{(k-1)^2}{k C_2} [F_3 - F_2(t_2)] \right\} + \\ &+ n L \sin(\alpha - \beta) [\varphi_{4,3}(t) - \varphi_{4,2}(t_2)] + \frac{1}{\cos \psi_2(t)} \{ h_0 + [\zeta_g^c(t) - \zeta_g^c(t_2)] - \\ &- l [\psi_{3,3}(t) - \psi_{3,2}(t_2)] - [\theta_{3,3}(t) - \theta_{3,2}(t_2)] \times [R_0 \cos \theta_{3,2}(t_2) + \\ &+ H_0 \sin \theta_{3,2}(t_2)] - L [\varphi_{4,3}(t) \cos(\alpha - \theta_{3,3}) - \varphi_{4,2}(t_2) \cos(\alpha - \theta_{3,2}(t_2))] - \\ &- [\zeta_{2,3}(t) - \zeta_{2,2}(t_2)] \} - h_0. \end{aligned} \quad (16)$$

Дифференциальные уравнения:

1) движения приведенной массы привода

$$\zeta_{1,3}'' + F_3/k m_1 = P_i/m_1; \quad (17)$$

2) движения массы груза m_2 по оси шкентеля (рис. 5)

$$m_2 g \left\{ \left(\frac{\zeta_{2,3}''}{g} + 1 \right) \cos \psi_2 + \frac{1}{g} h(t) (\psi_2')^2 + \frac{a_H^{rop}}{g} \sin \psi_2 \right\} = F_3, \quad (18)$$

где $a_H^{rop} = dV_H^{rop}/dt$ — горизонтальная составляющая ускорения нока стрелы.

Длина качающегося участка шкентеля $h(t)$ определена приближенно, без учета упругости шкентеля и влияния обратной связи:

$$h(t) \approx h_0 - (V_{1,3}^{cp}/k)(t - t_2).$$

$V_{1,3}^{cp}$ определяется из выражения $P_i = f(\zeta')$ при $P_i = \frac{G_2}{k}$;

3) бортовой качки судна

$$(J_x + \lambda_{44}) \theta_{3,3}'' + N_0 \theta_{3,3}' + D h_0 \theta_{3,3} = F_3 M \cos(\delta - \theta_{3,3} + \psi_2) + D h_0 \alpha_m \sin(\sigma t + \delta_2); \quad (19)$$

4) вертикальной качки ЦТ судна

$$\zeta_g'' + 2\mu \zeta_g' + \omega_\zeta^2 (\zeta_g - \zeta_g^*) = -\frac{\bar{\lambda}_{3,3}}{\lambda_{3,3}} F_3 \cos \psi_2 + \omega_\zeta^2 r_m \cos(\sigma t + \delta_2); \quad (20)$$

5) колебания стрелы массой m_4 (см. рис. 1 и 3)

$$\begin{aligned} J_4 \varphi_{4,3}'' + C_4 L h_t \sin(\alpha - \beta) \varphi_{4,3} = \\ = F_3 [L \cos(\alpha - \theta_{3,3} + \psi_2)] + \\ + n^* L m_4 g \cos(\alpha - \theta_{3,3}) - \\ - \frac{F_3}{k} \left(\frac{1}{\eta_6} + \frac{1}{\eta_6^2} + \dots + \frac{1}{\eta_6^n} \right) h_{шк}; \end{aligned} \quad (21)$$

6) движения массы груза m_2 в направлении, перпендикулярном к шкентелю

$$\begin{aligned} \left[h_0 - \frac{V_{1,3}^{cp}}{k} (t - t_2) \right] \psi_2'' - \frac{V_{1,3}^{cp}}{k} \psi_2' + \\ + g \sin \psi_2 \left(1 + \frac{\zeta_{2,3}''}{g} \right) - \\ - M \cos \psi_2 \sin(\delta - \theta_{3,3}) \theta_{3,3}'' + \\ + M \cos \psi_2 \cos(\delta - \theta_{3,3}) (\theta_{3,3}')^2 = 0. \end{aligned} \quad (22)$$

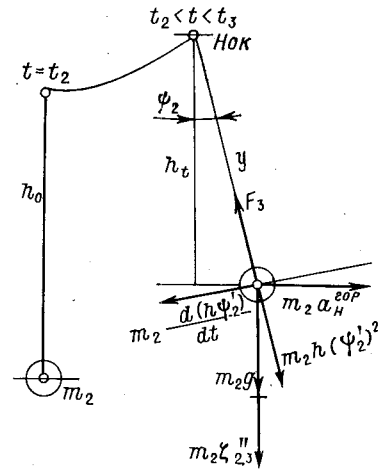


Рис. 5. К составлению дифференциальных уравнений движения массы груза m_2 на третьем этапе подъема

С помощью уравнений (15) и (16) можно элиминировать F_3 в дифференциальные уравнения (17)–(21), после чего получается математическая модель третьего этапа подъема в окончательном виде, т. е. как система из шести дифференциальных уравнений второго порядка.

Решение системы третьего этапа подъема дает значения неизвестных функций времени $\zeta_{1,3}$, $\zeta_{2,3}$, $\theta_{3,3}$, ζ_g , $\varphi_{4,3}$ и ψ_2 . В результате этого получаются как функции времени упругая нагрузка в шкентеле F_3 и в топенанте $C_4 L \varphi_{4,3} \sin(\alpha - \beta)$.

Поскольку системы дифференциальных уравнений второго и третьего этапов подъема получаются соответственно из пяти и шести дифференциальных уравнений второго порядка, нелинейных, неоднородных, с переменными коэффициентами, их решение в общем виде в квадратурах классическими способами невозможно.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКОГО УГЛА ПОВОРОТА ДВУХТОПЕНАНТНЫХ СТРЕЛ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМЫ (рис. 1)

Принятые обозначения: $h = OE$ — высота подвеса топенантов к мачте; $a = AE = EC$ — расстояние между топенантами; $l = OB$ —

длина стрелы; $l_{\text{в}} = AB$ — длина внешнего топенанта (топенант, находящийся у борта, к которому поворачивается стрела); $l_{\text{в.т}} = CB$ — длина внутреннего топенанта; β — угол вращения стрелы; α_1 — угол наклона стрелы относительно горизонта, когда она находится в диаметральной плоскости.

В процессе поворота стрелы вследствие характерных особенно-

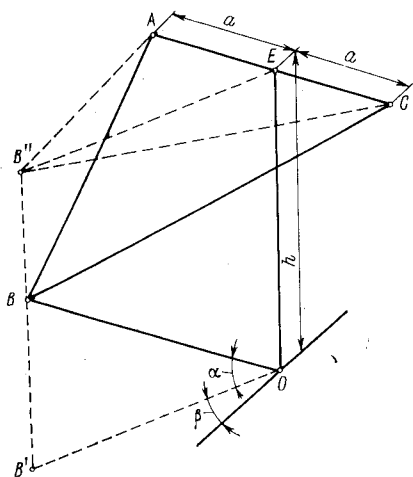


Рис. 1

стей работы этих грузовых устройств угол α_1 меняется (рис. 2), α — текущая величина угла,

$$\alpha = \arcsin(1 - \sqrt{1 - 4b(\sin \alpha_1 - b)})/2b,$$

$$\text{где } b = \frac{c_2^2 \sin^2 \beta}{2c_1(1 + c_1^2 + c_2^2 - 2c_1 \sin \alpha_1)},$$

$$c_1 = h/l; \quad c_2 = a/l.$$

$$\delta_{\text{в}} = \arctg(\cos \alpha \sin \beta - c_2)/\cos \alpha \cos \beta,$$

$$\delta_{\text{в.т}} = \arctg(\cos \alpha \sin \beta + c_2)/\cos \alpha \cos \beta,$$

(см. рис. 3);

$$\gamma_{\text{в}} = \arctg[(c_1 - \sin \alpha) \cos \delta_{\text{в}}]/\cos \alpha \cos \beta,$$

$$l_{\text{в}} = l \cos \alpha \cos \beta / \cos \delta_{\text{в}} \cos \gamma_{\text{в}},$$

(см. рис. 4);

$$\gamma_{\text{в.т}} = \arctg[(c_1 - \sin \alpha) \cos \delta_{\text{в.т}}]/\cos \alpha \cos \beta,$$

$$l_{\text{в.т}} = l \cos \alpha \cos \beta / \cos \delta_{\text{в.т}} \cos \gamma_{\text{в.т}},$$

(см. рис. 5);

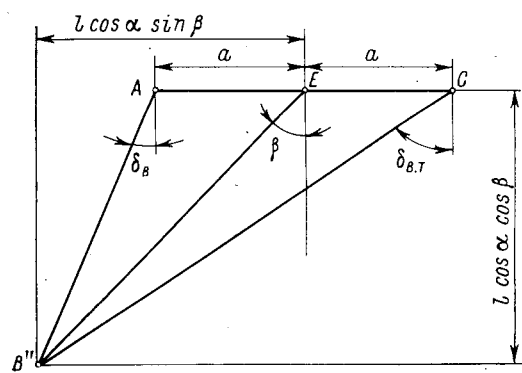


Рис. 2

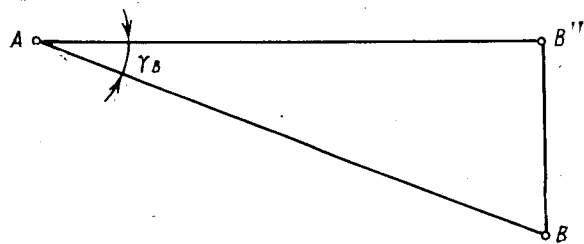


Рис. 3

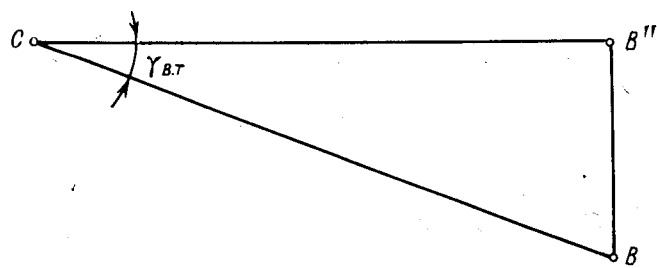


Рис. 4

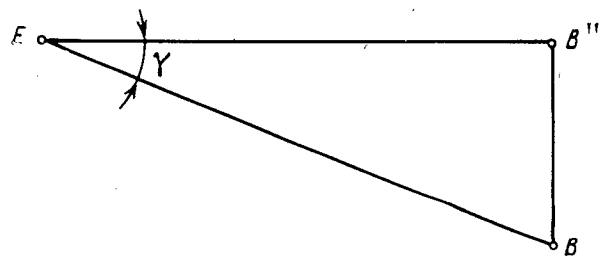


Рис. 5

$l_{\text{ш}} = l$ — длина шкентеля, $l_{\text{ш1}} = EB''$ — длина проекции шкентеля на плоскости топенантов,

$$\gamma = \arctg (c_1 - \sin \alpha) / \cos \alpha, \quad l_{\text{ш1}} = l \cos \alpha / \cos \gamma,$$

$$\rho_1 = \operatorname{arctg} \left(\cos \alpha \sin \beta - \frac{c_2}{c_1} \sin \alpha \right) / \cos \alpha \cos \beta,$$

$$\rho_2 = \operatorname{arctg} (\cos \alpha \cos \beta) / (\cos \alpha \sin \beta + \frac{c_2}{c_1} \sin \alpha); \rho_1 \text{ и } \rho_2 - \text{см. рис. 6};$$

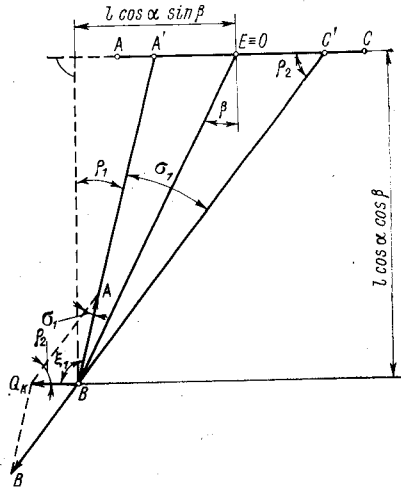


Рис. 6

$$\sigma_1 = 2 \operatorname{arctg} \sqrt{[(P_1 - l_{B1})(P_1 - l_{B, \text{ТЛ}})] / P_1 \left(P_1 - 2 \frac{c_2}{c_1} \sin \alpha \right)},$$

(см. рис. 7);

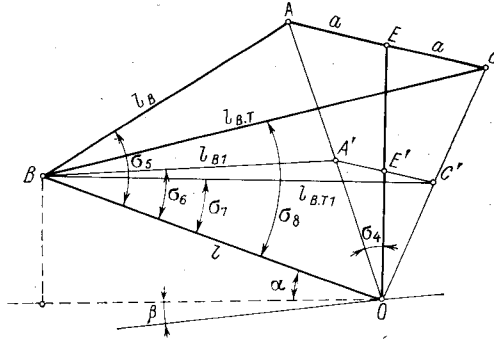


Рис. 7

$$l_{B. \tau 1} = BC' = \left(\cos \alpha \sin \beta + \frac{c_2}{c_1} \sin \alpha \right) / \cos \rho_2,$$

$$l_{B1} = BA' = \sqrt{l_{B. \tau 1}^2 + \left(2 \frac{c_2}{c_1} \sin \alpha \right)^2 - 4 l_{B. \tau 1} \frac{c_2}{c_1} \sin \alpha \cos \rho_2},$$

$$P_1 = \left(2 \frac{c_2}{c_1} \sin \alpha + l_{B1} + l_{B. \tau 1} \right) / 2,$$

$$\sigma_2 = 180^\circ - (\sigma_1 + \beta + \rho_2), \quad \sigma_3 = \beta + \rho_2, \quad \sigma_1, \sigma_2 \text{ и } \sigma_3 - \text{см. рис. 6};$$

$$\sigma_4 = \arctg c_2/c_1, \quad \sigma_5 = \arccos (l^2 + l_B^2 - f^2)/2ll_B,$$

где

$$f = OA = OC = lc_1/\cos \sigma_4;$$

$$\sigma_6 = 2 \arctg \sqrt{[(P_2 - l)(P_2 - l_{B.1})]/P_2(P_2 - m)},$$

$$m = OC' = OA' = l \sin \alpha / \cos \sigma_4, \quad P_2 = (l + l_{B1} + m)/2,$$

$$\sigma_7 = \arccos (l^2 + l_{B. \tau 1}^2 - m^2)/2ll_{B. \tau 1}, \quad \sigma_8 = \arccos (l^2 + l_{B. \tau}^2 - f^2)/2ll_{B. \tau}.$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ТОПЕНАНТАХ

1) Усилия, вызванные грузом и геометрическим состоянием системы.

Если T_B^T и $T_{B. \tau}^T$ — усилия во внешнем и внутреннем топенантах, вызванные грузом и геометрическим состоянием системы, то

$$T_B^T = T \frac{\sin (\delta_{B. \tau} - \beta)}{\sin [180^\circ - (\delta_{B. \tau} - \delta_B)]} \frac{\cos \gamma}{\cos \gamma_B}, \quad (1)$$

$$T_{B. \tau}^T = T \frac{\sin (\beta - \sigma_B)}{\sin [180^\circ - (\delta_{B. \tau} - \delta_B)]} \frac{\cos \gamma}{\cos \gamma_{B. \tau}}, \quad (2)$$

$$T = \frac{Q}{c_1} \sqrt{1 + c_2^2 - 2c_1 \sin \alpha}.$$

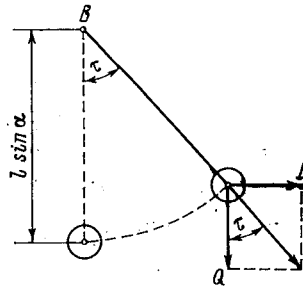


Рис. 8

2) Усилия, вызванные качкой груза (рис. 8).

Если T_B^G и $T_{B. \tau}^G$ — усилия во внешнем и внутреннем топенантах, вызванные качкой груза, то

$$T_B^G = P \frac{\sin \sigma_3}{\sin \sigma_1} \frac{\sin \sigma_6}{\sin \sigma_5}, \quad (3)$$

$$T_{B. \tau}^G = P \frac{\sin \sigma_2}{\sin \sigma_1} \frac{\sin \sigma_7}{\sin \sigma_8}, \quad (4)$$

где P — сила, действующая в ноке стрелы, вызванная качкой груза,

$$P = Q \operatorname{tg} \tau, \quad (5)$$

τ — угол отклонения груза,

$$\tau = \arccos \left(1 - \frac{\omega l}{2g} \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right);$$

ω — угловая скорость вращения стрелы.

3) Усилия, вызванные креном и дифферентом (рис. 9 и 10).

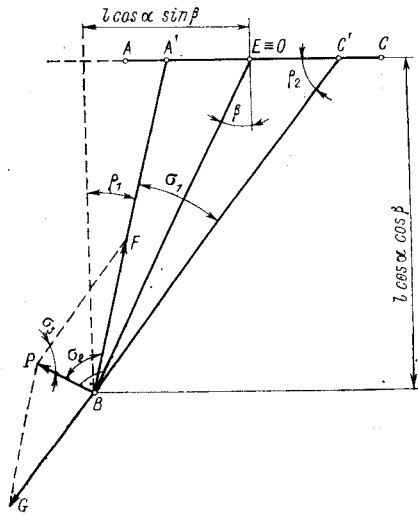


Рис. 9

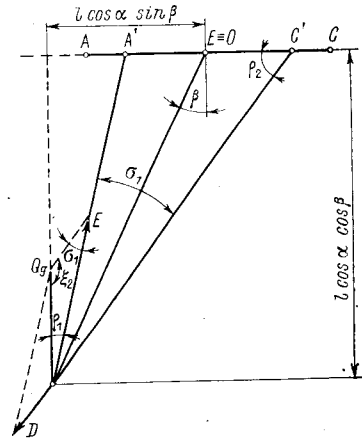


Рис. 10

Если $T_{в.т.}^A$ и $T_{в.т.}^B$ — усилия во внешнем и внутреннем топенантах, вызванные креном, то

$$T_{в.т.}^A = \frac{Q \operatorname{tg} \theta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \theta + \operatorname{tg}^2 \psi}} \frac{\sin \rho_2}{\sin \sigma_1} \frac{\sin \sigma_6}{\sin \sigma_5}, \quad (6)$$

$$T_{в.т.}^B = \frac{Q \operatorname{tg} \theta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \theta + \operatorname{tg}^2 \psi}} \frac{\sin (90^\circ - \rho_1)}{\sin \sigma_1} \frac{\sin \sigma_7}{\sin \sigma_8}, \quad (7)$$

где Q — груз.

Если $T_{в.т.}^E$ и $T_{в.т.}^D$ — усилия во внешнем и внутреннем топенантах, вызванное дифферентом, то

$$T_{в.т.}^E = \frac{Q \operatorname{tg} \psi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \theta + \operatorname{tg}^2 \psi}} \frac{\sin [180^\circ - (\sigma_1 - \rho_1)]}{\sin \sigma_1} \frac{\sin \sigma_6}{\sin \sigma_5},$$

$$T_{в.т.}^D = \frac{Q \operatorname{tg} \psi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \theta + \operatorname{tg}^2 \psi}} \frac{\sin \rho_1 \sin \sigma_7}{\sin \sigma_1 \sin \sigma_8},$$

где θ — угол крена, ψ — угол дифферента.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩИХ УСИЛИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ТОПЕНАНТАХ

В зависимости от факторов, которые оказывают влияние на стреловую систему, из уравнений (1) — (6) можно определить общие усилия, действующие в топенантах:

при качке груза, крене и дифференте

$$T_B = T_B^T - T_B^F - T_B^A - T_B^E, \quad T_{B.T} = T_{B.T}^T + T_{B.T}^G + T_{B.T}^B + T_{B.T}^D;$$

при качке груза без крена и дифферента

$$T_{B1} = T_B^T - T_B^F, \quad T_{B.T1} = T_{B.T}^T + T_{B.T}^G;$$

при крене и дифференте без качки груза

$$T_{B2} = T_B^T - T_B^A - T_B^E, \quad T_{B.T2} = T_{B.T}^T + T_{B.T}^B + T_{B.T}^D.$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОГО УГЛА, ПРИ КОТОРОМ ПОЛУЧАЕТСЯ САМОПРОИЗВОЛЬНОЕ ЗАВАЛИВАНИЕ ДВУХТОПЕНАНТНЫХ СТРЕЛ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Как критерий остойчивости двухтопенантных стрел в горизонтальной плоскости принимается усилие во внешнем топенанте. Когда это усилие равно 0, стреловая система находится в критическом состоянии.

Определение критического угла, при котором двухтопенантные стрелы заваливаются самопроизвольно в горизонтальной плоскости, возможно при решении уравнения $T_B = 0$.

ПРИБЛИЖЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ МАКСИМАЛЬНЫХ СИЛ И МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА СУДОВОЙ РУЛЬ

Повреждения рулевых устройств объясняются, как показывает анализ, кроме причин технологического, конструктивного и эксплуатационного характера, несовершенством существующих методов расчета их прочности. В частности, принятый в действующих Правилах Регистра СССР, как и других классификационных обществ, метод нормирования геометрических размеров основных деталей рулевого устройства основан на чрезмерно упрощенном способе определения внешних нагрузок на руль, когда почти вся совокупность переменных факторов, влияющих на нагрузку, учитывается усредненными, по существу эмпирическими коэффициентами и поправками. Этот способ, привлекающий своей простотой и доступностью быстрого решения в различных условиях надзорной деятельности, оправдан до тех пор, пока основные факторы, влияющие на внешние нагрузки, меняются в незначительном диапазоне и сама нагрузка для конкретных судов и рулей незначительно отличается от «усредненного» ее значения. Существенные неточности определения внешних нагрузок при этом способе компенсируются повышенным запасом прочности.

Анализ повреждений рулевых устройств, а также сравнение нагрузок, рассчитанных по Правилам, с данными модельных испытаний рулей, установленных за гребными винтами, показывают, что в ряде случаев, при неблагоприятном сочетании факторов, нагрузка определяется с существенной ошибкой в опасную сторону, уже не компенсируемой даже принятыми повышенными запасами прочности. Дальнейшее повышение нормируемых запасов прочности, исходя из таких случаев, и распространение этих запасов на все суда и рули, очевидно, не может считаться приемлемым.

В современном судостроении со всем многообразием типов судов факторы, влияющие на действующие на руль внешние нагрузки, не могут рассматриваться как меняющиеся в узком диапазоне значений.

Способы определения внешних нагрузок, по возможности, непосредственно должны учитывать хотя бы те основные факторы, которые влияют на эти нагрузки и поддаются учету на основе имеющихся исследований. Специфика надзорной деятельности классификационного общества в различных условиях накладывает дополнительные требования к способам расчета этих нагрузок: они должны быть достаточно просты, по возможности универсальны, доведены до конкретных конечных решений, не должны требовать проведения дополнительных исследований и испытаний и должны содержать все необходимые конкретные указания и данные по выполнению этих расчетов.

Следует отметить, что в настоящее время поддаются достаточно достоверному учету только нагрузки гидродинамической природы и влияние трения в узлах рулевого устройства. Остальные виды нагрузок, действующих на руль (например, волновые, ледовые, циклические и др.) недостаточно исследованы и могут быть учтены только косвенно при назначении запасов прочности на основе опыта.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА РУЛЬ

С точки зрения прочности элементов рулевого устройства, наибольший интерес представляют максимальные значения гидродинамических сил и моментов, действующих на руль. Гидродинамическая сила, при прочих равных условиях, достигает максимального значения при максимальном угле атаки руля. В качестве расчетного для рассматриваемых целей достаточно выбрать наихудший из режимов перекладки руля на максимально возможный угол:

а) на полном переднем ходу судна с прямого курса (при отсутствии дрейфа). Учитывая формы и расположение рулей за винтом, обычно применяемые на морских гражданских судах, угол скоса потока от вращения струи гребного винта может быть принят равным нулю. Принимая во внимание кратковременность перекладки руля на борт, с незначительной ошибкой в безопасную сторону

может быть принято, что в момент достижения максимального угла перекадки скорость судна равна полной скорости переднего хода, а угол дрейфа еще равен нулю;

б) при выводе судна из циркуляции (режим одерживания), когда угол дрейфа достигает максимального значения и угол атаки руля равен сумме углов перекадки и дрейфа. Принимая во внимание, что к моменту перекадки руля на максимальный угол при одерживании скорость судна заметно меньше полной скорости переднего хода, а также учитывая характеристики поворотливости морских судов и критические углы атаки применяемых на этих судах рулей, можно полагать, что в режиме одерживания гидродинамические силы не превосходят значений, определяемых режимом *а*; в дальнейшем режим *б* рассматривать не будем;

в) с прямого курса при максимальной скорости заднего хода, принимая угол атаки руля равным углу перекадки.

ПЕРЕКАДКА РУЛЯ НА МАКСИМАЛЬНЫЙ УГОЛ НА ПЕРЕДНЕМ ХОДУ С ПРЯМОГО КУРСА

В соответствии с работами [1—3] нормальная составляющая гидродинамической силы, действующей на руль, может определяться по формуле

$$F = c_n \frac{\rho v^2}{2} S_p (1 - \psi_p)^2 \left(1 + \frac{S_v}{S_p} \sigma_p \right), \quad (1)$$

где F — нормальная составляющая гидродинамической силы, c_n — коэффициент нормальной силы; S_p — площадь руля; S_v — площадь части руля, попадающей в струю гребного винта, v — скорость судна; ψ_p — коэффициент попутного потока в районе установки руля; σ_p — коэффициент нагрузки винта по упору; ρ — плотность морской воды.

Для раздельного учета в расчетах прочности сил, действующих на часть руля, находящуюся в струе гребного винта и вне ее, формулу (1) удобнее представить в виде

$$F = F_1 + F_2 = c_n \frac{\rho v^2}{2} S_p (1 - \psi_p)^2 + c_n \frac{\rho v^2}{2} S_v (1 - \psi_p)^2 \sigma_p, \quad (2)$$

рассматривая силу F_1 равномерно распределенной по всей площади руля, а F_2 — как дополнительную, равномерно распределенную по площади S_v .

Коэффициент нормальной силы может быть принят для $\alpha_{\max} = 35^\circ$. На рис. 1 представлены значения c_n , соответствующие $\alpha = 35^\circ$, в функции относительного удлинения руля λ_p для изолированных рулей прямоугольной формы, полученные по данным испытания без учета углов срыва потока, как рекомендуют авторы работы [1]. Для сравнения на рисунке приведены значения c_n по действующим Правилам Регистра СССР (РС) и Правилам Норвежского Веритас (НВ). При определении c_n по Правилам НВ

предполагалось, что влияние корпуса и винта на гидродинамическую силу в Правилах учтено поправочным коэффициентом к величине скорости судна (приведенной в функции коэффициента общей полноты судна).

Очевидно, все многообразие применяемых профилей рулей не может быть учтено дифференцированно при желании создать универсальный метод расчета. В качестве основы для нормирования прочности, по мнению автора, для изолированных рулей прямоугольной формы может быть принята величина c_n по рулям серии

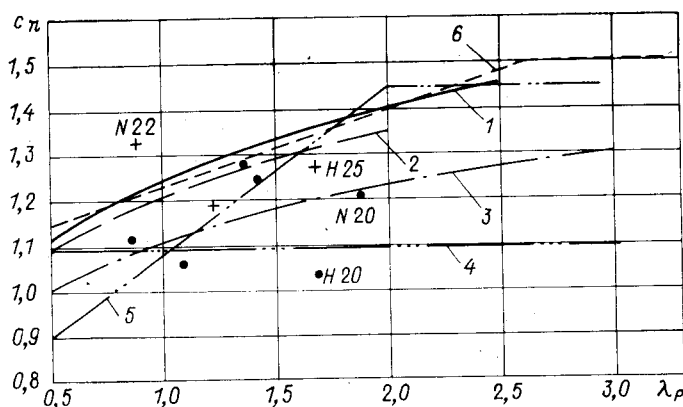


Рис. 1. Коэффициент нормальной силы при $\alpha=35^\circ$ на переднем ходу для профилей: 1 — НЕЖ ($t=20\%$, $c=25\%$); 2 — НАСА, ($t=15\%$, $c=30\%$); 3 — НАСА ($t=21\%$, $c=30\%$), а также 4, 5 — по Правилам Регистра СССР и Норвежского Веритас; 6 — по формуле $c_n=0,165(6,5+\lambda_p)$, но λ_p не более 2,6

($\times$ — трапециевидные рули; $\bullet$ — полубалансирные)

НЕЖ, приведенным на рис. 1 (кривая 1), аппроксимировав c_n по формуле

$$c_n=0,165(6,5+\lambda_p) \quad (3)$$

и введя дополнительное условие, что при $\lambda_p > 2,6$ в расчетах $\lambda_p = 2,6$.

Коэффициенты тангенциальной силы c_t для $\alpha_{\max} = 35^\circ$ на переднем ходу, определенные по данным испытаний, не превышают $0,2c_n$, т. е. коэффициент равнодействующей гидродинамической силы не больше $1,02c_n$. Поэтому тангенциальная составляющая гидродинамической силы в расчетах прочности может не учитываться.

Крутящий момент относительно оси баллера M определяется по формуле

$$M=F(c_p-k)b_{cp}, \quad (4)$$

где c_p — коэффициент центра давления; k — коэффициент компенсации руля; b_{cp} — средняя ширина руля.

Для простых и балансирных рулей при малом значении коэффициента компенсации крутящий момент достигает максимального значения при максимальном угле перекладки. На рис. 2 представлены значения c_p для $\alpha_{\max} = 35^\circ$ в функции λ_p для изолированных рулей прямоугольной формы, полученные по данным испытаний без учета углов срыва потока.

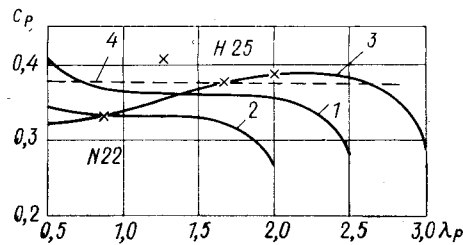


Рис. 2. Коэффициент центра давления рулей прямоугольной формы при $\alpha = 35^\circ$ на переднем ходу для профилей: 1 — НЭЖ ($t=20\%$, $c=25\%$); 2 — НАСА ($t=15\%$, $c=30\%$); 3 — НАСА ($t=21\%$, $c=30\%$) и 4 — $c_p=0,38$

($\times$ — трапецидальные рули)

Очевидно, с учетом λ_p рулей, применяемых на морских судах, для нормирования прочности для $\alpha_{\max} = 35^\circ$ может быть принято $c_p = 0,37 \dots 0,39$.

Известно, что при больших значениях коэффициента компенсации при углах перекладки, меньших $\alpha_{\max}$, абсолютное значение крутящего момента может превышать значения крутящего момента, соответствующего $\alpha_{\max}$. По данным испытаний автором проведено сопоставление максимальных значений крутящего момента на промежуточных углах перекладки $\alpha_{\text{пр}}$ ($\alpha_{\text{пр}} < \alpha_{\max}$) со значениями крутящего момента, определяемого формулами (3) и (4) при $c_p = 0,38$, для рулей прямоугольной формы. Сравнивались относительное отстояние центра давления от оси баллера $r = c_p - k = 0,38 - k$ (для $\alpha_{\max} = 35^\circ$) с приведенным к $c_n = 0,165 \times (6,5 + \lambda_p)$ относительным отстоянием от оси баллера r' для промежуточного угла перекладки. Величина r' определялась по формуле:

$$r' = c_m / [0,165 (6,5 + \lambda_p)],$$

где c_m — максимальное значение коэффициента отрицательного момента (по абсолютной величине) при данном коэффициенте компенсации в диапазоне углов перекладки $0-35^\circ$.

На рис. 3 представлено такое сравнение величины $r = 0,38 - k$ (прямая 1) с r' для наиболее неблагоприятного руля (профиль НАСА, $t = 21\%$, $c = 30\%$, $\lambda_p = 2$, прямая 2), в функции коэффициента компенсации k . Из рисунка видно, что при значениях $k = 0 \dots 0,31$ максимальное значение крутящего момента следует вычислять при r , определяемом по прямой 1. При значениях

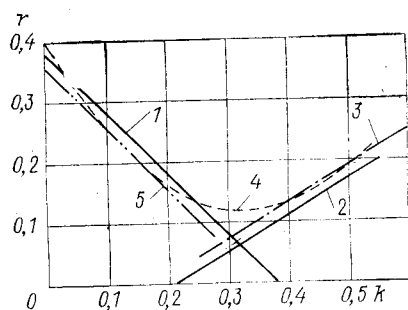


Рис. 3. Относительное отстояние центра давления от оси баллера на переднем ходу: 1 — для $\alpha = 35^\circ$, по формуле $r = 0,38 - k$; 2 — приведенное r' для промежуточного угла перекладки (профиль НАСА, $t = 21\%$, $c = 30\%$, $\lambda_p = 2,0$); 3 — приведенное r' при некотором перемещении центра давления к передней кромке руля; 4 — по формуле $r = 2,54k^2 - 1,69k + 0,4$; 5 — для $\alpha = 35^\circ$ при некотором перемещении центра давления к передней кромке руля

$k > 0,31$ в расчетах следует принимать r' , определяемое прямой 2. Также можно заметить, что минимальное значение r , соответствующее $k = 0,31$, составляет 0,063.

Известно, что под влиянием струи гребного винта центр давления смещается к передней кромке руля [1], [3]. В настоящее время нет достаточных экспериментальных данных для количественного учета влияния этого перемещения центра давления для большинства применяемых типов рулей. Однако ясно, что величина $r_{\min} = 0,063$ (при $k = 0,31$) ведет к ошибке в опасную сторону. Интерес в этом отношении представляет опыт классификационных обществ. Так, в действующих Правилах РС принята величина $r_{\min} = 0,168$, в Правилах Германского Ллойд (ГЛ) $r_{\min} = 0,1$, в Правилах Регистра судоходства Ллойд (РЛ) $r_{\min} = 0,12$. Кроме того, определяя расчетный крутящий момент, кроме гидродинамического момента, должен быть учтен момент сил трения на опорах рулевого устройства (подробнее см. ниже).

Учитывая изложенное, представляется оправданным для переднего хода величину r определять по формуле

$$r = 2,54k^2 - 1,69k + 0,4, \quad (5)$$

представленной параболой 4 на рис. 3, заменяющей обе прямые (1 и 2), для которой минимальное значение r равно 0,12 при $k = 0,333$. Расчетный крутящий момент относительно оси баллера для рулей всех типов (в том числе и для полубалансирных) определяется по формуле

$$M = (F_1 + F_2) S_p r / h_p. \quad (6)$$

При этом величина r принимается по формуле (5), высота руля h_p измеряется по оси баллера, коэффициент компенсации k определяется отношением:

$$k = S'_p / S_p, \quad (7)$$

где S'_p — площадь части руля, расположенной в нос от оси баллера.

На рис. 1 приведены величины c_n для трапециевидных и полубалансирных рулей, при $\alpha = 35^\circ$ по данным испытаний. Рули серии

НЕЖ отмечены буквой *H*, серии НАСА — буквой *N*, рядом с буквенным обозначением указаны относительные толщины профилей рулей.

С той же степенью точности, что и для прямоугольных рулей, величина c_n для трапециевидных рулей может определяться по формуле (3).

Особо следует рассмотреть полубалансирные рули. Как видно из рис. 1, формула (3) для этих рулей приводит к значительному завышению величины c_n . Это обстоятельство объясняется известным фактом: гидродинамические характеристики полубалансирных рулей существенно зависят не только от λ_p , но и от формы руля и кронштейна, не учитываемых формулой (3). Как отмечается в отечественной литературе, для расчета характеристик этих рулей нет даже приближенных эмпирических формул и единственный достоверный способ — модельный эксперимент [3].

Представляется возможным учесть влияние формы руля и кронштейна этого типа руля при определении c_n по следующей упрощенной схеме. Представим изолированный полубалансирный руль состоящим из трех частей, как показано на рис. 4, и четвертой части — кронштейна, являющегося составной частью комплекса руль—кронштейн.

По аналогии с рулями, установленными за рудерпостом, примем, что коэффициент нормальной силы руля с достаточной точностью определяется в функции относительного удлинения комплекса λ_k .

Введем обозначения: $S_1 \dots S_4$ — площади соответствующих частей руля и кронштейна, $c_{n1} \dots c_{n4}$ — коэффициенты нормальной силы для соответствующих частей руля и кронштейна, $\bar{b} = (b - b_1)/b$ — относительная ширина части 3 руля.

Коэффициент нормальной силы руля c_n определим из очевидного выражения

$$c_n S_p = c_{n1} S_1 + c_{n2} S_2 + c_{n3} S_3. \quad (8)$$

Для определения коэффициента нормальной силы частей применим формулу (3), причем при определении c_{n3} и c_{n4} введем поправочные коэффициенты по методике Р. Я. Першица [1], рассматривая эти части аналогично комплексу руль—рудерпост; значения этих поправочных коэффициентов примем непосредственно из его

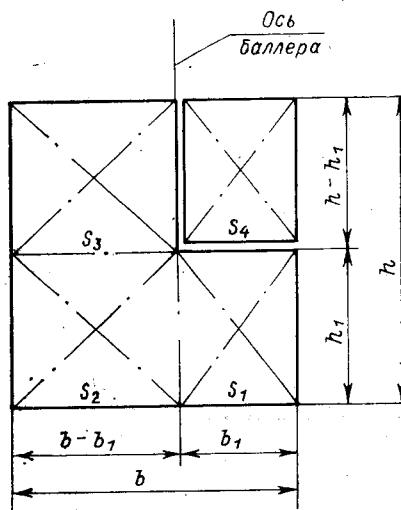


Рис. 4. Схема полубалансирного руля

же методики (при $\sigma_p = 0$). С учетом сказанного: $c_{n1} = c_{n2} = 0,165(6,5 + \lambda_k)$; $c_{n(3+4)} = 0,165(6,5 + \lambda_k) \sqrt{\bar{b}}$; $c_{n3} = (1,69 - 0,89\bar{b}) \times \times c_{n(3+4)} = 0,165(6,5 + \lambda_k) (1,69 - 0,89\bar{b}) \sqrt{\bar{b}}$.

Как показывают вычисления, в интервале изменений $\bar{b} = 0,4 \dots 0,8$ величина $(1,69 - 0,89\bar{b}) \sqrt{\bar{b}}$ изменяется от 0,845 до 0,895, так что без существенной погрешности для рассматриваемой задачи для дальнейших расчетов может быть принято значение, равное 0,87. С учетом сказанного $c_{n3} = 0,87 \cdot 0,165(6,5 + \lambda_k)$.

С учетом принятой упрощенной схемы (рис. 4) площади отдельных частей руля представим в виде

$$S_1 = k S_p; \quad S_2 = (1 - k) \frac{h_1}{h_p} S_p; \quad S_3 = (1 - k) \left(1 - \frac{h_1}{h_p}\right) S_p,$$

где k — коэффициент компенсации руля.

Подставив значения $S_1 \dots S_3$ и $c_{n1} \dots c_{n3}$ в выражение (8), после преобразований получим формулу для определения коэффициента нормальной силы изолированного полубалансирного руля (при $\alpha = 35^\circ$):

$$c_n = 0,165 A_1 (6,5 + \lambda_k), \quad (9)$$

где

$$A_1 = 0,87 + 0,13 \left[k + \left(1 - k \frac{h_1}{h_p}\right) \right]. \quad (10)$$

В табл. 1 представлены значения c_n полубалансирных рулей, рассчитанные по формулам (9) и (10), и c'_n по данным испытаний.

Таблица 1

Тип профиля	λ_p	k	c_n	c'_n	c_n/c'_n
Произвольный	1,348	0,222	1,24	1,28	0,97
То же	1,075	0,197	1,12	1,05	1,065
"	0,845	0,26	1,11	1,12	0,99
"	1,425	0,257	1,23	1,25	0,985
НЕЖ	1,64	0,22	1,16	1,01	1,15
NACA	1,86	0,225	1,21	1,22	0,99

Результаты, приведенные в последней графе табл. 1, по мнению автора, дают достаточные основания к применению формул (9) и (10) для приближенного определения величины c_n в расчетах прочности полубалансирных рулей. Относительное удлинение комплекса для полубалансирного руля определяется формулой

$$\lambda_k = h_p^2 / (S_p + S_{кр}), \quad (11)$$

где $S_{кр}$ — площадь кронштейна руля, h_p — высота руля по оси баллера.

Следует отметить, что проверка по большому количеству фактически применяемых полубалансирных рулей показывает, что величина A_1 практически меняется в очень узком диапазоне значений (от 0,94 до 0,96), и без существенной погрешности в целях упрощения может быть принято $A_1 = 0,95$.

Достаточно близкое совпадение величины c_n полубалансирного руля по формуле (9) и по данным испытаний дает возможность сравнивать непосредственно значения r по формуле (5) с данными испытаний. Такое сравнение приведено в табл. 2.

Таблица 2

λ_p	k	Значения r	
		по данным испытаний	по формуле (5)
1,348	0,222	0,158	0,1506
1,075	0,197	0,133	0,160
0,845	0,26	0,04	0,132
1,425	0,257	0,083	0,134
1,64	0,22	-0,02	0,1515
1,86	0,225	0,055	0,149

Обращает на себя внимание существенное несовпадение значений r по формуле (5) с данными испытаний для рулей, где r по данным испытаний значительно ниже принятого при выводе формулы (5) минимального значения $r_{\min} = 0,12$.

Изложенные в статье причины, по которым введена величина $r_{\min} = 0,12$, остаются в силе и для полубалансирных рулей. По этим же причинам является оправданным в настоящее время в расчетах прочности для определения r полубалансирных рулей применять формулу (5).

Формула (3) не учитывает влияние рудерпоста при определении величины c_n и для рулей, установленных за рудерпостом, в представленном виде неприменима. Для учета влияния рудерпоста введем поправочные коэффициенты, как это было сделано для полубалансирных рулей.

В соответствии с методикой Р. Я. Першица [1], с учетом формулы (3) для изолированных рулей, устанавливаемых за рудерпостом, может быть принято

$$c_n = 0,165 (6,5 + \lambda_k) \sqrt{\bar{b}} (1,69 - 0,89\bar{b}),$$

где λ_k — относительное удлинение комплекса руль—рудерпост, $\bar{b} = \frac{b}{b+b_p}$ — относительная ширина руля, b — ширина руля, b_p — ширина рудерпоста.

В интервале изменений $\bar{b} = 0,65 \dots 0,95$ (практически охватывающем все возможные случаи) величина $\sqrt{\bar{b}(1,69 - 0,89\bar{b})}$ с погрешностью, не превышающей 1 %, может быть заменена более простым выражением $[0,237(4,46 - \bar{b})]$, и величина c_n может быть выражена в форме, аналогичной формуле (9):

$$c_n = 0,165 A_2 (6,5 + \lambda_k), \quad (12)$$

где

$$A_2 = 0,237 (4,46 - \bar{b}). \quad (13)$$

Входящий в формулу (2) коэффициент влияния корпуса k_k определим, приняв коэффициент попутного потока ψ_p по эмпирическим формулам Тэйлора [4].

При установке руля в диаметральной плоскости

$$\psi_p = 0,5\delta - 0,1. \quad (14)$$

При установке рулей за винтами двухвальных судов

$$\psi_p = 0,5\delta - 0,16, \quad (15)$$

где δ — коэффициент общей полноты водоизмещения.

Соответственно для руля в диаметральной плоскости

$$k_k = (1 - \psi_p)^2 = 0,25 (2,2 - \delta)^2; \quad (16)$$

для рулей за винтами двухвальных судов

$$k_k = (1 - \psi_p)^2 = 0,25 (2,32 - \delta)^2. \quad (17)$$

Тогда с учетом формул (2), (3), (9), (12), (16) и (17) сила F_1 (в ньютонах) в общем случае может быть представлена формулой

$$F_1 = 21,07 A (6,5 + \lambda_k) (B - \delta) v^2 S_p, \quad (18)$$

где $A = 1,0$ — для рулей прямоугольной и трапециевидальной формы, не располагаемых за рудерпостом, $A = 0,95$ — для полубалансирных рулей; для рулей, установленных за рудерпостом, A определяется по формуле (13), λ_k — коэффициент относительного удлинения, в общем виде определяемый по формуле

$$\lambda_k = h_p^2 / S, \quad (19)$$

(где в качестве S принимается:

для прямоугольных и трапециевидальных рулей, не расположенных за рудерпостом, — площадь руля S_p , м²;

для полубалансирных рулей и рулей за рудерпостом — сумма площадей руля и соответственно кронштейна руля или рудерпоста, м²); $B = 2,2$ — для руля в диаметральной плоскости; $B = 2,32$ — для рулей, располагаемых за винтами двухвальных судов; v — скорость судна, м/с.

При переходе от размерности скорости (в м/с) к размерности в узлах в формуле (18) величина 21,07 заменяется величиной 5,59.

Входящий в формулу (2) коэффициент влияния гребного винта $k_v = (1 - \psi_p)^2 \sigma_p$, может быть представлен в виде:

$$k_v = \frac{8P(1 - \psi_p)^2}{\pi \rho D^2 v^2 (1 - \psi_v)^2}, \quad (20)$$

где P — упор гребного винта, D — его диаметр, ψ_v — коэффициент попутного потока в районе установки винта.

Приняв допущение, что $\psi_p = \psi_v$, сила F_2 (в ньютонах) с учетом формул (2) и (20) может быть выражена $F_2 = 1,275 c_n \frac{P}{D^2} S_v$ и, с учетом формул (3), (9) и (12):

$$F_2 = 0,21 A (6,5 + \lambda_k) \frac{P}{D^2} S_v, \quad (21)$$

где P — упор винта, Н; D — в м; S_v — в м²; A и λ_k принимаются так же, как и при определении силы F_1 . Упор P при необходимости может быть определен через основные параметры гребного винта и силовой установки судна. На основании пересчета данных диаграмм действия винта, приведенных в работе [5], автором получена аппроксимирующая формула для определения коэффициента упора k_1 для открытого изолированного винта с $z = 3$, $\theta = 0,55$:

$$k_1 = \frac{7,7k_2}{H_1/D} - 0,045, \quad (22)$$

где $k_2 = 11,93 N_p / \rho n^3 D^5$ — коэффициент момента; N_p — мощность, подводенная к гребному винту; H_1 — шаг нулевого упора винта; n — частота вращения гребного винта, об/с.

Шаговое отношение нулевого упора в соответствии с рекомендацией Папмеля [4] и [5] может определяться по эмпирической формуле

$$\frac{H_1}{D} = \frac{H}{D} + \frac{0,055}{\theta + 0,3}, \quad (23)$$

где H — конструктивный шаг винта.

Используя переходный коэффициент $\sqrt[3]{0,55 \times 3/z\theta}$ для коэффициента момента k_2 , рекомендованный Папмелем, формула (22) преобразовывается к виду, применимому для винтов с $z = 2 \dots 6$ и $\theta = 0,35 \dots 0,8$:

$$k_1 = \frac{9,09k_2}{\sqrt[3]{z\theta} H_1/D} - 0,045, \quad (24)$$

где z — число лопастей винта, θ — дисковое отношение.

Величина P , определяемая по формуле $P = k_1 \rho n^2 D^4$, для винта, установленного за корпусом судна, с учетом влияния

неравномерности скоростей, принимая $i_1 = 0,95$ (для упора) и $i_2 = 1,0$ (для момента), КПД валопровода 0,98 [см. 1, 4 и 5], с учетом формулы (22) окончательно может быть представлена в виде:

$$P = 44,1 \left[\frac{30,6 N_e}{n D \sqrt[3]{z \theta} H_1 / D} - n^2 D^4 \right], \quad (25)$$

где N_e — мощность на фланце двигателя, кВт; при наличии редуктора вместо N_e может приниматься $0,95 N_e$; n — частота вращения винта, об/с; D — диаметр винта, м; H_1 — шаг нулевого упора, м; P — упор винта, Н.

Формула (25) в представленном виде неприменима к винтам регулируемого шага (ВРШ).

Воспользуемся тем обстоятельством, что шаг ВРШ в условиях эксплуатации устанавливается в положение, соответствующее максимально возможному значению пропульсивного коэффициента полезного действия, которому соответствуют значения скольжения винта S_1 , равные 0,2 ... 0,25 [4]:

$$H_1 / D = \frac{v (1 - \psi_B)}{n D (1 - S_1)}. \quad (26)$$

Учитывая формулы (16) и (17) и ранее принятое допущение $\psi_p = \psi_B$, принимая $S_1 = 0,22$, после подстановки формулы (26) в выражение (25) для ВРШ получим

$$P = 44,1 \left[\frac{101 N_e}{v_1 (B - \delta) \sqrt[3]{z}} - n^2 D^4 \right], \quad (27)$$

где v_1 — скорость судна, уз, размерности остальных величин те же, что и в формуле (25).

При переходе от формулы (25) к (27) в целях упрощений принято $\theta = 0,6$. Следует отметить, что формула (27) применима и к винтам фиксированного шага, в тех случаях, когда в ранней стадии проектирования нет информации о величине H/D и θ , так как в большинстве случаев (кроме буксиров, траулеров и т. п.) шаговое отношение винта выбирается из условия обеспечения максимального пропульсивного КПД в режиме полной скорости судна.

Возможное вынужденное применение формулы (27) в условиях отсутствия информации по H/D и θ для буксиров и траулеров приведет к ошибке в безопасную сторону.

Известно, что исходные формулы (1) и (2), базирующиеся на теории идеального движителя, дают завышенные значения гидродинамической силы [6] и, как следствие, значение силы F_2 , определяемое формулой (21), также будет завышено. Поправочный, «снижающий», коэффициент может быть получен по материалам испытаний рулей за реальным движителем. Такую возможность представляют данные модельных исследований, проведенных Голландским опытовым бассейном, по управляемости крупнотоннажного танкера дедвейтом 65 000 т на малых скоростях [7]. В эксперименте в широком диапазоне на малых скоростях варьировался

режим работы гребного винта, были приняты специальные меры по созданию турбулентности потока. Взаиморасположение винта и руля за корпусом соответствовало обычно принимаемому на морских судах, так что результаты исследований могут быть распространены на все суда с обычным расположением руля и винта.

В соответствии с формулами (20) и (21) для рассматриваемого в статье руля отношение F_2/v_1^2 выражается зависимостью

$$F_2/v_1^2 = 0,322\sigma_p, \quad (28)$$

где σ_p — приблизительное значение коэффициента нагрузки по упору при ψ_v , определяемом по формуле (14).

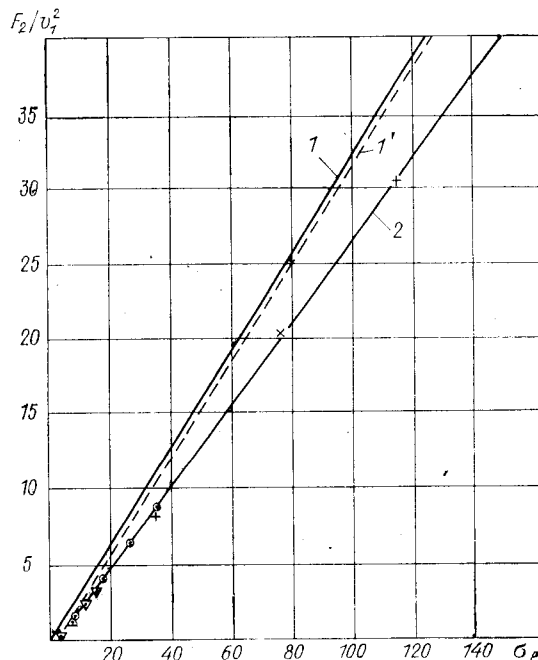


Рис. 5. К определению поправочного коэффициента c : $F_2/v_1^2 = 0,322\sigma_p$ (1); $F_2/v_1^2 = 0,322(\sigma_p - 2)$ (1'); $F_2/v_1^2 = 0,271(\sigma_p - 2)$ (2).

($\times$, $\circ$ и $\triangle$ — экспериментальные точки соответственно при $v_1 = 2,5$ уз; $v_1 = 5,0$ уз и $v_1 = 7,5$ уз)

По данным эксперимента, автором были определены: F_a — нормальная составляющая силы на руле при угле перекладки 35° и $F_{2a} = F_a - F_1$ — дополнительная сила, учитывающая влияние винта (соответствует рассматриваемой в настоящей работе силе F_2), где F_1 определялась по формуле (18).

Результаты обработки данных представлены на рис. 5. Величина F_2/v_1^2 , определяемая формулой (28), представлена на рисунке

прямой 1. Все экспериментальные точки уверенно ложатся на прямую 2, которая может быть представлена выражением

$$F_{23}/v_1^2 = 0,271 (\sigma_p - 2). \quad (29)$$

Число 2 в сомножителе $(\sigma_p - 2)$ может рассматриваться как систематическая ошибка в определении величин σ_p и F_1 для данного эксперимента в результате использования формул (14) и (18), что говорит о неприменимости формулы Тэйлора для определения величины F_1 в данном случае для необычных режимов работы винта и условий обтеканий.

Систематическая ошибка устраняется параллельным переносом вправо прямой 1 до положения — 1'. Поправочный коэффициент c к формуле (21) определится отношением угловых коэффициентов прямых 2 и 1', т. е.:

$$c = 0,271/0,322 = 0,841. \quad (30)$$

Очевидно, поправочный коэффициент c учитывает различие в вызванных скоростях идеального и реального движителя, а также реальное соотношение между коэффициентами попутного потока ψ_p и ψ_v [см. формулу (20)].

Введя величину c в формулу (21) в качестве множителя правой части, окончательно для силы F_2 получим:

$$F_2 = 0,177 A (6,5 + \lambda_k) S_v P / D^2. \quad (31)$$

ПЕРЕКЛАДКА РУЛЯ НА МАКСИМАЛЬНЫЙ УГОЛ НА ЗАДНЕМ ХОДУ С ПРЯМОУГОЛЬНОГО КУРСА

Нормальная составляющая гидродинамической силы на заднем ходу не превышает таковую для переднего хода и потому, с точки зрения прочности элементов рулевого устройства, особого интереса не представляет.

Рассмотрим момент гидродинамической силы относительно оси баллера в режиме заднего хода.

Влияние корпуса и винта на гидродинамическую силу и момент в режиме заднего хода значительно слабее, чем для переднего хода, и в соответствии с рекомендацией [3] может не учитываться, и тогда крутящий момент заднего хода M_3 может определяться по формуле:

$$M_3 = c_{m3} \frac{\rho v_3^2}{2} S_p, \quad (32)$$

где v_3 — скорость заднего хода, c_{m3} — коэффициент момента для режима заднего хода.

Для реально применяемых значений коэффициента компенсации судовых рулей можно ограничиться рассмотрением коэффициента c_{m3} для угла перекладки $\alpha = 35^\circ$.

На рис. 6 представлены значения коэффициентов c_{mz}^0 и соответственно c_{pz} (коэффициент центра давления) при $\alpha = 35^\circ$ и $k = 0$ в функции λ_p для рулей прямоугольной формы, полученные по данным испытаний.

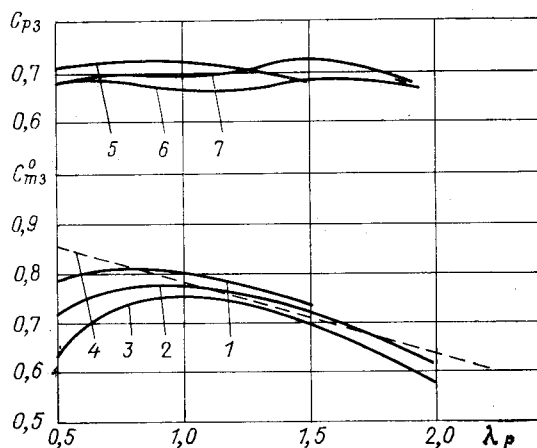


Рис. 6. Коэффициент момента и центра давления при $\alpha = 35^\circ$ и $k = 0$ на заднем ходу: 1 — c_{mz}^0 для профиля НЕЖ ($t = 20\%$, $c = 25\%$); 2 и 3 — c_{mz}^0 для профиля НАСА ($t = 15\%$, $c = 30\%$ и $t = 21\%$, $c = 30\%$); 4 — по формуле $c_{mz}^0 = 0,15 (6,2 - \lambda_p)$; 5 — c_{pz} для профиля НЕЖ ($t = 20\%$, $c = 25\%$); 6 и 7 — c_{pz} для профиля НАСА ($t = 15\%$, $c = 30\%$ и $t = 21\%$, $c = 30\%$)

Для реально применяемых значений λ_p на морских судах величина c_{mz}^0 (при $k = 0$) может определяться формулой $c_{mz}^0 = 0,15 \times (6,2 - \lambda_p)$, представленной на рис. 6 прямой 4.

Величина c_{pz} для заднего хода может быть принята равной 0,7. Соответственно для любого значения коэффициента компенсации величина c_{mz} определяется выражением

$$c_{mz} = 0,215 (6,2 - \lambda_p) (0,7 - k). \quad (33)$$

После подстановки формулы (33) в формулу (32) имеем:

$$M_3 = 11,25 (6,2 - \lambda_p) (0,7 - k) v_3^2 S_p. \quad (34)$$

Определенный интерес представляет соотношение максимальных значений крутящих моментов на заднем и переднем ходу. Рассмотрим, при каких значениях отношения v_3/v наступает равенство моментов заднего и переднего хода.

Приняв в первом приближении момент на переднем ходу без учета влияния корпуса и винта для рулей прямоугольной формы, соотношение v_3/v определяется выражением:

$$\frac{v_3}{v} = \sqrt{0,767 \frac{(6,5 + \lambda_p)(2,54k^2 - 1,69k + 0,4)}{(6,2 - \lambda_p)(0,7 - k)}}. \quad (35)$$

На рис. 7 представлена величина v_3/v в функции k и λ_p .

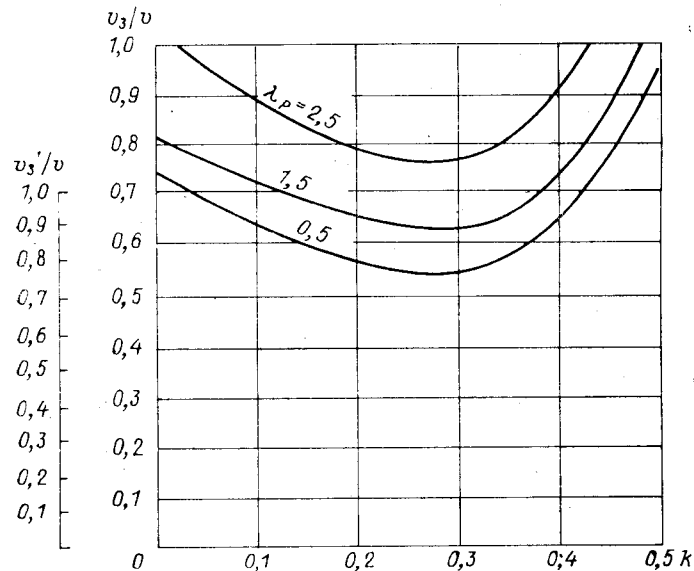


Рис. 7. Отношение скоростей v_3/v , соответствующее равенству крутящих моментов на переднем и заднем ходу

Следует также учесть маловероятность больших значений скоростей заднего хода в реальных условиях эксплуатации. Очевидно, для столь редких событий могут быть допущены существенно меньшие запасы прочности по сравнению с режимом переднего хода.

В качестве примера на рис. 7 приведена шкала v'_3/v , соответствующая соотношению запасов прочности заднего и переднего хода 1:2 (соответствует допускаемым напряжениям для заднего хода 0,8 при принятии для переднего хода 0,4 предела текучести материала).

Из рассмотрения рис. 7 (с учетом шкалы v'_3/v) ясно, что проверка прочности деталей, работающих на кручение, по формуле (34) может не производиться, т. е. выполнение условий прочности в режиме переднего хода автоматически обеспечивает необходимые запасы прочности на заднем ходу до значений скоростей 0,8 переднего хода.

ПРИБЛИЗИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА МОМЕНТА СИЛ ТРЕНИЯ НА ОПОРАХ

Суммарный момент сил трения на опорах рулевого устройства зависит от большого числа переменных факторов, которые могут быть учтены только на завершающей стадии проектирования устройства после того, как определены реакции на каждой опоре и выбраны материалы трущихся пар и конструктивные размеры всех опор. Непосредственный учет моментов трения на опорах в общем виде при «нормировании» исходного расчетного крутящего момента приведет к чрезмерному усложнению норм и, очевидно, не оправдан. Тем не менее приблизительная оценка момента сил трения необходима для определения приемлемости формулы (5) при «нормировании» расчетного крутящего момента по формуле (6). Такая оценка может быть получена из рассмотрения балансирующего руля, установленного на двух штырях или съемном рудерпосте. В этом случае в первом приближении можно принять, что сумма реакций на опорах равна силе F и момент трения можно представить в форме $M_{\text{тр}} = fF(d/2)$, где d — диаметр штыря или съемного рудерпоста, f — коэффициент трения — скольжения.

Приняв соотношение между высотой и диаметром опорной части штыря (рудерпоста) равным 1,2, диаметр в первом приближении может быть выражен через F и удельное допускаемое давление p :

$$d = \sqrt{\frac{F}{2,4p}}.$$

С учетом сказанного суммарный крутящий момент M_c определяется по формуле

$$M_c = M + M_{\text{тр}} = Fbr + \frac{fF}{2} \sqrt{\frac{F}{2,4p}}, \quad (36)$$

где b — ширина руля, $r = 0,38 - k$ (прямая 1 на рис. 3).

Выражение (36) удобнее представить в форме

$$M_c = M(1 + \alpha),$$

где

$$\alpha = f \sqrt{F} / (2br \sqrt{2,4p}). \quad (37)$$

Для рассматриваемых целей сила F (в ньютонах) может быть выражена без учета влияния корпуса и гребного винта через основные геометрические характеристики руля и скорость судна:

$$F = 22,4 (6,5 + \lambda_p) \lambda_p v_1^2 b^2,$$

где v_1 — скорость судна, уз, b — в метрах.

Подставив эту формулу в (37), получим:

$$\alpha = [1,53 f v_1 / (0,38 - k)] \sqrt{(6,5 + \lambda_p) \lambda_p / p} \quad (38)$$

где p — в паскалях.

Учитывая, что у полубалансирных рулей штырь (для двух штырей — нижний) обычно устанавливается на высоте, близкой

к центру тяжести площади руля и его диаметр определяется полной величиной силы F (а не $0,5F$, как у балансирующего руля), величина α_1 для полубалансирующего руля определяется по выражению:

$$\alpha_1 \approx 2\alpha. \quad (39)$$

Из рассмотрения формулы (38) можно сделать существенный вывод: доля момента трения в суммарном крутящем моменте растет с увеличением скорости судна, а также коэффициента компенсации руля при его стремлении к максимальному значению при $k=0,31$ (точка пересечения прямых 1 и 2 на рис. 3).

В табл. 3 представлены значения $(1+\alpha)$, вычисленные по формуле (38) для балансирующего руля при значениях $k=0,31$, $f=0,10$ и $0,15$ и $p=2,35 \cdot 10^6$ Па (нормируемая в действующих Правилах РС для пары «сталь или бронза по бакауту»).

Таблица 3

v_1 уз.	$(1 + \alpha)$ при f , равном							
	0,10				0,15			
	λ_p , равном							
	1,0	1,5	2,0	2,5	1,0	1,5	2,0	2,5
10	1,04	1,05	1,06	1,07	1,06	1,07	1,09	1,10
15	1,06	1,07	1,09	1,11	1,09	1,10	1,13	1,16
20	1,08	1,10	1,12	1,14	1,12	1,15	1,18	1,21
25	1,10	1,13	1,15	1,19	1,15	1,19	1,22	1,28
30	1,12	1,15	1,18	1,21	1,18	1,22	1,27	1,32

В табл. 4 представлены значения $(1+\alpha)$ для балансирующего и полубалансирующего руля в функции от коэффициента компенсации, вычисленные при значениях $v_1=25$ уз, $f=0,15$, $\lambda_p=2,0$, $p=2,35 \cdot 10^6$ Па.

Таблица 4

Тип руля	$(1+\alpha)$ при $v_1=25$ уз, $\lambda_p=2,0$ и k , равном					
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,31	0,333
Балансирующий	1,04	1,06	1,09	1,19	1,22	1,33
Полубалансирующий	1,08	1,12	1,18	1,38	1,44	1,66

Из табл. 3 и 4 следует, что при скоростях 20...25 уз, характерных для современных судов, при коэффициентах компенсации руля, близких к 0,3, момент сил трения составляет существенную долю суммарного крутящего момента, особенно у полубалансирных рулей, и этот факт нельзя не учитывать. В частности, именно это и является одной из «физических» основ введения величины $r_{\min} = 0,12$ при выводе формулы (5) и самой формулы в виде параболы, которая приводит к увеличению гидродинамического момента в зоне с коэффициентом компенсации, близким к 0,3. Так, величина $r_{\min} = 0,063$, соответствующая точке пересечения прямых 1 и 2 на рис. 3, умноженная на $(1+\alpha)$, для полубалансирного руля с $\lambda_p = 2,0$ при $v_1 = 25$ составит: $r_{\min} = 0,063 \times 1,66 = 0,104$, что является достаточным оправданием принятой величины $r_{\min} = 0,12$ для современных судов.

СРАВНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ ФОРМУЛ С ДАННЫМИ МОДЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ

В табл. 5 приведены значения нормальной составляющей гидродинамической силы и суммарного крутящего момента по данным модельных испытаний рулей, установленных за винтами представленных судов (графы 9 и 10). Момент трения определялся автором по формулам (38) и (39) при значениях $p = 4,91 \cdot 10^6$ Па.

Значения F и M , рассчитанные по формулам настоящей работы, приведены в 11-й и 12-й графах табл. 5.

Из рассмотрения граф 13 и 14 табл. 5 видно, что степень точности определения силы по предлагаемым расчетным формулам существенно повышается по сравнению с действующими Правилами РС для всех представленных судов.

Степень достоверности определения крутящего момента по рассматриваемым расчетным формулам может быть признана удовлетворительной для большинства рассмотренных судов (см. табл. 5, графы 16 и 17, строки 1, 2, 4, 5, 7, 10 и 12), степень точности определения M для этих судов повышается по сравнению с Правилами РС.

Существенное расхождение крутящего момента, определяемого по рассматриваемым расчетным формулам и по действующим Правилам РС, с данными модельных испытаний характерно только для тех рулей, у которых относительное отстояние существенно ниже принятого в формулах значения $r_{\min} = 0,12$. Не случайно именно эти рули не рекомендуются к применению Правилами Норвежского Веритас.

В предыдущих разделах подробно рассмотрены причины, по которым в настоящее время следует сохранить минимальное значение $r_{\min} = 0,12$. Есть основания полагать, что в реальных условиях крутящие моменты для этих рулей могут оказаться больше полученных на сравнительно мелкомасштабных испытаниях.

В заключение следует отметить, что с увеличением степени достоверности определения величин F и M и учетом некоторых

Тип судна, водоизмещение, т	Тип руля	v_1 уз	δ	S_p м	λ_k	k
Сухогруз, 18 650	Полубалансирный	16,0	0,743	20,46	1,49	0,204
Сухогруз, 16 600	То же	21,0	0,622	21,00	1,88	0,243
Сухогруз, 20 400	„	22,5	0,565	21,1	1,98	0,249
Навалочник, 60 700	„	15,3	0,797	35,46	1,63	0,249
Нефтерудовоз, 110 000	„	16,0	0,832	63,31	1,47	0,25
Танкер, 26 000	Прямоугольный балансирный	17,0	0,748	17,1	2,13	0,286
Танкер, 138 000	Полубалансирный	16,5	0,819	60,5	1,62	0,166
Рефрижератор, 19 600	То же	18,0	0,65	21,37	1,69	0,292
Рыбобаз, 27 500	„	15,5	0,725	24,4	1,5	0,26
Траулер, 6200	Прямоугольный балансирный	14,3	0,684	8,9	1,54	0,11
Траулер, 7680	Полубалансирный	16,5	0,64	10,42	1,72	0,235
Буксир, 960	Прямоугольный за рудерпостом	12,5	0,523	5,1	1,73	0,09

* В целях уменьшения вибрации рули с коэффициентом компенсации более

расхождений с данными модельных испытаний, в основном в безопасную сторону, существующие запасы прочности могут быть пересмотрены с целью их существенного снижения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Войткунский Я. И., Першиц Р. Я., Титов И. А. Справочник по теории корабля. Л., Судостроение, 1973, 512 с.
2. Федяевский К. К., Соболев Г. В. Управляемость корабля. Л., Судпромгиз, 1963, 376 с.
3. Справочник по судовым устройствам, т. 1/А. Н. Гурович, В. И. Асиновский, Б. Н. Лозгачев, Д. А. Гринберг. Л., Судостроение, 1975, 352 с.
4. Алферьев М. Я. Судовые двигатели. М., Изд. МРФ СССР, 1947, 663 с.
5. Звонков В. В. Судовые тяговые расчеты. Л., Речной транспорт. 1956, 322 с.
6. Гофман А. Д. Теория и расчет поворотливости судов внутреннего плавания. Л., Судостроение, 1971, 256 с.
7. Hoofit Jr J. P., Oosterveld Jr M. W. The manoeuvrability of ships at low speed—Shipping world and Shipbuilder, vol. 163, September, 1970, p. 1233—1236.

Таблица 5

σ_p	F_H кН	$M_H + M_{тр}$ кН·м	F кН	M кН·м	$F : F_H$			$M : (M_H + M_{тр})$		
	по результатам испытаний		по предлагаемым формулам		по фор- мулам	по Правилам		по фор- мулам	по Правилам	
						РС	НВ		РС	НВ
2,2	1255	665	1160	653	0,925	0,63	0,675	0,98	0,79	0,57
0,63	1610	571	1484	632	0,925	0,86	1,185	1,11	1,42	0,91 *
0,86	2000	643	2120	845	1,06	0,80	1,17	1,33	1,30	0,90 *
2,15	1824	872	1740	1020	0,955	0,68	0,723	1,17	1,13	0,55 *
1,67	3100	3000	2970	2400	0,96	0,78	0,77	0,80	0,75	0,38 *
1,73	1192	225	1074	332	0,903	0,63	0,723	1,47	1,43	0,45 *
2,9	4310	4060	4160	4300	0,965	0,57	0,605	1,06	0,68	0,55
1,44	1322	141	1265	498	0,95	0,70	0,925	3,51	3,56	1,14 *
1,8	1455	245	1331	645	0,91	0,60	0,68	2,64	2,06	1,07 *
1,8	433	290	465	297	1,07	0,63	0,71	1,03	0,53	0,57
1,7	586	105	675	216	1,15	0,73	0,975	2,06	1,65	1,2 *
0,76	127	53,0	141	56	1,11	0,93	1,44	1,05	0,75	1,29

0,23 не рекомендуются к применению Правилами Норвежского Веритас.

**ЭКВИВАЛЕНТНАЯ ЗАМЕНА ТРЕБОВАНИЙ РАЗДЕЛА 2
ЧАСТИ V «ДЕЛЕНИЕ НА ОТСЕКИ» ПРАВИЛ
КЛАССИФИКАЦИИ И ПОСТРОЙКИ МОРСКИХ СУДОВ
РЕГИСТРА СССР, изд. 1977 г.**

Настоящие требования применяются в соответствии с 1.5.3...
... 1.5.5 части V «Деление на отсеки» Правил Регистра СССР.

1 КОЭФФИЦИЕНТЫ ПРОНИЦАЕМОСТИ

1.1 При определении предельной длины затопления условные коэффициенты проницаемости объемов помещений должны приниматься равными: 0,85 — для помещений, занятых механизмами, электростанциями, а также технологическим оборудованием на

промысловых судах; 0,95 — для жилых помещений; 0,98 — для цистерн и танков, заполненных жидким грузом или жидким балластом; при этом груз или балласт считается вылившимся из поврежденных помещений; для пустых цистерн и порожних рефрижераторных трюмов; 0,93 — для порожних рефрижераторных трюмов; 0,60 — для помещений, занятых генеральным или сыпучим (кроме руды) грузом или припасами; 0,35 — занятых лесным грузом, 0,80 — рудой (на неспециализированных судах).

Проницаемость помещений атомной паропроизводящей установки должна определяться расчетом с учетом фактического их заполнения.

1.2 Для пассажирских судов при определении предельной длины затопления условные коэффициенты проницаемости должны приниматься едиными средними для каждой из следующих частей судна ниже предельной линии погружения:

- .1 машинного отделения;
- .2 части судна, расположенной в нос от машинного отделения;
- .3 части судна, расположенной в корму от машинного отделения.

1.3 Единый средний коэффициент проницаемости для всего машинного отделения пассажирского судна должен вычисляться по формуле

$$\kappa = 0,85 + 0,10(a - c)/V, \quad (1.3)$$

где a — объем жилых помещений, расположенных ниже предельной линии погружения в границах машинного отделения, м^3 ; c — объем междупалубного пространства, предназначенного для груза, топлива или запасов ниже предельной линии погружения в границах машинного отделения, м^3 ; V — полный объем машинного отделения ниже предельной линии погружения, м^3 .

1.4 За исключением случаев, предусмотренных в 1.5, единый средний коэффициент проницаемости части пассажирского судна, лежащей в нос (в корму) от машинного отделения, должен вычисляться по формуле

$$\kappa = 0,63 + 0,35a'/V', \quad (1.4)$$

где a' — объем жилых помещений, расположенных ниже предельной линии погружения в нос (в корму) от машинного отделения, м^3 ; V' — полный объем части судна, расположенной в нос (в корму) от машинного отделения ниже предельной линии погружения, м^3 .

1.5 Если пассажирскому судну, совершающему короткие заграничные рейсы, разрешено перевозить пассажиров сверх предусмотренной вместимости спасательных шлюпок и судно соответствует специальному стандарту деления на отсеки, изложенному в 2.11 и 2.12, то единый средний коэффициент проницаемости ча-

сти судна, расположенной в нос (в корму) от машинного отделения, должен определяться по формуле

$$x=0,95-0,35b/V', \quad (1.5)$$

где b — объем помещений ниже предельной линии погружения и выше верхних кромок флоров, двойного дна или форпиковых и ахтерпиковых цистерн (в зависимости от обстоятельств), предназначенных и используемых либо для груза, либо для топлива, запасов, багажа и почты, а также для цепных ящиков и цистерн пресной воды в нос (в корму) от машинного отделения, м^3 .

Для судов, совершающих рейсы, во время которых в грузовых трюмах обычно нет значительного количества груза, никакая часть грузовых помещений не должна учитываться при вычислении величины b .

1.6 В случае необычного расположения помещений на пассажирском судне Регистр может разрешить или потребовать детального вычисления среднего коэффициента проницаемости для машинного отделения или частей судна, расположенных в нос (в корму) от машинного отделения. При таком вычислении проницаемость отдельных помещений должна быть принята в соответствии с указаниями 1.1.

1.7 Если междупалубное пространство пассажирского судна, ограниченное двумя непроницаемыми поперечными переборками, включает любое помещение для пассажиров или экипажа, то все это пространство, кроме помещений, полностью выгороженных постоянными стальными переборками и предназначенных для других целей, должно рассматриваться как жилое помещение. Однако помещения для размещения и обслуживания пассажиров или экипажа могут рассматриваться как жилые только там, где они полностью ограничены постоянными стальными переборками.

2 ДОПУСТИМАЯ ДЛИНА ОТСЕКОВ И ФАКТОР ДЕЛЕНИЯ

2.1 Суда должны иметь как можно более эффективное деление на отсеки с учетом характера эксплуатации, для которой они предназначены. Деление судна на отсеки должно изменяться в зависимости от района плавания, размеров судна и числа людей на борту. Высшая степень деления должна соответствовать судам, имеющим наибольшую длину и занятым преимущественно перевозкой пассажиров, а также судам, совершающим рейсы в Арктике и Антарктике.

2.2 Фактическое расстояние между поперечными переборками судна должно быть не более допустимой длины отсека.

Допустимая длина отсека определяется как произведение предельной длины затопления на коэффициент, зависящий от характера эксплуатации и размеров судна, называемый фактором деления и определяемый или принимаемый в соответствии с 2.5—2.18.

2.3 Предельная длина затопления на судне с непрерывной палубой переборок — это наибольшая длина условного отсека с центром в рассматриваемой точке длины судна, после затопления которого при коэффициентах проницаемости, указанных в 2.1, и осадке, соответствующей грузовой ватерлинии деления судна на отсеки, аварийная ватерлиния касается предельной линии погружения.

В том случае, если палуба переборок имеет уступы по длине, предельная длина затопления в любой точке может быть определена в предположении непрерывной предельной линии погружения, которая ни в какой точке не должна быть выше верхней кромки палубы (по борту), до которой доводятся соответствующие водонепроницаемые переборки и наружная обшивка.

2.4 Предельная длина затопления в любой точке длины судна должна определяться таким способом вычисления, который учитывает форму, осадку и прочие характеристики судна.

При определении предельной длины затопления отсеки должны считаться заполненными грузом, за исключением тех, в которые при нормальных условиях эксплуатации груз не принимается. Коэффициенты проницаемости отсеков следует принимать в соответствии с разд. 1.

2.5 Для пассажирских судов фактор деления непрерывно и закономерно уменьшается по мере увеличения длины судна и при переходе от фактора A , применяемого к судам, преимущественно занятым перевозкой груза, к фактору B , применяемому к судам, занятым преимущественно перевозкой пассажиров.

Значение факторов A и B должно определяться по формулам

$$A = \frac{58,2}{L - 60} + 0,18 \quad (L \geq 131 \text{ м}), \quad (2.5-1)$$

$$B = \frac{30,3}{L - 42} + 0,18 \quad (L \geq 79 \text{ м}), \quad (2.5-2)$$

где L — длина судна, м.

2.6 Для пассажирского судна данной длины фактор деления определяется в зависимости от числового значения условной характеристики рода эксплуатации судна, называемой критерием службы.

Критерий службы C_s должен определяться по формуле:

$$C_s = 72 \frac{M + 2P_1}{V + P_1 - P} \quad (2.6-1)$$

или

$$C_s = 72 \frac{M + 2P}{V}, \quad (2.6-2)$$

где M — объем машинного отделения с прибавлением к нему объемов тех цистерн над настилом двойного дна, которые специально предназначены для размещения топлива и расположены в нос или в корму от машинного отделения, м^3 ; P — полный объем жилых помещений, расположенных ниже предельной линии погружения, м^3 ; V — полный объем судна ниже предельной линии погружения, м^3 ; $P_1 = 0,056LN_p$ (N_p — число пассажиров, на которое рассчитано судно).

Если величина $0,056LN_p$ больше суммы $P+p$, то для P_1 должна быть взята либо сумма $P+p$, либо $0,037LN_p$, смотря по тому, что больше. Здесь p (в м^3) — полный объем фактически имеющих на судне жилых помещений, расположенных выше предельной линии погружения, вычисленный без учета помещений, предназначенных для размещения и обслуживания экипажа.

Формула (2.6-1) должна использоваться, если P_1 больше P , а в остальных случаях критерий службы должен определяться по формуле (2.6-2).

Для судов, не имеющих непрерывной по всей длине палубы переборок, у которых поэтому положение предельной линии погружения может назначаться по-разному, объемы M , P и V должны вычисляться до предельной линии погружения, принятой при определении предельной длины затопления.

2.7 В случае, если длина пассажирского судна равна 131 м или более, фактор деления должен приниматься равным A [формула (2.5-1)] при C_s не более 23 и равным B [формула (2.5-2)] при C_s не менее 123.

При значении критерия службы, находящемся между 23 и 123, фактор деления должен определяться линейной интерполяцией по формуле

$$F = A - \frac{(A - B)(C_s - 23)}{100}. \quad (2.7)$$

Независимо от этого фактор деления F пассажирских судов в корму от форпика должен приниматься равным 0,5, если C_s не менее 45, а определенный по формуле (2.7) фактор деления — не более 0,65, но более 0,50.

Фактор деления должен приниматься равным 0,5 или менее для всех пассажирских судов длиной более 160 м и независимо от длины для пассажирских судов, на борту которых находится свыше 800 человек, включая экипаж судна. При этом Регистр может допустить отступление только в том случае, если будет доказана нецелесообразность выполнения этого требования.

Если фактор деления пассажирского судна менее 0,4, но более 0,33 и Регистру будет доказано, что практически невозможно руководствоваться таким фактором при определении положения переборок машинного отделения, то для этого отделения можно принять увеличенный фактор, который, однако, не должен превышать 0,4.

2.8 В случае, если длина пассажирского судна равна или больше 79 м, но меньше 131 м, фактор деления должен приниматься равным B [формула (2.5-2)] при C_s не менее 123 и единице, если C_s равно S , где значение S должно определяться по формуле

$$S = (3574 - 25L)/13. \quad (2.8-1)$$

При промежуточных значениях критерия службы фактор деления должен определяться линейной интерполяцией по формуле

$$F = 1 - \frac{(1 - B)(C_s - S)}{123 - S}. \quad (2.8-2)$$

2.9 Для пассажирских судов длиной равной или более 79 м, но менее 131 м, имеющих критерий службы менее S [формула (2.8-1)], а также для всех судов длиной менее 79 м фактор деления должен приниматься равным единице.

2.10 Фактор деления пассажирских судов, совершающих короткие заграничные рейсы, для которых разрешается перевозить людей сверх предусмотренной вместимости спасательных шлюпок, должен определяться в соответствии с требованиями 2.11 и 2.12.

2.11 Для судов, указанных в 2.10, преимущественно занятых перевозкой пассажиров, деление на отсеки в корму от форпика должно соответствовать фактору 0,50 или определяемому согласно 2.6—2.9, если величина его оказывается менее 0,50.

Если Регистр будет убежден, что для подобных судов длиной менее 91,5 м практически невозможно пользоваться таким фактором при определении положения переборок одного из отсеков, то для этого отсека может быть принят более высокий фактор при условии, что он является наименьшим практически возможным и целесообразным при данных обстоятельствах.

2.12 Если на судах, указанных в 2.10, необходимость в перевозке значительного количества груза делает невозможным деление на отсеки в корму от форпика с фактором, не превышающим 0,50, то применяемый фактор деления должен определяться согласно следующим требованиям:

1 положения 2.6, касающиеся критерия службы, должны применяться так, чтобы при вычислении величины P_1 для коечных пассажиров значение коэффициента при N_p имело бы значение $0,056L$ или $3,55 \text{ м}^3$, смотря по тому, что больше, а для бескоечных — $3,55 \text{ м}^3$;

2 фактор B в 2.5 должен быть заменен фактором BB , определяемым по формуле

$$BB = \frac{17,6}{L - 33} + 0,20 \quad (L \geq 55 \text{ м}); \quad (2.12.2)$$

3 в случае, если длина пассажирского судна равна 131 м и больше, фактор деления должен приниматься равным A [формула (2.5-1)] при C_s не более 23 и равным BB [формула (2.12.2)] при C_s не менее 123. При значениях критерия службы, находящихся между 23 и 123, фактор деления F должен определяться линейной интерполяцией по формуле

$$F = A - \frac{(A - BB)(C_s - 23)}{100}. \quad (2.12.3)$$

Однако если полученный таким образом фактор окажется менее 0,50, то его следует принять равным 0,50 или вычисленному согласно 2.7 (смотря по тому, что меньше);

4 в случае, если длина пассажирского судна равна или больше 55 м, но менее 131 м, фактор деления должен приниматься равным BB [формула (2.12.2)] при C_s не менее 123 и единице, если C_s равно S_1 , где значение S_1 должно определяться по формуле:

$$S_1 = (3712 - 25L)/19. \quad (2.12.4-1)$$

При значениях критерия службы, находящихся между S_1 и 123, фактор деления должен определяться линейной интерполяцией по формуле

$$F = 1 - \frac{(1 - BB)(C_s - S_1)}{123 - S_1}. \quad (2.12.4-2)$$

Однако если полученный по формуле (2.12.4-2) фактор окажется менее 0,50, то деление на отсеки может быть определено любым фактором, не превышающим 0,50.

5 Для судов длиной, равной и более 55 м, но менее 131 м, имеющих критерий службы менее S_1 [формула (2.12.4-1)], а также для судов длиной менее 55 м фактор деления должен приниматься равным единице, если только к удовлетворению Регистра не будет показано, что практически невозможно руководствоваться этим фактором в отношении отдельных отсеков. Для таких отсеков Регистр может допустить отступление, которое будет обосновано с учетом всех обстоятельств и при условии, что кормовой отсек и наибольшее число отсеков между форпиком и кормовой частью машинного отделения будут находиться в границах предельной длины затопления.

Если Регистр удостоверится в нецелесообразности точного выполнения этих требований, то может быть допущено иное расположение водонепроницаемых переборок, которое будет оправдано обстоятельствами и не уменьшит общей эффективности деления на отсеки.

2.13 Фактор деления грузовых транспортных судов должен приниматься равным единице. Для судов ледовой категории УЛА длиной 100 м и более при их автономном ледовом плавании должна обеспечиваться непотопляемость при факторе деления 0,5.

2.14 Фактор деления промысловых судов должен приниматься равным: 1 — при длине судна от 100 до 160 м, 0,5 — при 160 м и более.

2.15 Фактор деления судов специального назначения является предметом специального рассмотрения Регистром с учетом численности специального персонала, предусмотренного района эксплуатации и назначения судна. В любом случае фактор деления не должен превышать: 1 — при длине судна от 100 до 160 м, 0,5 — при 160 м и более.

2.16 Фактор деления ледоколов длиной от 50 до 75 м должен приниматься равным единице. Для районов судна, где отсутствует двойной борт, фактор деления принимается 0,5, если не будет доказана нецелесообразность удовлетворения этому требованию.

Фактор деления ледоколов длиной 75 м и более должен приниматься 0,5.

2.17 Фактор деления морских буксиров длиной 40 м и более, спасательных судов, земснарядов длиной 40 м и более, трюмных земснарядов длиной 60 м и более и плавучих маяков должен приниматься равным единице.

2.18 Фактор деления судов, предназначенных для перевозки радиоактивных материалов, не может приниматься более 0,5 независимо от размеров и назначения этих судов.

2.19 Фактор деления атомных судов независимо от их назначения и размеров должен приниматься не более 0,5.

3 СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ДЕЛЕНИЮ НА ОТСЕКИ

3.1 На судах длиной 100 м и более главная поперечная переборка, расположенная в корму от переборки форпика, должна быть установлена на расстоянии от носового перпендикуляра, не превышающем допустимой длины.

3.2 Главная поперечная переборка может иметь выступ (реcess) при условии, что все его части лежат между вертикальными поверхностями, находящимися внутри корпуса на расстоянии от наружной обшивки, равном $\frac{1}{5}$ ширины судна и измеренном под прямым углом к диаметральной плоскости на уровне самой высокой грузовой ватерлинии деления судна на отсеки.

Любая часть выступа, расположенная вне указанных пределов, должна рассматриваться при расчете как уступ.

4 ЧИСЛО ЗАТАПЛИВАЕМЫХ ОТСЕКОВ

4.1 Требования 3.5 части V «Деление на отсеки» Правил к остойчивости поврежденного судна должны выполняться при затоплении:

.1 одного любого отсека у судов, имеющих фактор деления более 0,5;

.2 двух любых смежных отсеков у судов, имеющих фактор деления 0,5 и менее, но более 0,33;

.3 трех любых смежных отсеков у судов, имеющих фактор деления 0,33 и менее.

При этом требования 3.4.1, 3.4.2, 3.4.3 и 3.4.6 упомянутой части не применяются.

СОДЕРЖАНИЕ

Контрольный расчет для укреплений вырезов в выпуклых днищах, цилиндрических, сферических и конических стенках и трубах	3
Рекомендуемые методы расчетов грузоподъемных устройств	7
Рекомендации при проектировании и эксплуатации судовых кранов, работающих в условиях волнения	68
Методика определения критического угла поворота двухтопенантных стрел в горизонтальной плоскости	82
Приближенные значения максимальных сил и моментов, действующих на судовой руль	87
Эквивалентная замена требований раздела 2 части V «Деление на отсеки» Правил классификации и постройки морских судов Регистра СССР, изд. 1977 г.	107

Регистр СССР

Сборник нормативно-методических материалов

Книга вторая

Ответственный редактор *В. И. Иванов*

Редактор издательства *Л. В. Баюнова*

Техн. редактор *Л. И. Тимофеева*. Корректор *Н. С. Софронова*

Сдано в набор 08.02.80. Подписано к печати 27.06.80. М-27101. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. Гарн. литературная. Печать высокая. Печ. л. 7,5. Уч.-изд. л. 7,3. Тираж 3000 экз. Зак. 108. Цена 40 коп. Изд. № 1к-7-0/16-3436-433.

Ленинградское отделение издательства «Транспорт»
190121, Ленинград, ул. Декабристов, 33

Ленинградская типография № 8 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
190000, г. Ленинград, Прачечный переулок, 6.

ИЗДАНИЯ РЕГИСТРА СССР И ПОРЯДОК ИХ РАСПРОСТРАНЕНИЯ

С 1977 г. Регистр СССР распространяет свои основные издания по системе постоянных абонентов.

Постоянным абонентом может стать любая организация, предприятие, учебное заведение, библиотека и т. д. Для того чтобы стать постоянным абонентом, достаточно направить в Регистр СССР об этом письмо.

Постоянные абоненты в первую очередь оповещают о готовящихся к выпуску новых изданиях, а издания, выходящие периодически (см. таблицу), направляются абонентам регулярно без предварительного оповещения.

Некоторые свои материалы Регистр СССР издает небольшими тиражами для использования в основном инспекторском составе либо ограниченным числом организаций по усмотрению Регистра СССР.

О выходе в свет таких материалов постоянным абонентам не сообщается и они им не направляются.

Ниже приводится перечень материалов, издаваемых Регистром СССР и пояснения о порядке их распространения.

№ п/п	Наименование издания	Пояснения
1	Правила классификации и постройки морских судов	Издание периодическое. Переиздается через 3 года. В период между переизданиями выпускаются бюллетени дополнений и изменений № 1, 2 и 3. Последнее издание было в 1977 г., очередное намечается на 1981 г. Распространяется по системе постоянных абонентов
2	Правила по конвенционному оборудованию морских судов	То же

№ п/п	Наименование издания	Пояснения
3	Правила по грузоподъемным устройствам морских судов. Правила по грузовой марке морских судов	Издание периодическое. Переиздается через 3 года. В период между переизданиями выпускаются бюллетени дополнений и изменений № 1, 2 и 3. Последнее издание было в 1977 г., очередное намечается на 1981 г. Распространяется по системе постоянных абонентов
4	Руководство по техническому надзору за судами в эксплуатации	Последнее издание было в 1977 г. Бюллетени дополнений и изменений выпускаются по мере накопления материалов. Переиздание намечается на 1982 г. Распространяется по системе постоянных абонентов
5	Руководство по техническому надзору за постройкой судов и за изготовлением материалов и изделий Часть 1. Организационные положения по надзору Часть 2. Техническая документация Часть 3. Надзор за изготовлением материалов Часть 4. Надзор за основными технологическими процессами Часть 5. Надзор за изготовлением изделий для судов Часть 6. Надзор за постройкой судов Включают следующие разделы: 5.2 и 6.2 Корпус 5.3 и 6.3. Устройства, оборудование и снабжение 5.4. Оборудование противопожарной защиты 6.4. Противопожарная защита 5.5 и 6.5. Механизмы 5.6. Детали валопроводов	Изданы отдельной книгой в 1978 г. Предназначены для инспекторского состава Регистра СССР. Отдельным организациям распространяется по усмотрению инспекций Регистра СССР Издание намечается на 1980 г. Постоянным абонентам не направляется Изданы в 1979 г. То же Изданы в 1977 г. То же Изданы в 1980 г. Издается в 1980 г.

Примечание к пп. 1, 2 и 3. Правила издаются также на английском языке и распространяются по отдельным запросам

№ п/п	Наименование издания	Пояснения
	6.6. Валопродовы	Издается в 1980 г.
	5.7 и 6.7. Двигатели	То же
	5.8 и 6.8. Системы и трубопродовы	Изданы в 1979 г.
	5.9 и 6.9. Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением	Изданы в 1978 г.
	5.10 и 6.10. Электрическое оборудование	Намечены к выпуску в 1980 г.
	5.11 и 6.11. Холодильные установки	Изданы в 1979 г.
	5.12 и 6.12. Оборудование автоматизации	Издаются в 1980 г.
	5.13 и 6.13. Спасательные средства	Изданы в 1978 г.
	5.14 и 6.14. Сигнальные средства	Изданы в 1979 г.
	5.15 и 6.15. Радиооборудование	Изданы в 1980 г.
	5.16 и 6.16. Навигационное оборудование	Изданы в 1979 г.
	5.17. Оборудование атомных паропроизводящих установок	То же
	6.17. Атомные паропроизводящие установки	„
6	Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания (для Дунайского бассейна)	Изданы в 1978 г. Постоянным абонентам не направляются
7	Регистровая книга морских судов СССР	Издание периодическое. Переиздается через два года. Последнее издание было в 1978 г. Очередное намечается на 1981 г. В период между переизданиями выпускаются дополнения и изменения Распространяется по системе постоянных абонентов
8	Сборник нормативно-методических материалов Регистра СССР. Книга 1	Издан в 1979 г. Распространяется по системе постоянных абонентов
9	Сборник нормативно-методических материалов Регистра СССР. Книга 2	Намечается к выпуску в 1980 г. Распространяется по системе постоянных абонентов
10	Перечень материалов и изделий, имеющих допуск Регистра СССР (на 1 января 1978 г.)	Издан в 1979 г. Распространяется по специальному списку
11	Правила по предотвращению загрязнения с судов	Изданы в 1980 г. Распространяется по системе постоянных абонентов

Постоянным абонентам не направляются

№ п/п	Наименование издания	Пояснения
12	Правила обеспечения безопасности судов с динамическими принципами поддержания	Издаются в 1980 г. По системе постоянных абонентов не распространяются
13	Правила классификации и постройки химовозов	Изданы в 1978 г. По системе постоянных абонентов не распространяются
14	Правила классификации и постройки плавучих буровых установок	Изданы в 1979 г. По системе постоянных абонентов не распространяются
15	Научно-технический сборник	Ежегодное издание. Рассылается по системе постоянных абонентов
16	Инструктивные материалы Регистра СССР	Ежеквартальное издание. Рассылается по системе постоянных абонентов (с выпуска № 69)