

Я. Н. Григорьев, В. М. Шапиро

ДОПУЩЕНО

УПРАВЛЕНИЕ КАДРОВ

И УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

МИНИСТЕРСТВА СУДОСТРОИТЕЛЬНОЙ

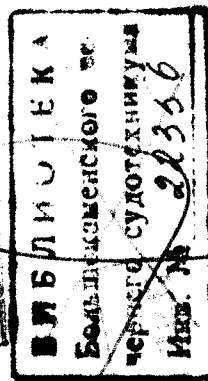
ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР

В КАЧЕСТВЕ УЧЕБНИКА

ДЛЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНЫХ

ТЕХНИКУМОВ

Степанов



ИЗДАТЕЛЬСТВО "СУДОСТРОЕНИЕ" ЛЕНИНГРАД 1972

науки о мореходных качествах судов, разработал основы теории устойчивости балок, введенные им формулы для критических напряжений применяются в расчетах и в настоящее время.

Адмирал С. О. Макаров (1848—1904 гг.) — выдающийся флотоводец и ученый. Основная его заслуга — создание учения о непотопляемости судов. С. О. Макаров занимался вопросами проектирования корпусов судов, в частности ледокола *Ермак*.

Академик А. Н. Крылов (1863—1945 гг.) — выдающийся русский ученый — математик, механик, кораблестроитель. Основные труды он посвятил теории корабля, уделял особенное внимание непотопляемости и качке. Большая ценность научных трудов А. Н. Крылова заключается не только в научном решении сложных задач кораблестроения, но и в развитии эффективных математических методов, которые позволили решать разнообразные задачи в области прочности корабля.

Профессор И. Г. Бубнов (1872—1919 гг.) — создатель строительной механики корабля. Результаты его классических исследований используются в настоящее время при проектировании корпусов современных судов.

Профессор П. Ф. Папкович (1887—1946 гг.) — крупнейший советский ученый-кораблестроитель; основные труды его посвящены строительной механике корабля; большое значение имеют его работы по теории упругости. В классическом труде П. Ф. Папковича «Строительная механика корабля» изложены методы расчета балок, пластин, рам, перекрытий, составляющих элементы судового корпуса.

Академик Ю. А. Шиманский (1883—1961 гг.) — разработал теорию расчета прерывистых связей корпуса и методы динамического расчета судовых конструкций.

Профессор В. П. Волгодин (1886—1950 гг.). Благодаря его трудам сварка получила широкое применение в области судостроения и судоремонта.

В наши дни коллективы научно-исследовательских институтов и конструкторских бюро создают новые корпусные конструкции и совершенствуют методы их расчета.

Авторы считают своим долгом поблагодарить научного редактора д-ра техн. наук В. С. Чувицкого за большую работу по редактированию рукописи учебника.

Авторы благодарят также инженера В. М. Шевцова за ряд ценных советов при рецензировании рукописи.

Главы I—IV, X—XII написаны В. М. Шапиро, а главы V—IX, XIII—XVI — Я. Н. Григорьевым.

Замечания по улучшению учебника просба направлять в издательство «Судостроение» по адресу: 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИИ КОРПУСА

Все морские суда, как инженерные сооружения, должны обладать определенными общими качествами, обеспечивающими безопасность их плавания и сохранность перевозимых грузов. К таким качествам следует отнести мореходные (плавучесть, остойчивость, непотопляемость, ходкость, управляемость и т. д.) и эксплуатационные (грузоподъемность, грузоместимость, скорость хода, дальность плавания, автономность и т. д.). Кроме того, корпус судна должен обладать достаточной прочностью и надежностью при минимальном весе.

Обеспечение судну всех указанных качеств (порой противоречивых) является сложной задачей и требует от кораблестроителей глубоких и разносторонних знаний. —

§ 1 Элементы корпусных конструкций, рамы и перекрытия

Составные элементы корпуса (рис. 1). Корпус судна состоит из листов наружной обшивки и настила палуб и платформ, подкрепленных набором, т. е. каркасом из продольных и поперечных связей и ребер, который придает ему заданную форму и вместе с наружной обшивкой обеспечивает необходимую жесткость и прочность.

Наружная обшивка — непроницаемая оболочка корпуса, которая вместе с прикрепленным к ней набором образует борта, днище и оконечности судна. Нижняя часть наружной обшивки кор-

паса, ограниченная скуловыми поясами, называется днищевой, а часть наружной обшивки, расположенная выше скулового пояса — бортовой.

Настил из листов, который вместе с набором образует перекрытие палуб и платформ, называется настилом палуб и платформ.

Наружная обшивка и настилы палуб вместе с набором представляют собой перекрытия корпуса: днище — перекрытие, образующее

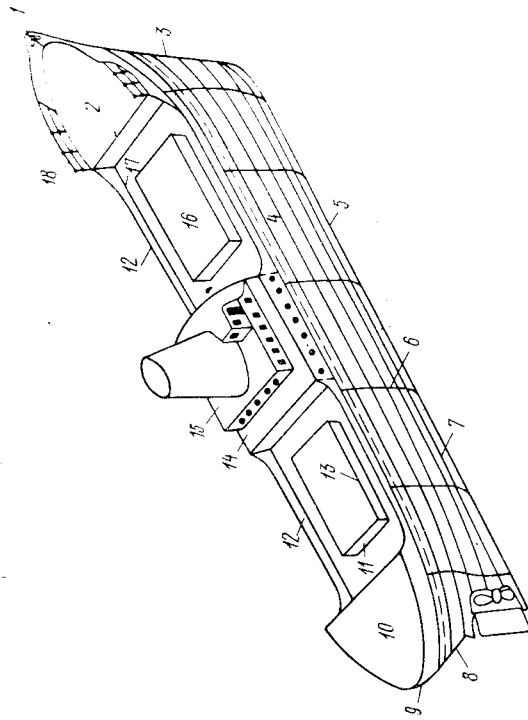


Рис. 1. Основные конструктивные элементы судна.

1 — нос; 2 — бак; 3 — форштевень; 4 — бортовая обшивка; 5 — днище; 6 — стык; 7 — паз; 8 — актерштевень; 9 — корма; 10 — юг; 11 — поперечный комингс люка; 12 — фальшборт; 13 — продольный комингс люка; 14 — средняя надстройка; 15 — рубка; 16 — грузовой люк; 17 — линия верхней палубы; 18 — лесерное ограждение.

щее нижнюю поверхность судна, борт — боковую поверхность судна, палубы — горизонтальные перекрытия, опирающиеся на борта и переборки.

Верхняя непрерывная палуба основного корпуса называется верхней палубой; палуба, расположенная непосредственно ниже верхней, — вторая палуба; ниже второй — соответственно третья палуба, четвертая и т. д.

Внутренний объем корпуса разделяется переборками — вертикальными стенками из листов с набором, образующими отсеки внутри судна. Переборки бывают непроницаемыми (в эксплуатации или аварийных случаях, предусмотренных расчетом) и проницаемыми. Как проницаемые, так и непроницаемые переборки могут быть поперечными и продольными. Непроницаемые переборки делят судно на ряд отсеков: по длине (поперечные переборки) и по ширине (продольные переборки). Листы переборок бывают плоскими и гофрированными.

Палуба, до которой доводятся поперечные непроницаемые переборки, называется главной. В зависимости от архитектурно-конструктивного типа судна главная палуба может быть верхней, второй и т. д.

Поперечная непроницаемая переборка, отделяющая форпик от остальных помещений, называется форпиковой, а отделяющая актерпик от остальных помещений — актерпиковой.

Горизонтальные небольшие длины и ширины перекрытия внутри одного или нескольких отсеков основного корпуса называется платформой. Если платформ несколько, их называют: I платформа, II платформа и т. д. сверху вниз.

Расстояние между палубами называют междупалубным расстоянием (твиндеком). Высота междупалубного пространства колеблется в пределах 2,1—3,5 м в зависимости от назначения помещений, расположенных между палубами, и типа судна.

На сухогрузных судах длиной более 60 м, а также на наливных судах в районе машинного отделения, параллельно основной плоскости на расстоянии не менее 600 мм от днища, находится второе (двойное) дно, образующее объем, называемый междулонным пространством. Междудонное пространство обычно используют для размещения запасов топлива, воды и масла.

Днищевую и бортовую обшивки, настилы палуб и платформ, поперечные и продольные переборки, а также настил второго дна выполняют из отдельных листов разной толщины, соединенных между собой встык с помощью электросварки. Продольный ряд листов, сваренных между собой по коротким сторонам, называют поясом (множественное число — поясья) обшивки. Линии соединения листов по коротким кромкам — стыки, а по длинным кромкам — пазы.

Некоторые поясья обшивки и настилы имеют определенные названия (рис. 2).

Горизонтальный средний пояс наружной обшивки, расположенный вдоль днища судна симметрично диаметральной плоскости (ДП), называют горизонтальным килем. Если судно имеет брусковый киль (см. стр. 11), то пояс наружной обшивки, примыкающий к брусковому килю, называют шпунтовым. Пояс наружной обшивки в районе скулы — скуловой. Утолщенные листы наружной обшивки корпуса в районе действующей ледовой нагрузки называют ледовыми поясьями. Верхний пояс бортовой обшивки, примыкающий к верхней палубе или к палубе длинной надстройки, называют ширстрекком. Ширстрек соединяется с палубными стрингером — крайним листом палубного настила, примыкающим к бортовой обшивке.

Набор корпуса. Как уже было указано, обшивка и настил внутри корпуса подкрепляются балками набора. Одну часть балок располагают поперек корпуса (поперечный набор), а другую — вдоль корпуса (продольный набор).

Поперечные связи днищевого перекрытия в виде сплошных листов и подкрепляющего набора называют флорами. Флоры бы-

вают сплошные пронастижные, непронастижные и бракетные. Непронастижные флоры разделяют двойное дно на непронастижные отсеки, их устанавливают обычно под поперечными переборками. Сплошные пронастижные флоры изготовляют из листов, подкрепленных ребрами, в них делают лазы — вырезы для перемещения людей в междудонном пространстве. Бракетные флоры представляют собой сборные

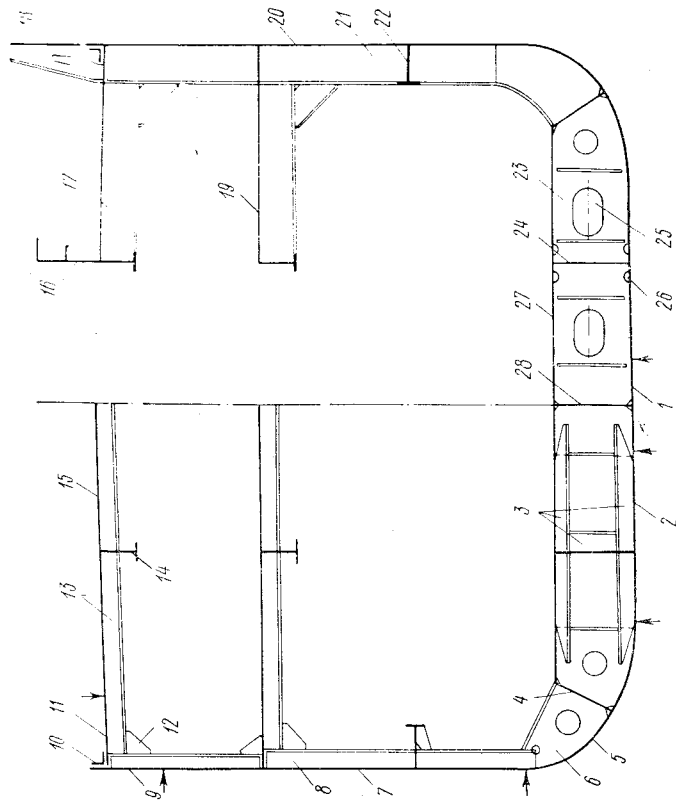


Рис. 2. Конструктивный мидель-шпангоут сухого дна.

1 — горизонтальный киль; 2 — наружная обшивка днища; 3 — бракетный флор; 4 — скуловой стрингер; 5 — скуловой лист; 6 — скуловая кница; 7 — наружная обшивка борта; 8 — обыкновенный шпангоут; 9 — ширстрек; 10 — стрингерный угольник; 11 — палубный стрингер; 12 — бимсовая кница; 13 — ширстрек; 14 — карлингс; 15 — настил верхней палубы; 16 — продольный комингс грузовой люка; 17 — рамный бимс; 18 — фальшборт; 19 — настил нижней палубы; 20 — ледовый пояс; 21 — рамный шпангоут; 22 — бортовой стрингер; 23 — сплошной пронастижный флор; 24 — днищевый стрингер; 25 — лаз; 26 — шпангоут; 27 — настил второго дна; 28 — вертикальный киль.

конструкции из прокатных профилей и бракет (листовые детали прямоугольной или близкой к ней формы для соединения отдельных деталей набора и присоединения набора к обшивке или настилу).

Вертикальную продольную днищевую связь из листа или составного профиля, проходящую между штевнями в диаметральной плоскости по всей длине судна или на большей его части, называют в е р т и к а л ь н ы м к и л е м. Вертикальный киль, как правило, выполняют непронастижным. На некоторых судах вместо вертикального киля устанавливают туннельный киль, который состоит из двух связанных вертикальных балок, расположенных симметрично диаметральной плоскости.

На малых судах, имеющих большую килеватость, часто устанавливают брусковый киль — наружную продольную днищевую связь из бруса или нескольких полос, проходящую между штевнями по всей длине судна.

Продольную связь набора днища, установленную нормально к наружной обшивке, в виде непрерывного листа или составного профиля называют д н и щ е в ы м с т р и н г е р о м.

Горизонтальный или наклонный лист настила второго дна, прилегающий к наружной обшивке, называют к р а й н и м м е ж д у д о н н ы м л и с т о м (скуловым стрингером).

Поперечные балки бортового перекрытия судна называют ш п а н г о у т а м и. Шпангоуты могут быть обыкновенными, рамными и промежуточными. Рамный шпангоут — шпангоут увеличенных размеров составного профиля, образующий вместе с бимсом и флором поперечную раму. Промежуточный шпангоут — шпангоут уменьшенных размеров, устанавливаемый между основными шпангоутами.

Продольная связь борта называется б о р т о в ы м с т р и н г е р о м — составная балка, идущая по борту горизонтально или нормально к поверхности наружной обшивки.

Поперечные балки палубного перекрытия, платформы или крыши рубки называются б и м с а м и. Различают бимсы *концевые* (усиленные, совпадающие с носовой или кормовой кромкой грузового люка), *рамные* (увеличенных размеров составного профиля, входящие в состав шпангоутной рамы) и *холостые* (связывающие ветви шпангоутов противоположных бортов и не покрытые палубным настилом).

Продольную подпалубную балку, служащую опорой для бимсов, называют к а р л и н г с о м. Опоры для карлингса служат поперечные переборки и п и л л е р с ы — отдельно стоящие стойки кольцевого или другого сечения для поддержания палуб или других конструкций.

В ряде случаев наружную обшивку и настилы палуб подкрепляют продольными ребрами — балками составного или катаного профиля, расположенными вдоль корпуса и обеспечивающими жесткость наружной обшивки, настила палуб, платформ и других перекрытий.

Соединение балок шпангоутной рамы в узлах осуществляется с помощью к н и ц — листовых деталей треугольной или близкой к ней формы для соединения деталей набора. Кницу, соединяющую шпангоут с крайним междудонным листом, а при отсутствии двойного дна — с флором или крайним днищевым продольным ребром, называют с к л о в о й; соединяющую бимс со шпангоутом — б и м с о в о й.

Расстояние между шпангоутами называют п р а к т и ч е с к о й ш п а н г о у т н о й п а ц и е й. Шпангоуты назначают по Правилам Регистра Союза ССР в зависимости от размеров и назначения судна. Для некоторых судов шпангоуты определяют расчетным путем. Шпангоуты — переменная величина по длине судна: в оконечностях большинства судов шпангоуты меньше, чем в средней части судна.

Основной набор поперечных и продольных переборок состоит из вертикальных балок составного или катаного профиля — с т о е к

(рис. 3) Стойки переборок в некоторых случаях подкрепляются горизонтальными балками из листа с подкрепляющим набором шельфов. В случае, если основной набор переборок состоит из горизонтальных балок, последние называются горизонтальными рамными переборками, а подкрепляющие их вертикальные балки — рамными стойками. Увеличенных размеров стойку поперечной

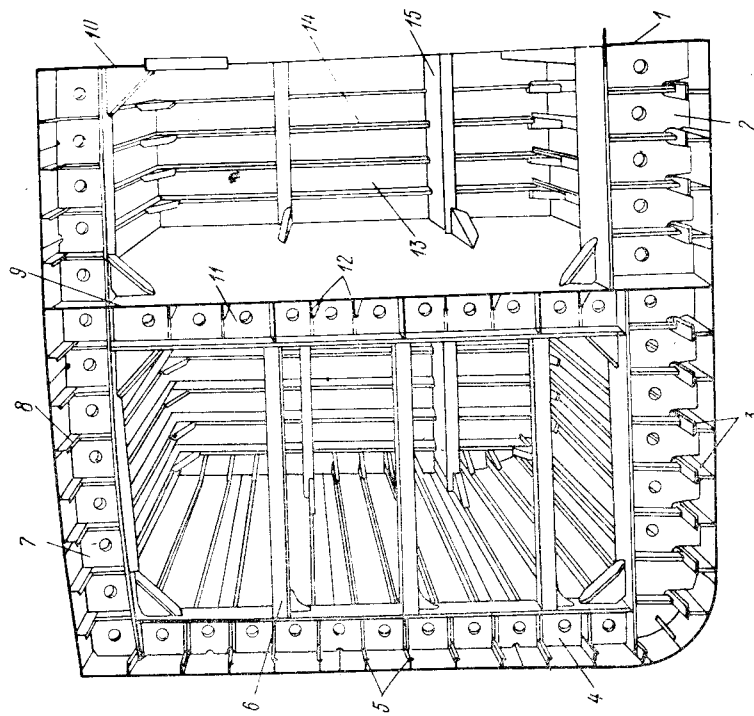


Рис. 3. Конструктивный мидель-шпангоут наливного судна.

1 — вертикальный килем; 2 — рамный флор; 3 — продольные ребра жесткости днища; 4 — рамный шпангоут; 5 — продольные ребра жесткости борта; 6 — рампорка; 7 — рамный бимс; 8 — продольные ребра жесткости верхней палубы; 9 — продольная переборка; 10 — карлингс (отбойный лист); 11 — рамная стойка; 12 — горизонтальные ребра; 13 — поперечная переборка; 14 — вертикальный килем; 15 — шельф.

переборки над вертикальным килем или днищевым стрингером, под которыми располагаются кильблоки при постановке судна в док, называются доковыми.

Конструкцию, образованную бортовыми переборками, палубой и поперечными переборками, находящимися выше верхней палубы, называют надстройкой. На судах надстройкой является также конструкция, боковые стороны которой образуются не бортовыми переборками, а продольными переборками, если эти переборки отстоят от бортов не более, чем на 0,04 ширины судна.

Конструкцию из продольных и поперечных переборок и горизонтальных переборок, расположенную выше верхней палубы и не входящую до бортов судна более чем на 0,04 ширины судна, называют рубкой. К рубкам относят расширительные шахты танкеров и капы — рубки небольшого размера, ограждающие вырез в открытой палубе для входа внутрь корпуса, надстройки.

Рубки могут иметь несколько ярусов. Вдоль линии бортов во многих случаях устанавливают фальшборт — конструкцию из листов с подкрепляющим набором для ограждения открытых частей палуб от действия волн и ветра.

На палубе грузовых и грузопассажирских судов расположено ограждение палубных вырезов — грузовых люков, предназначенных для производства погрузочно-разгрузочных работ через верхнюю палубу. Эти ограждения в виде листов, расположенных вертикально или наклонно с подкрепленным набором и окаймляющих люк над палубой по периметру, называются комингсами люка (продольными и поперечными). Комингсы грузовых люков предохраняют грузы, находящиеся в трюмах, от заливания водой при попадании ее на палубу. Кроме того, комингсы компенсируют ослабление палубы большими вырезами под грузовые люки. Верхние крошки комингсов приспособлены для закрытия люка. В районе расположения люков бимсы палубы проходят не по всей ширине судна, а от борта до карлингса или до выреза в палубе. Эти бимсы называются полубимсами.

Носовую и кормовую оконечности корпусов ограничивают соответственно форштевень и ахтерштевень, являющимися продолжением киля, которые надежно соединены с обшивкой правого и левого бортов, вертикальным килем, бортовыми стрингерами и палубами.

Рама и перекрытия корпуса. Набор состоит из прокатных или сварных составных балок, расположенных в разных направлениях, опирающихся на переборки, палубы, борта и днище. Набор корпуса образует раму и перекрытия.

Плоской рамой называют конструкцию, состоящую из балок набора, лежащих в одной плоскости и жестко связанных между собой в узлах. Благодаря наличию жестких узлов изгиб одной из балок оказывает влияние на изгиб всех остальных балок данной рамы. Рама, входящая в состав корпуса, разделяется по виду образующих их балок набора на прямолинейные, состоящие только из прямых (или близких к прямым) балок набора, и криволинейные, в составе которых часть балок набора имеет криволинейные очертания. Примером прямолинейной рамы может служить шпангоутная рама сухогрузного судна в районе мидель-шпангоута, состоящая из флора, прямых шпангоутов по бортам и бимсов по палубам. Балки набора шпангоутной рамы соединяют между собой с помощью сварки посредством книц (или бракет). К криволинейным рамам относят набор туннеля гребного вала, а также шпангоутные рамы в оконечностях.

Корпусным переборкам называют ограниченную жестким опорным контуром систему пересекающихся продольных и поперечных балок набора.

Опорный контур для данного перекрытия образуют другие перекрытия, расположенные, как правило, в перпендикулярных к данному перекрытию плоскостях. Опорный контур обычно имеет форму, близкую к прямоугольнику или трапеции (в оконечностях). Так, например, опорным контуром для нальбютого перекрытия судна, не имеющего продольных переборок, являются борта и поперечные переборки. При деформации данного перекрытия его опорный контур нагружается реактивными усилиями в плоскости своей наибольшей жесткости.

Судно имеет следующие корпусные перекрытия: днищевые, бортовые, палубные, поперечных и продольных переборок. Балки, идущие в одном направлении, служат для поддержания балок другого направления. Первые, более жесткие, называются *с р е ж е ст ы м и с в я з я м и*; их обычно *н а п р а в л е н и я*; число их относительно велико.

Судовые перекрытия должны быть спроектированы так, чтобы они могли воспринимать приходящуюся на них поперечную нагрузку (гидростатическое давление воды, вес сосредоточенных и распределенных грузов, ледовую нагрузку и т. п.) без остаточных деформаций. Палубные и днищевые перекрытия, кроме того, должны воспринимать сжимающие и растягивающие усилия в своей плоскости, возникающие при общем продольном изгибе на волнении.

Принято считать, что внешнюю нагрузку воспринимают непосредственно пластины обшивки или настила корпуса и передают ее на балки набора перекрытия. Эти балки передают нагрузку на опорный контур перекрытия.

В большинстве случаев жесткость балок главного направления значительно меньше жесткости дерекрестных связей. В этом случае балки главного направления рассматривают как лежащие на жестких опорах, каковыми для них являются более мощные перекрестные связи.

§ 2 Материал корпуса и способы соединения обшивки и набора

Материал корпуса. Одной из важнейших задач современного судостроения является снижение веса корпуса, так как он по существу является весом тары.

Уменьшение веса корпуса можно осуществить за счет применения новых материалов, рационализации и унификации корпусных конструкций, а также путем устранения избыточных запасов прочности. Более перспективным является применение новых материалов: алюминисво-магниеиых сплавов, пластмасс, а также низколегированных сталей, в частности сталей повышенной прочности по сравнению с малоуглеродистыми. В связи с ростом размеров судов и необходимостью обеспечения их высоких эксплуатационных качеств ши-

роко используются стали повышенной сопротивляемости. Применение низколегированных сталей повышенной сопротивляемости для корпусных конструкций и связанное с этим уменьшение веса корпуса позволяет увеличить грузоподъемность при заданном водоизмещении или уменьшить размеры судна при заданной грузоподъемности.

Однако применению сталей повышенной сопротивляемости для того или иного судна должна предшествовать тщательная технико-экономическая проработка. Имеется целый ряд факторов, учет которых заставляет ограничить применение сталей повышенной прочности для изготовления корпуса. Необходимо учитывать, что не все связи корпуса целесообразно выполнять из более прочного материала; это относится к связям, размеры которых устанавливаются из технологических соображений и из условия обеспечения необходимого запаса на износ и коррозию.

Применение сталей повышенной прочности для судов грузоподъемностью до 2000 т нерационально, так как не позволяет получить выигрыш в весе. Для этих судов размеры основных связей корпуса выбирают из технологических соображений, и уменьшение их нерационально. Наконец, нельзя не учитывать тот фактор, что стали повышенной прочности дороже, чем углеродистые, стоимость их обработки выше и их использование в судостроении для различных судов не всегда дает ожидаемый экономический эффект. Исследования показали, что с ростом размеров судов эффект от применения низколегированных сталей повышенной прочности увеличивается, причем наибольший эффект можно получить при постройке наиболее крупных судов. Это объясняется тем, что в качестве основного параметра, характеризующего влияние суммарного изгибающего момента на толщину связей, обеспечивающих общую продольную прочность (см. гл. IV), может быть принята длина судна.

В отечественном судокорпусостроении широко используются стали повышенной сопротивляемости. Основные связи корпуса большинства крупных судов последних лет постройки (как сухогрузных, так и наливных) выполнены из сталей повышенной сопротивляемости. В Правилах Регистра Союза ССР в формулах для определения прочных размеров связей корпуса учитывается предел текучести материала, т. е. назначение размеров отдельных связей производят непосредственно в зависимости от предела текучести стали.

В зависимости от длины судна L можно применять сталь с пределом текучести:

$\sigma_t, \text{ кгс/см}^2$	2400	3000	3500	4000
$L, \text{ м}$	<140	140—190	190—230	>230

Листовой материал, применяемый в судостроении. Наружная обшивка, настилы палуб и платформ, настил 2-го дна, обшивка переборок и стенок цистерн выполняются из листового материала различной толщины. Необходимо стремиться по возможности использовать листы максимальных размеров с целью уменьшения протяженности сварных швов. Это способствует уменьшению сварочных деформаций и сокращению общей трудоемкости постройки корпуса судна.

Разработан отраслевой сортament судостроительной стали, который учитывает особенности проектирования, постройки и ремонта судов, ГОСТ на листовую сталь, перспективы развития судостроительной и металлургической промышленности и опыт постройки судов. В приложении I, табл. 4 приведена выписка из нормалей, ограничивающей применение толстолистовой стали для судостроения.

Рекомендуемые сортаментом размеры и толщины листовых окантовочных конструкций и ремонта судов при минимальных отходах материала и при изготовлении корпуса как из углеродистой, так и из низколегированной стали.

Профили, применяемые в корпусостроении. Выбор вида профилей балок набора судового корпуса — сложная задача, решение которой зависит от многих факторов. При подборе профилей балок набора необходимо обеспечить:

- а) прочность и устойчивость профиля в целом и отдельных его элементов;
- б) минимальный вес;
- в) минимальные габариты балок;
- г) удобство установки, возможность простого и надежного соединения с прилегающими конструкциями и простоту замены при ремонте;
- д) минимальные толщины элементов балок при достаточных запасах на износ и коррозию;
- е) минимальную стоимость изготовления.

При подборе профилей устанавливают, какое условие для данного случая определяющее. Оно должно удовлетворяться в первую очередь, а остальные условия — по мере возможности. Для тех узлов судового корпуса, где определяющее условие — получение минимального веса, необходимо уменьшить относительную толщину стенок балок (отношение толщины стенки к высоте профиля) при сохранении необходимой прочности и жесткости.

По мере развития техники открываются все новые возможности для более рационального использования материала благодаря применению сварных составных профилей и материалов с более высокими механическими качествами. Выбор формы профильного проката достаточно ограничен и определяется той номенклатурой, которую в современных условиях может дать металлургическая промышленность. Имеется также возможность использовать для набора сварные составные профили.

Наиболее распространенные в корпусостроении следующие профили: несимметричный и симметричный полособульб и тавровые профили. До последнего времени широко применялся несимметричный полособульб (ГОСТ 5353—52), который обеспечивает удобство установки, технологичность и простоту замены при ремонте. Кроме того, профиль обладает большими запасами на износ и коррозию.

В настоящее время широко внедряется симметричный полособульб (ГОСТ 9235—59), имеющий большее число типоразмеров и обладающий большей прочностью, чем несимметричный. Его применение рационально при высоте профиля более 100 мм. (Теоретические

элементы несимметричного и симметричного полособульба приведены в приложении I, табл. 1 и 2.)

В сравнении с катаными профилями составные сварные профили имеют существенные преимущества, так как дают возможность выбора оптимальных соотношений их элементов, в частности снижения относительной толщины стенок профиля t/h , что в значительной степени определяет рациональность профилей. Это позволяет получить определенную экономию в весе конструкций. Выигрыш в весе при замене катаных полособульбовых профилей сварными тавровыми профилями для несимметричных полособульбов составляет 15—30%, а для симметричных — 10—25%. Это объясняется отношением меньшей толщины стенок сварных профилей по сравнению с катаными, у которых минимальные толщины лимитируются условиями их проката. При выборе элементов профиля из условий прочности учитывают запас на коррозию. В результате этого в местах с меньшей коррозией следует назначать толщины элементов профилей меньше, чем в районах с повышенной коррозией. Это можно без труда осуществить при использовании составных сварных профилей.

К недостаткам, присущим составным сварным профилям, следует отнести большую трудоемкость и стоимость их изготовления (резка полос, сварка, правка и т. п.); поэтому при выборе профилей для набора корпуса судна следует учитывать и это обстоятельство.

Исходя из экономической целесообразности использования вместо катаных профилей составных сварных, а также из необходимости использования при проектировании судов сварных балок большого размера, которые заменить катаными невозможно, была разработана отраслевая нормаль на тавры стальные, сварные для морских судов — ОН9—594—68 (приложение I, табл. 3).

Нормализованный сортament один и тот же для всех марок стали с пределом текучести до 6000 кгс/см^2 .

Более подробно вопрос о подборе профилей балок набора освещен в § 12.

Способы соединения обшивки и набора. Соединение элементов конструкций корпусов стальных судов (обшивки и набора) производят в основном с помощью сварки. Автоматическая и полуавтоматическая сварка увеличила производительность труда при выполнении сварочных работ. Ее внедрение позволило значительно сократить сроки постройки судов и улучшить качество сварных соединений.

Применение электросварки при изготовлении судовых конструкций обеспечивает следующие преимущества по сравнению с клепаными, литыми или коваными конструкциями.

1. Меньший вес сварных конструкций, достигаемый в результате более высокой прочности сварного шва;

отсутствие соединительных элементов благодаря применению стальных сварных конструкций;

замена тяжелых литых или кованых конструкций (обшивки и др.) более рациональными конструкциями, применение более рациональных технологических конструкций.

П. П. Григорьев

2. Повышение водо- и нефтепроницаемости.
3. Уменьшение трудоемкости и стоимости в результате упрощения технологии сборки и сварки и, следовательно, сокращения сроков постройки.

4. Снижение стоимости оборудования судостроительных предприятий (отпадает необходимость в большом количестве сверлильных, дыропробивных, кромкострогальных, фланжировочных, ласкострогальных станков и клепальных машин).

5. Повышение культуры производства.

Следует отметить, что цельносварное судостроение не исключает применения клепки при соединении некоторых корпусных конструкций. Так, с помощью клепки на многих судах осуществляют соединение палубного стрингера верхней палубы с шпрингстремом (барьерные швы, см. § 30), соединение рубок из алюминисво-магнелиевых сплавов со стальной палубой и др.

§ 3 Внешние нагрузки и работа корпусных конструкций

Прочностью судна называется способность его корпуса противостоять воздействию внешних сил, возникающих в условиях эксплуатации. При этом корпус должен сохранять целостность конструкции и водонепроницаемость наружной обшивки, палубы и переборок и не изменять своих геометрических форм.

Чтобы корпус не менял своих геометрических размеров от воздействия внешних сил, он должен обладать достаточной жесткостью. Водонепроницаемость обшивки обеспечивается надлежащей прочностью отдельных узлов соединения элементов набора.

Для оценки прочности корпуса необходимо знать действующие на судно внешние силы. Тогда с помощью расчетов можно определить напряжения в связях корпуса и сопоставить эти напряжения с теми напряжениями, которые для данного материала считаются опасными. Внешние силы, действующие на корпус судна в процессе его эксплуатации, весьма разнообразны. Корпус судна подвергается действию многочисленных нагрузок, величину которых часто не представляется возможным точно определить.

Рассмотрение внешних сил, действующих на корпус судна, начнем с положения судна на тихой воде. Судно, как любое другое твердое тело, плавающее на воде, находится под действием двух сил: сил веса корпуса и всех находящихся на нем грузов и сил давления воды на подводную поверхность корпуса.

Равнодействующая сил веса корпуса и находящихся на нем грузов приложена в центре тяжести судна и направлена вертикально вниз. Силы давления воды направлены нормально к подводной поверхности корпуса.

Вертикальные составляющие этого давления дают равнодействующую, приложенную в центре величины судна, направленную вертикально

кально вверх. Как известно, вертикальные составляющие давления воды называются силами поддержания.

По законам механики судно, как и любое плавающее тело, будет находиться в равновесии только тогда, когда равнодействующие сил веса и сил поддержания будут равны между собой и направлены по одной вертикали. Равенство этих равнодействующих и обуславливает плавание судна. Однако равенство равнодействующих сил веса и сил поддержания для всего судна в целом отнюдь не обеспечивает равенства этих сил на отдельных участках по длине судна. Известно, что силы веса по длине судна распределены крайне неравномерно, а на

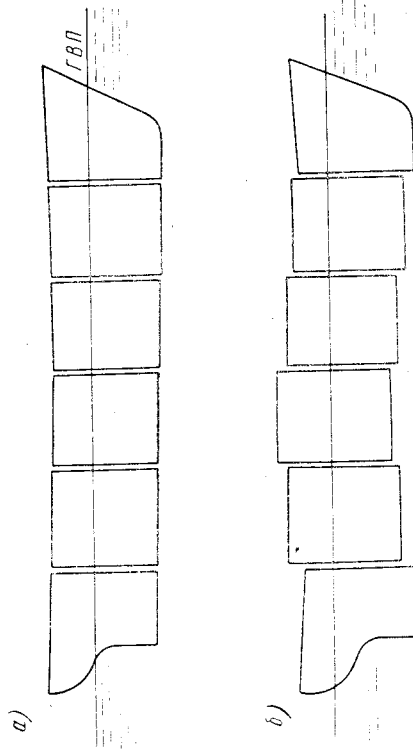


Рис. 4. Положение судна при равенстве равнодействующих сил веса и сил поддержания, действующих на каждый отсек (а); изгиб корпуса судна на тихой воде (б). ГВЛ — грузовая ватерлиния.

каждом из типов судов закон распределения этих сил по длине судна различен. Распределение сил поддержания по длине судна подчинено другому закону и зависит, как известно, от погруженных площадей шпангоутов.

Представим себе мысленно судно, разрезанное поперечными переборками на ряд отсеков, причем каждый отсек ограничен двумя водонепроницаемыми переборками. Если такое «разрезанное» судно погрузить в воду, то при равенстве равнодействующих сил веса и сил поддержания, действующих в отдельности на каждый отсек, составное судно будет плавать как целое судно, аналогично плавающему бревну (рис. 4, а).

Однако у реального судна нет равенства между силами веса и силами поддержания отдельных отсеков. Для одних отсеков будет иметь место избыток сил веса, а для других избыток сил поддержания; отсеки начнут перемещаться в вертикальном направлении; одни будут всплывать, а другие погружаться (рис. 4, б). Эти вертикальные перемещения отсеков происходили бы до тех пор, пока не сравнялись бы вес данного отсека и его водоизмещение. В реальном корпусе судна таких перемещений отсеков не произойдет, так как этому явля-

нию мешает целостность корпуса, его наружной обшивки, палуб, продольного набора. Эти внешние силы, возникающие вследствие неравномерного распределения сил веса и сил поддержания по длине судна, вызывают явление изгиба корпуса и, следовательно, обуславливают появление в нем внутренних сил, сопротивляющихся этому изгибу точно так же, как это имеет место в балке, подверженной изгибу внешними силами.

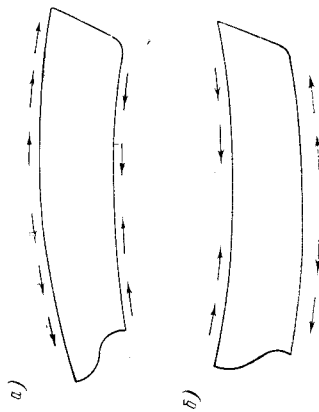


Рис. 5. Перегиб (а) и прогиб (б) корпуса судна.

продольного изгиба корпуса.

На тихой воде в зависимости от распределения весов по его длине корпус может испытывать либо прогиб, либо перегиб. Под прогибом корпуса понимается такая его деформация в ДП, при которой палуба оказывается сжатой, а днище растянутым; под перегибом — палуба оказывается растянутой, а днище — сжатым (рис. 5).

При плавании судна на волнении происходит перераспределение сил поддержания по его длине. Наиболее неблагоприятным для продольной прочности судна случаем является тот, когда ДП рас-

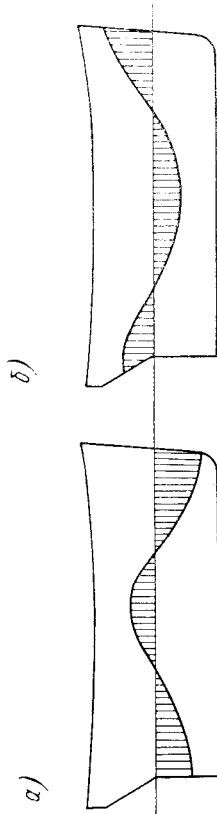


Рис. 6. Положение судна на вершине (а) и на подошве волны (б).

полагается нормально к образующей волны, ее длина близка к длине судна, а гребень или впадина волны совпадают с мидель-шпангоутом. При положении судна на вершине волны его средняя часть, имея избыток сил поддержания, всплывает, а оголившиеся оконечности погружаются в воду; при этом корпус получит наибольший перегиб. При положении судна на подошве волны происходит всплытие оконечности и погружение средней части; корпус получит наибольший прогиб (рис. 6).

Значения изгибающих моментов и перерезывающих сил, возникающие при положениях судна на вершине и подошве волны, яв-

ляются максимальными, и поэтому их принимают в качестве расчетных при проверке общей продольной прочности корпуса. Общий продольный изгиб воспринимают все непрерывные продольные связи (наружная обшивка, настилы палуб, продольный набор), идущие на большей части длины судна, причем опасным сечением корпуса является миделевое, в котором действует максимальный изгибающий момент. Поэтому, как правило, проверку общей продольной прочности корпуса производят по миделевому сечению.

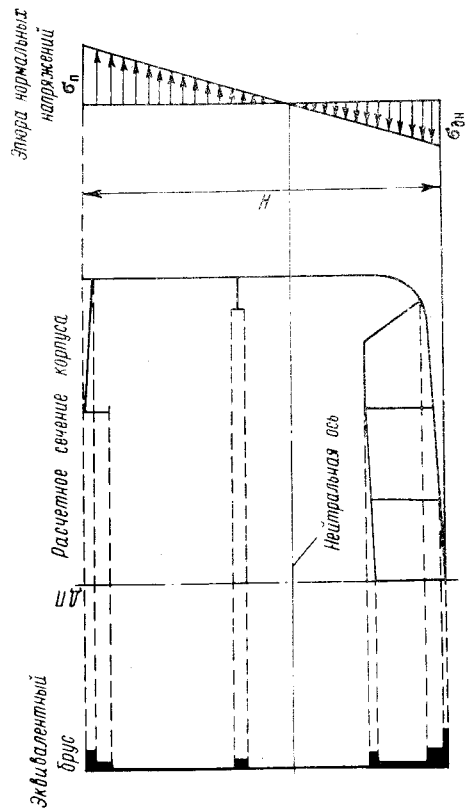


Рис. 7. Поперечное сечение корпуса и эквивалентный брус.

$\sigma_{п}, \sigma_{дн}$ — наибольшие нормальные напряжения в палубе и днище.

Рассматривая корпус судна в виде балки, ее сечение можно представить состоящим из стенки и поясков. Стенкой этой балки являются вертикальные борта и продольные переборки (на танкерах), а поясками — наружная обшивка днища, второе дно и палубы. В строительной механике принято эту условную балку именовать *эквивалентным брусом* (рис. 7). Зная изгибающий момент и перерезывающую силу, действующие в сечении балки, а для корпуса — в эквивалентном бруске, и применив теорию изгиба балок, можно определить нормальные напряжения в поясках балки, касательные — в ее стенке и сравнить их с допускаемыми. Такой упрощенной моделью широко пользуются при расчете общей продольной прочности корпуса.

Главной задачей строительной механики является обеспечение общей продольной прочности, так как ее нарушение приводит к разрушению корпуса; при этом судно может разломаться на отдельные части, т. е. перестает быть единым плавучим сооружением. Более подробно о вычислении внешних сил и действующих напряжений в связях эквивалентного бруса будет сказано в гл. IV.

Кроме рассмотренных сил, вызывающих общий продольный изгиб судна, на корпус в целом и отдельные его конструкции действуют

и другие нагрузки, например поперечные нагрузки от действия гидростатического давления воды, льда и грузов, расположенных в трюмах и на палубах, гидродинамические нагрузки, вызываемые волнообразованием при движении судна; периодические усилия, возникающие при работе неуравновешенных частей механизмов и гребных винтов, и др. Перечисленные нагрузки могут вызывать местные повреждения отдельных элементов корпуса, поэтому проверка местной прочности этих элементов является также одной из важнейших задач строительной механики.

Днищевые перекрытия испытывают гидростатическое давление заборной воды и противодавление находящегося на днище различных грузов. Известно, что днищевое перекрытие состоит из пластин наружной обшивки и двойного дна и пересекающихся поперечных и продольных балок набора (вертикальный киль, стрингеры, флоры). При продольной системе набора наружная обшивка и настил второго дна подкреплены продольными ребрами. Пластину днища оказываются нагруженными как усилиями от общего продольного изгиба, так и местными усилиями в виде давления воды на внешнюю поверхность пластины. Водонепроницаемость корпуса будет обеспечена только в том случае, если пластины корпуса не будут разрушаться при действии приложенных к ним общих и местных усилий.

Методика расчета пластин на изгиб подробно рассмотрена в гл. III. Давление воды передается пластинами днища на поперечные и продольные балки перекрытия, при этом те и другие балки прогибаются, поддерживая друг друга. Строительная механика корабля располагает различными методами расчета перекрестий как связанной системы балок главного направления и перекрестных связей, однако ограниченный объем учебника позволяет остановиться только на примере расчета перекрытия, состоящего из небольшого числа балок главного направления и перекрестных связей (§ 9). Поэтому в настоящем учебнике при проверке местной прочности днищевой обшивки, как и набора других перекрестий, будут рассмотрены изолированные однопролетные и многопролетные балки. Методика расчета таких балок подробно рассмотрена в гл. II.

Особенно важно определить местные напряжения в днищевых продольных связях (вертикальный киль, стрингеры, продольные ребра жесткости, наружная обшивка, настил второго дна), так как эти напряжения суммируются с напряжениями от общего продольного изгиба. Проверка местной прочности связей днища и суммирование напряжений более подробно изложены в гл. XI.

На бортовые перекрытия действуют поперечные нагрузки от гидростатического давления воды, распределенные по закону треугольника или трапеции, для судов ледового плавания и ледоколов — ледовые нагрузки в районе переменной ватерлинии.

Шпангоуты рассматриваются как однопролетные или многопролетные балки, для которых опорами служат днище, палубы и платформы. В некоторых случаях шпангоуты вместе с бимсами и флорами рассматриваются в составе шпангоутной рамы (§ 10), нагруженной как показано на рис. 8.

При расчете на ледовые нагрузки шпангоут рассматривают как многопролетную балку, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой определенной интенсивности на длине, равной основной толщине льда. Проверка местной прочности связей борта более подробно изложена в гл. XII.

Палубные перекрытия являются поясками эквивалентного бруса, поэтому в них возникают напряжения от общего продольного изгиба. Кроме того, палубы испытывают местные нагрузки от веса вкатывающейся воды (верхние открытые палубы), веса грузов, давления напора воды при аварии и т. д. Вместе с тем, палубы служат опорами для бортов и переборок.

В гл. XII рассмотрены примеры расчетов отдельных связей палуб (бимсов, карлингсов, комингсов, продольных ребер) на местную прочность.

Главные поперечные переборки, помимо основной задачи (обеспечение непотопляемости), выполняют и другую роль — служат жесткими диафрагмами, увеличивающими жесткость корпуса.

Поперечные переборки служат также для обеспечения поперечной прочности судна при качке и особенно при его постановке в док. Кроме того, переборки являются опорами для палуб и сосредоточенных грузов (мачты, палубные механизмы и т. п.). Продольные переборки, имеющие значительную длину (наливные и другие суда), участвуют в общем продольном изгибе корпуса; поэтому их вместе с бортами можно считать стенками эквивалентного бруса.

Обшивка как поперечных, так и продольных переборок рассчитывается на действие гидростатического давления воды, величина которого определяется специальными расчетами, а набор — как балки, нагруженные давлением воды по треугольнику или по трапеции.

Переборки цистерн рассчитывают на давление находящейся в цистерне воды или топлива, причем напор берется по уровень воздушных трубков, выходящих обычно на открытые палубы.

В главе XII рассмотрены примеры расчетов отдельных связей переборок на местную прочность.

При расчете как общей продольной прочности, так и местной прочности необходимо учитывать то обстоятельство, что корпус судна не должен быть слишком тяжелым, т. е. корпус должен обладать достаточной, но не излишней прочностью; это достигается выбором рациональных конструкций и правильным назначением допускаемых напряжений. Вопрос о классификации нагрузок и выборе допускаемых напряжений рассмотрен в гл. IV.

Одной из особенностей конструкций судового корпуса является наличие в нем большого числа балок и пластин, работающих в условиях сжатия. К таким связям следует отнести пластины наружной обшивки и настилов, а также продольные ребра жесткости. Эти связи работают на сжатие при общем продольном изгибе. Сжимающие нагрузки, действующие вдоль оси, воспринимают такие конструкции как пиллерсы и распорки (на танкерах). Известно, что при действии сжимающих усилий такие связи могут выпучиваться, т. е. терять устойчивость. Поэтому необходимо проверять расчетом устойчивость связей корпуса. Методика проверки устойчивости балок изложена в гл. II, а пластин — в гл. III.

Кроме необходимой прочности и устойчивости конструкции корпуса должны обладать также соответствующей жесткостью. Наприммер, совершенно недопустимо, чтобы палубные перекрытия, будучи достаточно прочными, под действием нагрузки имели большие стрелки прогиба, приводящие к повреждению изоляции и отделки внутренних помещений. Методика определения стрелок прогиба для балок изложена в гл. II, а для пластин — в гл. III.

Все предъявленные к корпусу судна требования могут быть выполнены, если в период его проектирования будут произведены расчеты прочности корпуса в целом и отдельных его элементов.

Заканчивая рассмотрение внешних сил, действующих на корпус, и работу корпусных конструкций, следует добавить, что изучением этих вопросов занимается наука, называемая *строительной механикой корабля*. Таким образом, строительная механика корабля решает три основные задачи:

1. Определение внешних сил, действующих на корпус в целом и на отдельные его элементы, — проблеме внешних сил.
2. Определение напряжений и деформаций, возникающих в связях (наборе и пластинах) корпуса судна при действии на него внешних сил — проблеме внутренних сил.
3. Определение допускаемых напряжений и деформаций — проблеме допускаемых напряжений.

Современные методы расчета конструкций корпуса являются сравнительно простыми и достаточно надежными; они позволяют создавать прочные, легкие и экономичные корпуса судов, что подтверждается практикой проектирования, постройки и эксплуатации судов в СССР и за рубежом.

§ 4 Системы набора перекрытий

Классификация систем набора. Различное сочетание поперечных и продольных балок набора перекрытий образуют ту или иную систему набора. Если усилия, действующие на перекрытие, передаются при помощи балок его набора, главным образом, на продольные связи (борта, днище, палубы, продольные переборки), обладающие большой жесткостью в своих плоскостях, то такую си-

стему набора называют *поперечной*; если усилия передаются на поперечные переборки, то такую систему набора называют *продольной*.

Этот принятый у нас в СССР принцип классификации систем набора, имеющий в основе распределение действующей на перекрытие нагрузки между продольными и поперечными связями, предложен И. Г. Бубновым.

В иностранной практике в основу классификации систем набора кладется обычно формальный признак, а именно, направление балок главного направления. При этом система набора считается поперечной, если балки главного направления расположены поперек судна, и продольной, если большинство балок набора расположены вдоль судна.

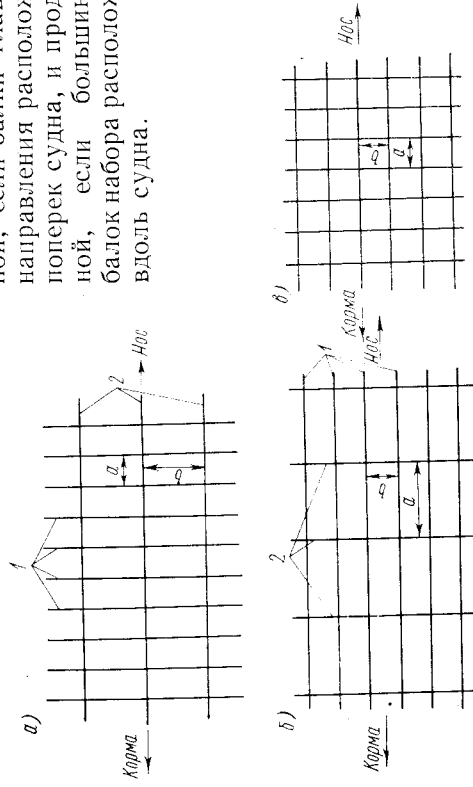


Рис. 9. Схемы поперечной (а), продольной (б) и смешанной (в) систем набора.

1 — балки главного направления; 2 — поперечные связи.

Кроме поперечной и продольной систем различают также смешанную систему набора. Если в системе набора имеются поперечные связи, обладающие жесткостью, достаточной для поддержания всех балок главного направления, не исключая балок, проходящих в середине перекрытия, то систему набора называют *смешанной*. В смешанной системе набора усилия, воспринимаемые перекрытием, передаются как на поперечные переборки, так и на продольные связи.

Под *комбинированной* системой набора понимают сочетание продольной и поперечной систем набора на одном судне или в пределах одного перекрытия.

Поперечная система. Эта система набора была принята на первых стальных судах по аналогии с набором деревянных судов, и до сих пор ее применяют на малых судах, а также на некоторых перекрытиях средних и крупных судов. Схема поперечной системы набора представлена на рис. 9, а. При этой системе пластины располагаются длинными кромками поперек судна.

Продольная прочность при этой системе набора обеспечивается листами наружной обшивки и настилов, а также мощными поперечными связями (вертикальным килем, стрингерами, карлингсами).

Для малых судов с небольшим отношением сторон опорного контура пластин a/b поперечная система является рациональной, так как продольные усилия, действующие на корпус, в этом случае невелики, и листы обшивки и настилов вполне обеспечивают общую продольную прочность корпуса. Напряжения от общего продольного изгиба на малых судах (буксиры, траулеры, китобойные суда и т. д.) получаются небольшими, так что принятые по Правилам Регистра Союза ССР минимальные толщины листов обшивки и настилов палуб, набранных по поперечной системе набора, обеспечивают их устойчивость.

Для бортовых перекрытий сухогрузных судов наиболее распространенной оказывается поперечная система набора. Это объясняется тем, что для борта на грузки, определяющими размеры прочных связей перекрытия, являются поперечные, т. е. гидростатическое давление воды и ледовые усилия. Необходимо подчеркнуть, что на сухогрузных судах расстояние между поперечными переборками гораздо больше расстояния между палубой и днищем (даже на больших однопалубных судах). Поэтому установка основного набора (шпангоутов) параллельно меньшей стороне опорного контура бортового перекрытия оказывается более рациональной. Поскольку в этом случае один размер перекрытия превосходит другой более чем в два раза, то оказывается целесообразным установить балки только одного направления, параллельно меньшей стороне опорного контура (шпангоуты). Иногда может потребоваться установка одной или нескольких поперечных связей небольшой жесткости с целью разнесения на несколько балок местных сосредоточенных нагрузок, которые могут иметь место при ходе во льдах или при швартовке. Установка балок одного направления применяется также на поперечных переборках сухогрузных судов.

С точки зрения технологии постройки судов следует отметить, что при поперечной системе набора требуется гибка большого количества шпангоутов в районе скулы, однако в этом случае облегчается стыкование секций и блоков, так как отсутствуют продольные ребра жесткости. Кроме того, без продольных ребер жесткости легче обеспечить водонепроницаемость поперечных переборок.

Продольная система. По мере роста размеров судов применение поперечной системы набора вызывает значительное увеличение веса корпуса за счет утолщения листов наружной обшивки и палубного настила. Это объясняется тем, что при малых толщинах листов палубного настила и наружной обшивки трудно обеспечить устойчивость этих листов от сжимающих усилий, действующих при общем продольном изгибе корпуса судна. Продольная система набора лучше обеспечивает устойчивость листов наружной обшивки и палубного настила и, кроме того, в этом случае продольные ребра жесткости участвуют в общем продольном изгибе, увеличивая момент сопротивления эквивалентного бруса.

Схема продольной системы набора представлена на рис. 9, б. Как видно из приведенной схемы, пластины располагаются длинными краями вдоль судна. Применение продольной системы набора перекрытий оказывается целесообразной на судах, обшивка и настил верхней палубы которых выполнены из стали повышенного сопротивления. Известно, что пластина, опертая на вытянутый прямоугольный контур, при сжатии вдоль длинных сторон теряет устойчивость при напряжениях, примерно в четыре раза больших, чем при сжатии вдоль коротких сторон (§ 15). Следовательно, только за счет ориентации пластин палубных и днищевых перекрытий длинными сторонами вдоль судна можно добиться того, что эти перекрытия будут выдерживать большие усилия.

Следовательно, основное преимущество продольной системы набора заключается в том, что можно добиться требуемой устойчивости пластин, наиболее удаленных от нейтральной оси поперечного сечения корпуса (верхняя палуба и днище), без увеличения их толщины и понизить экономно в весе корпуса.

Следует также остановиться на некоторых недостатках продольной системы набора:

— при продольной системе набора устанавливается высокий рамный набор, загромаздящий внутренние объемы. Поэтому ее применение оказывается целесообразным на судах, перевозящих жидкие и сыпучие грузы (наливные суда, суда для перевозки насыпных грузов);

— при продольной системе набора непрерывность продольных ребер жесткости у поперечных переборок нарушается (концентрация напряжений по концам ребер у поперечных переборок), так как пропускание ребер через вырезы в поперечных переборках вызывает значительные технологические затруднения;

— кроме того, с технологической точки зрения продольная система набора сложнее, чем поперечная из-за большого числа отверстий в поперечном наборе и мелких деталей крепления продольного набора к поперечному.

Смешанная система. Эта система набора применяется сравнительно редко, так как она наименее целесообразна как с точки зрения весовых показателей, так и в отношении обеспечения жесткости пластин. Из схем, представленной на рис. 9, в, следует, что пластины, ограниченные соседними поперечными и продольными балками, имеют форму, близкую к квадрату.

Имеют место случаи, когда применение смешанной системы набора решает задачу, поставленную конструктором при проектировании некоторых крупных судов. Например, при проектировании днищевых перекрытий крупных рудозов приходится решать одновременно две задачи. Во-первых, необходимо обеспечить общую продольную прочность судна, так как днищевое перекрытие испытывает наибольшие усилия при общем продольном изгибе. Во-вторых, на днищевое перекрытие и, в частности, на настил второго дна действуют большие местные нагрузки, возникающие в результате ударов при погрузочно-разгрузочных работах. Поэтому в данном случае следует

применять продольную систему набора с установкой силовых флюров на каждой шпации, т. е. смешанную систему.

Комбинированная система. Эта система набора получила широкое распространение в современном корпусостроении. Ее применение стало возможным благодаря широкому внедрению строительной механики при проектировании корпусных конструкций.

Рассмотрим несколько вариантов ее применения.

а) Днище и верхнюю палубу средней части судна набирают по продольной системе, а борта и нижние палубы — по поперечной системе. В этом случае считают, что корпус средней части судна в целом набран по комбинированной системе набора. Смысл применения такой комбинации различных систем набора заключается в том, что днище и верхняя палуба при общем продольном изгибе испытывают наибольшие растягивающие и сжимающие усилия на волне. Поэтому для увеличения момента сопротивления эквивалентного бруса, а также для обеспечения устойчивости пластин днища и верхней палубы при общем продольном изгибе для этих перекрытий целесообразно применить продольную систему набора.

Борта и нижние палубы расположены ближе к нейтральной оси, поэтому степень их участия в общем продольном изгибе меньше, чем верхней палубы и днища. В то же время борта и нижние палубы испытывают большие поперечные и местные нагрузки (гидростатическое давление воды, распределенные нагрузки от расположенных на палубах грузов), поэтому эти перекрытия целесообразнее набирать по поперечной системе набора.

б) Средняя часть судна набирается по продольной (или комбинированной системе), а оконечности — по поперечной. В этом случае считают, что корпус в целом набран по комбинированной системе набора. Такая комбинация систем набора — следствие того, что максимальный изгибающий момент расположен в районе мидель-шпангоута и сохраняет большие значения в средней части судна, а к оконечностям резко падает до нуля (см. эпюру изгибающих моментов рис. 49 и 50).

Вследствие этого оказывается рациональным всю среднюю часть судна, воспринимающую наибольший изгибающий момент, набирать по продольной (или комбинированной) системе набора.

Известно, что носовая оконечность судна подвержена значительным местным нагрузкам и требует повышенной прочности. Удары, воспринимаемые носовой частью днища, когда судно испытывает килевую качку при сильном волнении, создают большие динамические усилия. Большие динамические и вибрационные нагрузки передаются кормовой оконечности от работающих гребных винтов и рулей. Поэтому в оконечностях как с точки зрения обеспечения местной прочности, так и в технологическом отношении целесообразно применение поперечной системы набора.

в) При проектировании набора верхней палубы сухогрузных судов, имеющих большие вырезы в диаметральной плоскости под грузовые люки, участки палубы средней части судна от борта до линии больших вырезов набирают по продольной системе набора, а участки

палубы между вырезами люков, а также оконечности палубы набирают по поперечной системе. Таким образом, палуба в целом набирается по комбинированной системе набора (рис. 10). Применение такого сочетания различных систем набора оказывается рациональным по следующим соображениям.

Участки палубы от борта до линии больших вырезов — непрерывные продольные связи, воспринимающие усилия от общего продоль-

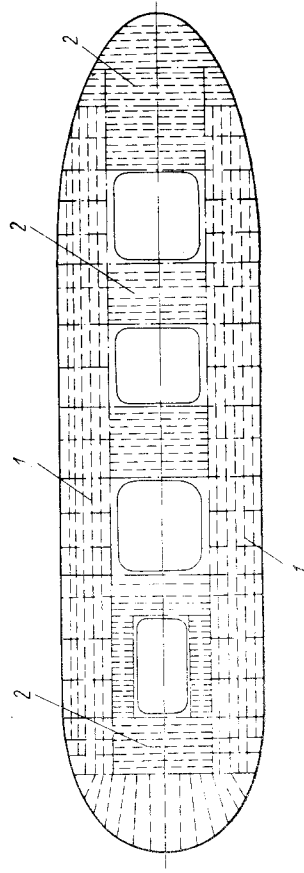


Рис. 10. Схема палубного перекрытия по комбинированной системе набора.
1 — продольная система набора; 2 — поперечная система набора.

ного изгиба (основные несущие пояса). Эти участки, естественно, набирают по продольной системе набора. Участки палубы между люками почти не воспринимают усилий от общего продольного изгиба, поэтому их часто набирают по поперечной системе набора.

Таким образом, комбинированную систему набора применяют как для судна в целом, так и в пределах одного перекрытия.

§ 5

Классификация судов по архитектурно-конструктивному признаку

Основными признаками деления транспортных судов на различные типы являются:

- а) род перевозимого груза;
- б) расположение машинного отделения по длине судна;
- в) внешние формы корпуса, число надстроек и рубок на верхней палубе.

Каждый из этих признаков влияет на общее устройство судна, на конструкцию корпуса в целом и его отдельных узлов.

Не останавливаясь на классификации судов по роду перевозимого груза и расположению машинного отделения по длине судна (эти вопросы освещены в курсе «Общее устройство судов»), перейдем к рассмотрению архитектурно-конструктивных типов судов.

Внешняя форма корпуса и число надстроек и рубок на верхней палубе в значительной степени меняются от рода перевозимого груза и расположения машинного отделения по длине. Комплексное влия-

Международная торговая система морских грузовоперевозок вначале складывалась из простых взаимоотношений грузоотправителя и судовладельца. Несовременность судов и недостаток опыта мореплавания влекли за собой материальные убытки в виде потери груза, а зачастую и человеческие жертвы.

Это послужило поводом для появления различных расширительных организаций, способствовавших развитию и безопасности морских перевозок.

Для возмещения убытков, причиняемых авариями судов, порчей или гибелью груза и судна, издавна практикуется страхование судов и грузов. Страховые компании в целях сокращения выплат за потери груза и гибель судов стали требовать от судовладельцев надежных гарантий: доброкачественного материала, применяемого для постройки судна, надлежащего качества постройки, надежности конструкции и хороших мореходных качеств. В результате таких естественных требований страховщиков возникли особые общества, призывавшие на себя функции регистрации и освидетельствования всех судов, а также выдачу документов-сертификатов, удостоверяющих качество постройки и надежность эксплуатации осмотренных ими грузовых судов.

С техническим прогрессом в области судостроения эти общества совершенствовались и, в конечном итоге, выработали ряд требований к морским транспортным судам, имевшим целью повысить надежность судов и безопасность плавания. Такие организации (которые сначала были частными предприятиями) получили наименование классификационных обществ.

В настоящее время в мире имеется несколько классификационных обществ. Некоторые из них и по сей день являются частными акционерными обществами, но все они действуют от имени государств, и обязательность соблюдения судовладельцами Правил классификационных обществ находится под охраной правительства.

Одним из старейших классификационных обществ является Английский Регистр Ллойд, организованный в 1760 г. Позднее и в других государствах стали возникать подобные общества. Французское классификационное общество — Бюро Веритас было организовано в 1828 г., Итальянский Морской Регистр — в 1861 г.; Американское Бюро Судостроения — в 1862 г.; Норвежское Бюро Веритас — в 1864 г.; Германский Ллойд — в 1867 г.; Японское классификационное общество — в 1899 г. Наряду с акционерными классификационными обществами, в ряде государств существуют и правительственные органы, осуществляющие надзор за судами и главным образом за безопасностью плавания. В США этим ведает Береговая охрана, в Англии — Министерство транспорта. Эти органы также издают Правила, касающиеся судоходства, эксплуатации и безопасности плавания.

В России в 1913 г. было основано общество для классификации морских, озерных и речных судов под названием «Русский Регистр». В годы первой мировой войны оно прекратило свою деятельность. После окончания гражданской войны Советским правительством был создан Российский Регистр, который в 1924 г. был реорганизован в Регистр Союза ССР.

Классификационные общества, в том числе Регистр Союза ССР, строят свою деятельность так, чтобы издаваемые ими Правила постройки и система надзора за техническим состоянием плавающих судов были бы близки по своим техническим требованиям.

Основой деятельности обществ является совершенствование старых, разработка, издание и ввод в действие новых Правил классификации и постройки судов.

За последние десятилетия на базе научных разработок и проведенных натурных опытов по измерению действующих в корпусе напряжений полностью переработаны Правила проектирования корпуса. Правила разработаны на базе основных положений строительной механики корабля.

На протяжении многих лет Правила Регистра для проектирования корпусов сухогрузных судов требовали обеспечения минимального момента сопротивления миделевого сечения корпуса. Критерий достаточной общей прочности корпуса, базирующийся на минимальном моменте сопротивления миделевого сечения, удовлетворял безопасности плавания судов, длина которых не превосходила 100 м. Это послужило основанием в 1930 г. в Правилах о грузовой марке принять критерий минимального момента сопротивления как базу для назначения высоты надводного борта.

Соотношения главных размеров морских судов должны были находиться в определенных диапазонах. Размеры элементов корпуса в Правилах приводились в табличной форме в функции от линейных размеров судна, их соотношений и пролетов связей.

Правила Регистра Союза ССР 1956 г. регламентировали размеры конструкций для судов длиной до 180 м. Соотношения главных размеров должны были находиться в пределах $L/H = 9 \div 14$; $T/H = 0,60 \div 0,85$ и $B/H = 2,5$.

В настоящее время главные размеры транспортных судов значительно увеличались. Длина супертанкеров превышает 300 м, ширина — 50 м, высота борта доходит до 20—24 м. Соотношения главных размеров не укладываются в регистровские пределы.

Действовавшие до настоящего времени Правила классификации и постройки стальных морских судов Регистра Союза ССР переработаны и в 1971 г. изданы новые Правила. В новых Правилах размеры основных связей корпуса (толщина палуб, наружной обшивки днища и бортов) определяются в зависимости от действующих внешних нагрузок (учитывается изгибающий момент на тихой воде) и от предела текучести материала корпуса.

Учет достижений строительной механики при разработке новых Правил позволил разработать также формулы для определения

прочных размеров связей корпуса, которые можно применить как для поперечной, так и продольной системы набора корпуса.

Новые Правила дают возможность использовать стали повышенной прочности вместо углеродистых сталей с пределом текучести 2400 кгс/см².

Однако новые Правила также не охватывают весь диапазон главных размеров судов.

Длина судна, корпус которого можно спроектировать по новым Правилам, ограничивается для наливных судов 280 м и для сухогрузных — 240 м. Соотношения главных размеров должны находиться в пределах, указанных выше. Выполнение этих условий гарантирует равнопрочность разных судов при различных главных размерах.

Проектирование корпусов судов, главные размеры которых превышают указанные пределы, производится путем определения внешних нагрузок, расчетов конструкций на эти нагрузки и определения запасов прочности. Запасы прочности согласованы с Регистром Союза ССР и действуют в виде Норм прочности.

Таким образом, существует два метода проектирования корпусов морских транспортных судов: метод, основанный на использовании разработанных Правил, и метод расчетный. В обоих случаях корпус судна должен обладать достаточной прочностью и оптимальными весовыми характеристиками.

•••

ИЗГИБ И УСТОЙЧИВОСТЬ СТЕРЖНЕЙ И СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ

§ 7 Изгиб статически определимых балок

Основные понятия и определения. Корпус судна состоит из тонкой оболочки (пластины днища, бортов, палуб и т. п.) и набора, состоящего из стержней, которые взаимно пересекаются, в основном под прямыми углами и расположены, следовательно, параллельно и перпендикулярно диаметральной плоскости.

Теория изгиба балок основана на гипотезе плоских сечений, согласно которой поперечные сечения балки, нормальные к ее нейтральной оси до деформации, остаются плоскими и нормальными к изогнутой оси балки в деформированном состоянии. Эта гипотеза дает возможность упростить решение вопросов определения напряжений и деформаций в балке при ее изгибе поперечными силами.

Введем следующие определения:

под балкой будем понимать стержень, изгибаемый поперечной нагрузкой;

осью балки будем считать линию, являющуюся геометрическим местом центров тяжести поперечных сечений балки в ее недеформированном состоянии;

балку будем считать прямой, если ее ось прямолинейна; геометрические места центров тяжести поперечных сечений балки в ее деформированном состоянии будем называть упругой линией балки;

будем считать, что между напряжениями и деформациями существует линейная зависимость согласно закону Гука, т. е.

$$\sigma = E\varepsilon, \quad (11.1)$$

где σ — нормальное напряжение в поперечном сечении балки;

ε — линейная деформация (относительное удлинение);

E — модуль нормальной упругости.

Изгиб, при котором упругая линия балки после деформации остается в плоскости действия внешних сил, называется **плоским изгибом**.

Правила знаков и обозначения.

1. Примем следующее расположение координатных осей (рис. 14): oz проведем через центры тяжести конечных поперечных сечений балки; oy направим вертикально вниз;

ox направим перпендикулярно oyz , являющейся плоскостью действия поперечных нагрузок.

2. Введем следующие обозначения:

l — пролет балки;

z — координата какого-либо поперечного сечения балки;

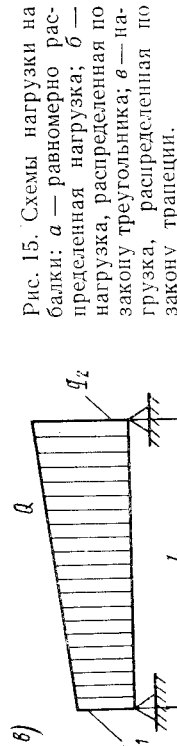
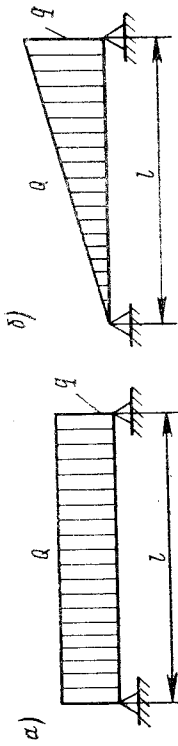
P — сосредоточенная сила;

M^* — момент, действующий в плоскости $yo z$ и приложенный на любом расстоянии от начала координат;

q — интенсивность распределенной нагрузки (на единицу длины);

Q — полная величина распределенной нагрузки, действующей на балку; наиболее распространенные случаи распределенной нагрузки, действующей на балку, рассматриваемые в строительной механике (рис. 15):

а) равномерно распределенная нагрузка $Q = ql$;



б) нагрузка, распределенная по закону треугольника, $Q = ql/2$;

в) нагрузка, распределенная по закону трапеции,

$$Q = \frac{q_1 + q_2}{2} l;$$

I — момент инерции поперечного сечения балки, подверженной изгибу в плоскости $yo z$;

M — изгибающий момент в любом сечении балки;

N — перерезывающая сила в любом сечении балки;

$R_1, R_2, \dots, R_i$ — реакции соответствующих опор;
 $M_1, M_2, \dots, M_i$ — опорные моменты соответствующих опор;
 v — стрелка прогиба оси балки в любом поперечном сечении;

v' — угол поворота поперечного сечения балки.

3. Примем следующее правило знаков (рис. 16).

Положительным прогибом будем считать прогиб, совпадающий с положительным направлением оси oy , т. е. — вниз.

Положительным углом поворота поперечного сечения балки будем считать его поворот по часовой стрелке.

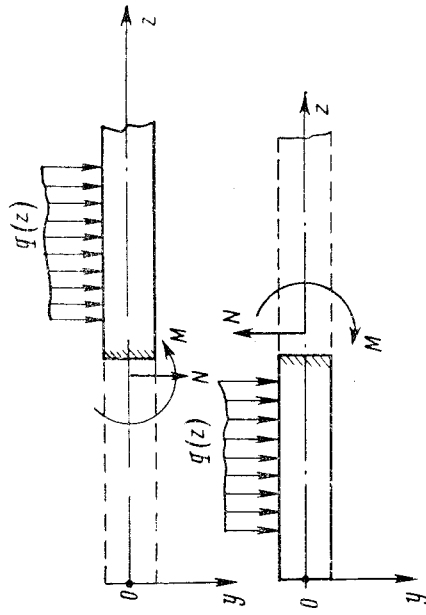


Рис. 16. Положительные направления поперечной нагрузки, изгибающего момента и перерезывающей силы.

Положительной перерезывающей силой принято считать такую, которая сдвигает левую часть балки относительно рассматриваемого сечения вниз, а правую — вверх.

Положительным изгибающим моментом считаем такой, который изгибает балку выпуклостью вверх.

Если сосредоточенные силы (включая реакции опор) и распределенные нагрузки совпадают с положительным направлением оси oy , то эти силы считают положительными.

Нормальные напряжения при чистом изгибе. Если балка изгибается двумя равными и противоположно направленными моментами, то такой изгиб называется **чистым**. При чистом изгибе перерезывающая сила в любом сечении балки равна нулю.

Рассмотрим чистый плоский изгиб стержня, имеющего продольную плоскость симметрии, (внешние силы действуют только в этой плоскости). Нормальные напряжения в поперечном сечении в этом случае выражаются следующей формулой:

$$\sigma_z = E y / \rho, \quad (11.2)$$

где y — расстояние от нейтральной оси до рассматриваемого слоя поперечного сечения балки;

ρ — радиус кривизны изогнутой оси балки.

Нормальные напряжения в любом волокне поперечного сечения стержня пропорциональны его расстоянию от нейтральной оси. Наибольшей абсолютной величины нормальные напряжения достигают в волокнах, наиболее удаленных от нейтральной оси сечения; равны на нейтральной оси, где $y = 0$, нормальные напряжения равны нулю. Распределение этих напряжений по высоте сечения показано на рис. 17.

В случае несимметричного профиля закон распределения нормальных напряжений по высоте сечения остается таким же, как показано на рис. 17. При этом нейтральная ось сместится от середины высоты сечения.

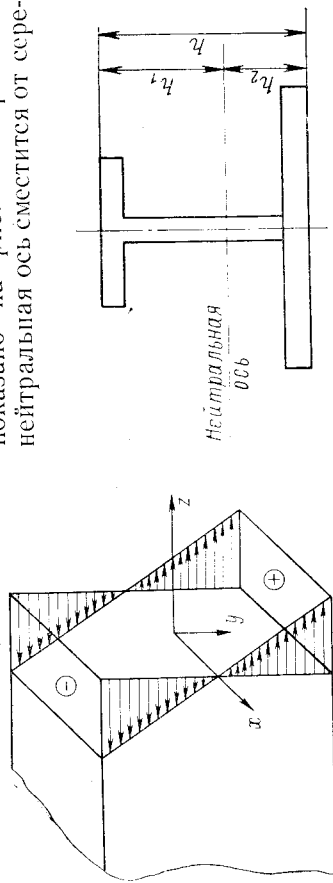


Рис. 17. Эпюра распределения нормальных напряжений по высоте сечения.

дны высоты сечения, так как она всегда проходит через его центр тяжести.

Величина нормальных напряжений в любом поперечном сечении может быть вычислена по формуле, известной из курса технической механики

$$\sigma_z = \frac{My}{I}, \quad (11.3)$$

где M — изгибающий момент в данном сечении;
 I — момент инерции площади поперечного сечения стержня относительно нейтральной оси.

Введем обозначения:

$$W_{\text{в.в}} = I/h_1 \text{ и } W_{\text{н.в}} = I/h_2,$$

где $W_{\text{в.в}}$, $W_{\text{н.в}}$ — моменты сопротивления сечения для верхнего и нижнего волокна соответственно;
 h_1 и h_2 — расстояния от нейтральной оси до наиболее удаленных слоев сечения (рис. 18).

Тогда формулу (11.3) для максимальных напряжений при изгибе можно представить в следующем виде:

$$\sigma_1 = \frac{M}{W_{\text{в.в}}}, \quad \sigma_2 = -\frac{M}{W_{\text{н.в}}}. \quad (11.4)$$

Отрицательный знак во втором случае показывает, что нижние волокна подвержены сжатию.

Общий случай плоского изгиба балок поперечной нагрузкой.
В технической механике были получены следующие зависимости между интенсивностью распределенной нагрузки, перерезывающей силой и изгибающим моментом:

$$\frac{dN}{dz} = q; \quad \frac{dM}{dz} = N, \quad (11.5)$$

т. е. первая производная от перерезывающей силы по z равна интенсивности распределенной нагрузки, действующей на балку, а первая производная от изгибающего момента по той же независимой переменной равна перерезывающей силе (теорема Журавского).

В случае изгиба балки поперечными нагрузками в каждом поперечном сечении возникают перерезывающая сила N и изгибающий момент M .

Известно, что сумма моментов внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения, уравновешивается алгебраической суммой моментов внутренних нормальных сил относительно нейтральной оси сечения. При расчете балок на изгиб считают, что определение нормальных напряжений можно проводить по формулам, введенным для случая чистого изгиба.

Перерезывающая сила N уравновешивается касательными внутренними усилиями, действующими в поперечном сечении изгибаемой балки.

Формулу Журавского для определения касательных напряжений, действующих в горизонтальных слоях балки на некотором расстоянии y от нейтральной оси, приведем в окончательном виде

$$\tau_{yz} = \frac{NS}{I\eta}, \quad (11.6)$$

где S — статический момент площади сечения, расположенной выше (или ниже) слоя, для которого определяются касательные напряжения, относительно нейтральной оси;

I — толщина стенки балки.

Касательные напряжения достигают наибольшего значения при $y = 0$, т. е. для точек, лежащих на нейтральной оси. Для прямоугольного сечения $I = \frac{bh^3}{12}$, поэтому $\tau_{\text{max}} = \frac{Nbh^2}{2I} = \frac{3N}{2h}$, т. е.

наибольшие касательные напряжения в прямоугольном сечении в 1,5 раза больше среднего значения τ , полученного делением перерезывающей силы на площадь поперечного сечения. Распределение касательных напряжений по высоте балки следует параболическому закону (рис. 19).

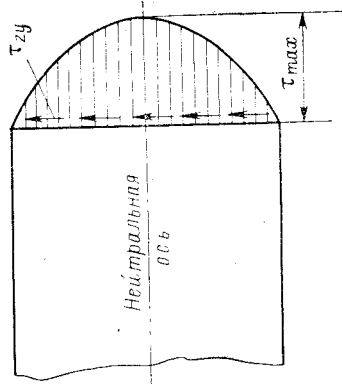


Рис. 19. Эпюра распределения касательных напряжений по высоте прямоугольного сечения.

Установлено, что наибольшее касательное напряжение на нейтральной оси примерно на 10—20% больше среднего, получаемого делением перерезывающей силы на площадь поперечного сечения одной стенки (для тавровых профилей). В практических расчетах вместо формулы Журавского можно пользоваться приближенной формулой для вычисления максимальных касательных напряжений при изгибе

$$\tau_{\max} = 1,15 \frac{N}{F_{\text{ст}}}, \quad (11.7)$$

где $F_{\text{ст}}$ — площадь поперечного сечения стенки балки.

Дифференциальное уравнение изгиба балок и его интегрирование.

Основное дифференциальное уравнение изгиба балки постоянного поперечного сечения имеет вид

$$EI \frac{d^2 v}{dz^2} = \pm M \text{ или } EI v'' = \pm M. \quad (11.8)$$

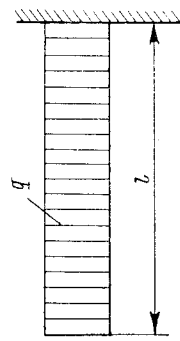


Рис. 20. Расчетная схема балки (к примеру расчета).

Уравнение (11.8) служит для отыскания перемещений точек, лежащих на оси балки при изгибе. Двукратное интегрирование обеих частей этого уравнения даст значения прогибов v балки в зависимости от координаты z . При первом интегрировании уравнения (11.8) получим значения v' в зависимости от z , т. е. углы поворота данного поперечного сечения балки. Иначе

$$EI v' = \int M dz \text{ и } EI v = \int \int M dz dz.$$

Покажем на примерах, как определяют ординаты изогнутой оси балки (прогибы) и углы поворота поперечных сечений.

Пример 1. Определить прогиб и угол поворота поперечного сечения балки на конце консоли, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой (рис. 20) $q = 3 \text{ тс/м}$; $l = 6 \text{ м}$; $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$; $I = 200 \text{ 000 см}^4$;

Составим выражение для изгибающего момента в произвольном сечении балки с координатой z

$$M = -\frac{qz^2}{2}.$$

Подставим выражение M в уравнение (11.8)

$$EI v'' = -\frac{qz^2}{2}.$$

Интегрируя обе части дифференциального уравнения последовательно два раза, получим

$$EI v' = -\frac{qz^3}{6} + C; \quad EI v = -\frac{qz^4}{24} + Cz + D,$$

где C и D — постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий, т. е. из условий закрепления опорных сечений балки.

В данном случае, когда балка жестко закреплена на правом конце, граничные условия имеют вид:

$$\begin{aligned} \text{при } z = l \quad v' &= 0; \\ \text{при } z = l \quad v &= 0, \end{aligned}$$

т. е. на правом конце балки стрелка прогиба и угол поворота равны нулю.

$$EI \cdot 0 = -\frac{ql^3}{6} + C; \quad C = -\frac{ql^3}{6} \text{ и}$$

$$EI \cdot 0 = -\frac{ql^4}{24} - \frac{ql^4}{6} + D; \quad D = -\frac{ql^4}{6} - \frac{ql^4}{24} = -\frac{5ql^4}{8}.$$

Подставим значения C и D в выражения для прогибов и углов поворота:

$$EI v' = -\frac{qz^3}{6} + \frac{ql^3}{6};$$

$$EI v = -\frac{qz^4}{24} + \frac{ql^3 z}{6} - \frac{ql^4}{8}.$$

Выражения для углов поворота и прогибов примут окончательно следующий вид:

$$v' = -\frac{qz^3}{6EI} + \frac{ql^3}{6EI} \left(1 - \frac{z^3}{l^3}\right); \quad \text{Рис. 21. Расчетная схема балки (к примеру расчета).}$$

$$v = -\frac{qz^4}{6EI} + \frac{ql^3 z}{24EI} - \frac{ql^4}{8EI} \left(\frac{z}{l} - \frac{1}{4} - \frac{z^4}{l^4} + \frac{3}{4}\right).$$

Определим стрелку прогиба и угол поворота поперечного сечения балки на конце консоли, для чего в выражения для углов поворота и прогибов подставим $z = 0$ и численные значения q , l , E , I

$$v'_{z=0} = -\frac{qz^3}{6EI} = -\frac{3 \cdot 6^3 \cdot 10^7}{6 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 10^5} = -27 \cdot 10^{-4} \text{ рад};$$

$$v_{z=0} = -\frac{ql^4}{8EI} = -\frac{3 \cdot 6^4 \cdot 10^7}{8 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 10^5} = -1,215 \text{ см}.$$

Для определения прогибов и углов поворота простейших статически определенных балок рекомендуется использовать готовые решения, приведенные в приложении II, табл. 1.

Если на балку одновременно действуют две и более нагрузок, то элементы ее изгиба получают суммированием элементов изгиба от действия каждой нагрузки в отдельности. Это является примером частного случая применения принципа наложения.

Пример 2. Определить стрелку прогиба балки в середине пролета с помощью таблиц (рис. 21).

Стрелка прогиба в середине пролета от действия распределенной нагрузки (см. приложение II, табл. I) будет равна

$$v_{z=l/2} = \frac{5}{384} \frac{ql^4}{EI}.$$

Стрелка прогиба в середине пролета от действия сосредоточенного момента

$$v_{z=l/2} = -\frac{Ml^2}{16EI}.$$

Суммарная стрелка прогиба в середине пролета от действия приложенной нагрузки выразится алгебраической суммой найденных значений стрелок прогиба для каждой нагрузки в отдельности.

$$v_{\text{сум}} = \frac{5}{384} \frac{ql^4}{EI} - \frac{Ml^2}{16EI} = \frac{l^2}{16EI} \left(\frac{5}{24} ql^2 - M \right).$$

Рассмотренный метод интегрирования дифференциального уравнения упругой линии балки используют для определения прогибов и углов поворота балок, имеющих один участок, т. е. у которых изгибающий момент представляет собой непрерывную функцию координаты z на протяжении всего пролета балки. В этом случае выражение для изгибающего момента одинаково для любого сечения балки, и число произвольных постоянных интегрирования не превышает двух.

В том случае, когда на разных участках по длине балки изгибающий момент имеет различные аналитические выражения, число постоянных интегрирования значительно возрастает, и для их опре-

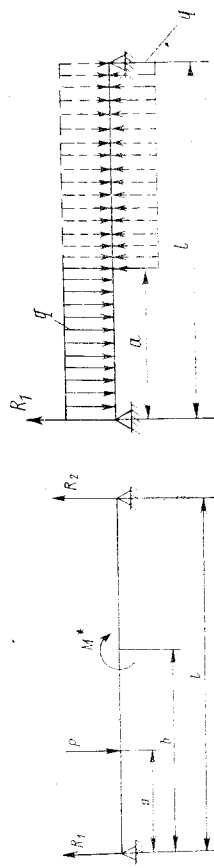


Рис. 22. К применению метода Клебша.

деления пришлось бы использовать не только граничные условия, но и условия сопряжения на стыке участков. Такой путь решения задачи привел бы к решению громоздкой системы линейных уравнений с большим количеством неизвестных, поэтому его в данном случае рекомендовать нельзя.

Для написания уравнения упругой линии балки, имеющей несколько участков по длине, воспользуемся методом Клебша (рис. 22), сущность которого сводится к следующему:

— выражение для изгибающего момента по длине балки составим только через левые (или только правые) силы;

— воспользуемся сокращенными выражениями для изгибающего момента, например:

$$M = -R_1 z + \int_a^z P(z-a) + \int_b^z M^*,$$

где $\int_a$ и $\int_b$ означают, что выражения, стоящие за этими обозначениями, справедливы только для сечений соответственно $z \geq a$ и $z \geq b$; — если балка имеет распределенную нагрузку, то продолжим ее до правой опоры и приложим на этом участке распределенную нагрузку противоположного знака (рис. 23). Например,

$$M = -R_1 z + \frac{qz^2}{2} - \int_a^z \frac{q(z-a)^2}{2},$$

— при интегрировании дифференциального уравнения упругой линии в выражениях типа $(z-a)^n$ не будем раскрывать скобки:

$$\int (z-a) dz = \int (z-a) d(z-a) = \frac{(z-a)^2}{2} + C,$$

$$\int (z-a)^2 dz = \int (z-a)^2 d(z-a) = \frac{(z-a)^3}{3} + C \text{ и т. д.};$$

— произвольные постоянные интегрирования напишем вначале, так как они относятся ко всему выражению, вне зависимости от рассматриваемого сечения.

В настоящей книге нет необходимости подробно останавливаться на применении метода Клебша, так как он требует громоздких вычислений и в практических расчетах применяется редко.

Обычно для определения прогибов и углов поворота однопролетных балок используют таблицы элементов изгиба балок, загруженные наиболее часто встречающимися случаями нагрузок (приложение II, табл. I).

§ 8 Изгиб статически неопределимых балок

Основные положения. Из механики известно, что уравнений статики достаточно для определения неизвестных реакций опор и моментов заделок лишь в том случае, если их число не превышает двух (в случае, когда на балку действуют только поперечные нагрузки). В противном случае для их определения необходимо составить добавочные уравнения. Такие балки получили название *статически неопределимых*.

В строительной механике корабля рассматриваются два основных типа статически неопределимых балок: однопролетные и многопролетные.

Для однопролетной балки возможны следующие случаи закрепления ее концов: оба конца балки заделаны и, следовательно, не могут поворачиваться при ее изгибе; один конец заделан, а второй — свободно оперт (в обоих случаях горизонтальными реакциями пренебрегают).

При заделке обоих концов балки возникают четыре реактивных элемента: два опорных момента и две вертикальные реакции, т. е. задача дважды статически неопределимая (число неизвестных — 4, а число уравнений статики — 2). При заделанном одном конце балки и свободно оперт в другом имеем три реактивных элемента: один опорный момент и две вертикальные реакции, т. е. задача одинажды статически неопределимая (число неизвестных — 3, а число уравнений статики — 2).

Многопролетные статически неопределимые балки — наиболее распространенные при решении конкретных задач строительной механики корабля. При этом число пролетов может быть большим. Примерами многопролетных балок в судовых корпусных конструкциях служат шпангоуты, опертые на бортовые стрингеры и палубы; карлингсы, опертые на пиллерсы и поперечные переборки; бимсы, опертые на борта и карлингсы, и др.

При написании уравнений статики для статически неопределимых балок появляются так называемые лишние неизвестные, вследствие того, что они не являются необходимыми для сохранения

равновесия балки. При удалении соответствующих закреплений балка остается в равновесии, но становится статически определимой. Для отыскания лишних неизвестных всегда можно составить столько дополнительных уравнений, сколько лишних неизвестных. Задача будет сведена к решению системы n линейных уравнений с n неизвестными.

Для раскрытия статической неопределимости как однопролетных, так и многопролетных балок используют метод наложения.

Применение метода наложения для раскрытия статической неопределимости однопролетных балок сводится к следующему:

- составляем два уравнения статики;
- из общего числа неизвестных реактивных элементов оставляем только два таких, при которых балка становится статически определимой, т. е. балка свободно опертая по концам или заделанная одним концом (консоль);
- для получившейся таким образом статически определимой балки с помощью табл. 1 приложения II определяем прогибы или углы поворота балки в тех местах закреплений, которые были изменены согласно пункту «б», считая балку подверженной только действию внешней нагрузки;
- для той же статически определимой балки находим прогибы или углы поворота тех же опорных сечений, но балка подвержена в этом случае действию только лишь отброшенных лишних неизвестных;
- учитывая, что угол поворота поперечного сечения балки в заделке равен нулю и стрелка прогиба на жесткой опоре также равна нулю, составляем уравнения:

$$v'_M + v'_Q = 0 \text{ или } v_R + v_Q = 0,$$

где v'_Q и v_Q — угол поворота и прогиб от действия внешней нагрузки; v'_M и v_R — угол поворота и прогиб от действия отброшенных лишних неизвестных.

Таким образом, вместе с двумя уравнениями статики получим n уравнений с n неизвестными. Решив эту систему уравнений, определим все реактивные элементы балки.

Затем строим эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил, при этом принимаем следующее правило знаков:

изгибающий момент от действия опорных моментов откладывают вверх по оси балки, если он положительный и вниз — если он отрицательный;

изгибающий момент от действия пролетной нагрузки откладывают вверх от оси балки, если он отрицательный и вниз — если он положительный;

перерезывающую силу на левой опоре откладывают вверх от оси балки, если она отрицательна, и вниз — если она положительна.

В строительной механике получил распространение способ построения эпюр изгибающих моментов, основанный на применении таблиц изгиба статически определимых балок. Изгибающий момент

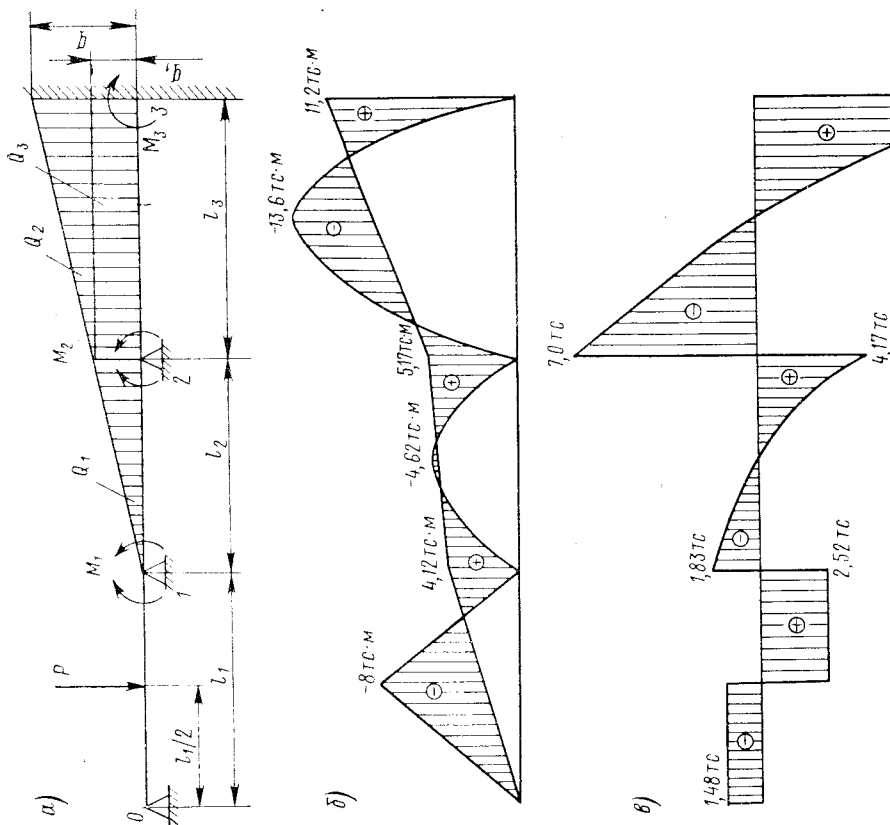


Рис. 25. К расчету многопролетной балки по теореме 3 моментов: а — расчетная схема балки; б — эпюра изгибающих моментов; в — эпюра перерезывающих сил.

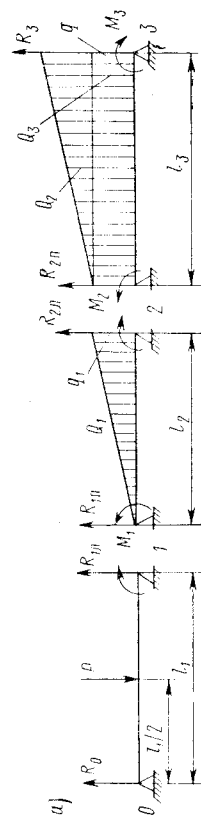


Рис. 26. К расчету многопролетной балки по теореме трех моментов. Расчетная схема (а); схема упругой линии (б).

Опора I воспринимает нагрузку как от пролета слева, так и от пролета справа; значит, полная реакция ее

$$R_1 = R_{1л} + R_{1п} = -2,52 - 1,83 = -4,35 \text{ тс.}$$

Остальные опорные реакции определим аналогично:

$$R_{2л} = -M_2/l_2 + M_1/l_2 - 2Q_1/3 = -5,17/6 + 4,12/6 - 2 \cdot 6/3 = -0,86 + 0,69 - 4,0 = -4,17 \text{ тс;}$$

$$R_{2п} = -M_2/l_3 + M_3/l_3 - Q_2/3 - Q_3/2 = -5,17/6 + 11,2/6 - 6/3 - 12/2 = -0,86 + 1,86 - 2 - 6 = -7 \text{ тс;}$$

$$R_3 = R_{2л} + R_{2п} = -4,17 - 7 = -11,17 \text{ тс;}$$

$$R_3 = -M_3/l_3 + M_2/l_3 - 2Q_2/3 - Q_3/2 = -11,2/6 + 5,17/6 - 2 \cdot 6/3 - 12/2 = -1,86 + 0,86 - 4 - 6 = -11 \text{ тс.}$$

Проверку правильности определения опорных реакций производим путем составления уравнения проекций всех сил на вертикальную ось. Сумма проекций должна быть равна нулю:

$$\sum y = -1,48 - 4,35 - 11,17 - 11 + 4 + \frac{4 \cdot 12}{4} = 0.$$

Перерезывающую силу в каждом пролете балки определим как для свободно опертой балки, нагруженной пролетной нагрузкой и опорными моментами. Учитывая, что опорные моменты не оказывают влияния на характер эпюр перерезывающих сил, рекомендуем их строить в следующей последовательности:

- а) на опоре O откладываем значение опорной реакции R_0 вверх, если она отрицательна;
- б) на опоре I откладываем значение опорной реакции $R_{1л}$ вниз, если она отрицательна;
- в) полученные точки соединяем прямой (или кривой) в зависимости от пролетной нагрузки (с использованием табл. 1 приложения II);
- г) на опоре I вверх откладываем значение опорной реакции $R_{1п}$, если она отрицательна, и так далее.

Эпюра перерезывающих сил представлена на рис. 25, в.

§ 9 Расчет простейших перекрытий

В § 1 было указано, что перекрытие представляет собой систему опирающихся друг на друга балок двух взаимно перпендикулярных направлений. Обычно перекрытие служит для того, чтобы воспринимать распределенные по его площади нагрузки (давление воды, вес грузов и т. д.) и передавать их на жесткий опорный контур. Нагрузка на перекрытие воспринимается пластинами обшивки или настила и передается частично балкам главного направления, а частично на перекрестные связи. При этом те и другие балки прогибаются, поддерживая друг друга.

Помимо внешней нагрузки на каждую из балок перекрытия будут действовать реактивные усилия, направленные перпендикулярно плоскости перекрытия.

В практических расчетах предполагается, что вся внешняя нагрузка воспринимается балками главного направления и сторонами опорного контура, им параллельными, а перекрестные связи загружаются лишь реакциями балок главного направления. Эта условность не вносит существенных погрешностей в расчет перекрытий, так как нагрузка, воспринимаемая балками главного направления,

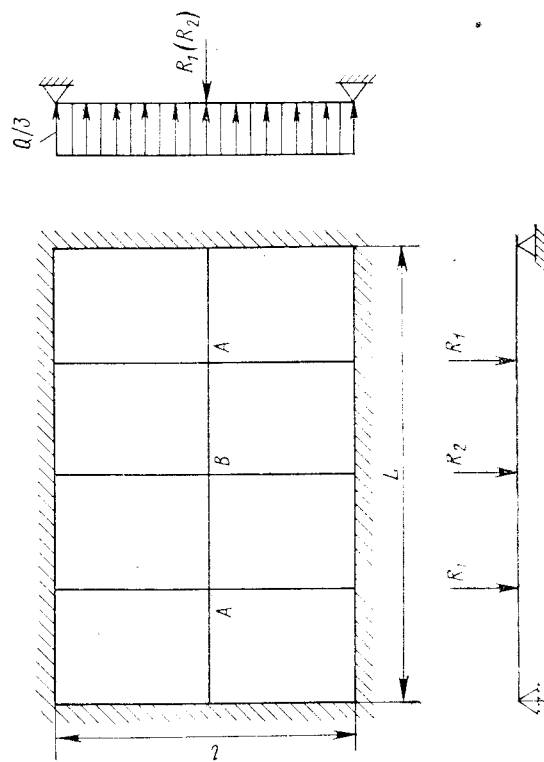


Рис. 27. Схема нагрузки балок перекрытия.

окажется несколько завышенной, а нагрузка, передаваемая перекрестным связям — одной и той же.

В настоящем параграфе остановимся на расчете перекрытия, состоящего из небольшого числа балок главного направления и перекрестных связей, так как для раскрытия статической неопределенности перекрытия, имеющего большое число узловых точек (точек пересечения балок главного направления и перекрестных связей), рассмотренный ниже метод не может считаться целесообразным из-за большого числа неизвестных. Перекрытие представляет собой статически неопределимую систему, в которой количество неизвестных равно количеству узлов (если перекрестные связи и балки главного направления свободно оперты по концам).

Рассмотрим перекрытие, состоящее из трех балок главного направления и одной свободно опертой перекрестной связи. Раскрытие статической неопределенности такого перекрытия можно произвести уравниванием стрелок прогибов в узлах, причем за неизвестные следует принять узловые реакции. Схема нагрузки балок главного направления и перекрестных связей представлена на рис. 27.

Введем следующие обозначения:

$Q/3$ — нагрузка на каждую из балок главного направления, R_1 и R_2 — неизвестные узловые реакции, l, I_1 — длина балки главного направления и момент инерции ее поперечного сечения,

L, I_2 — длина перекрестной связи и момент инерции ее поперечного сечения.

Тогда, применив метод наложения и используя таблицы элементов изгиба статически определимых балок (приложение II, табл. I), получим:

$$\text{прогиб балки главного направления в точке } A \\ v_A = \frac{5 \cdot Q/3 \cdot l^3}{384EI_1} - \frac{R_1 l^3}{48EI_1};$$

прогиб средней балки главного направления в точке B

$$v_B = \frac{5 \cdot Q/3 \cdot l^3}{384EI_1} - \frac{R_2 l^3}{48EI_1};$$

прогиб перекрестной связи в точке A

$$v_A = \frac{0,125R_1 l^3}{6EI_2} + \frac{0,229R_2 l^3}{16EI_2};$$

прогиб перекрестной связи в точке B

$$v_B = \frac{0,174R_1 l^3}{6EI_2} + \frac{R_2 l^3}{48EI_2}.$$

Приравнявая прогибы балок обоих направлений в точках A и B друг другу, получим следующую систему уравнений для определения неизвестных R_1 и R_2 :

$$\left. \begin{aligned} 43,5Q - 208R_1 &= 208 \frac{L^3}{l^3} \frac{I_1}{I_2} R_1 + 143 \frac{L^3}{l^3} \frac{I_1}{I_2} R_2; \\ 43,5Q - 208R_2 &= 286 \frac{L^3}{l^3} \frac{I_1}{I_2} R_1 + 208 \frac{L^3}{l^3} \frac{I_1}{I_2} R_2. \end{aligned} \right\}$$

Далее решать задачу в общем виде сложно, поэтому зададимся числовыми значениями нагрузки, длин балок и моментов инерции.

Положим, что

$$L = 800 \text{ см}; l = 500 \text{ см}; Q = 20 \text{ тс}; \\ I_1 = 4000 \text{ см}^4; I_2 = 16\,000 \text{ см}^4.$$

Тогда подставив эти значения в систему уравнений, определим узловые реакции:

$$\left. \begin{aligned} 870 - 208R_1 &= 216R_1 + 146,5R_2; \\ 870 - 208R_2 &= 293R_1 + 216R_2. \end{aligned} \right\}$$

Откуда

$$R_1 = 1,77 \text{ тс и } R_2 = 0,83 \text{ тс}.$$

Максимальный изгибающий момент (по середине пролета) в крайней балке главного направления

$$M = 0,0417Ql - \frac{R_1 l}{4} = 0,0417 \cdot 20 \cdot 5 - \frac{1,77 \cdot 5}{4} = 1,96 \text{ тсм}.$$

Максимальный изгибающий момент в средней балке главного направления

$$M = 0,0417Ql - \frac{R_2 l}{4} = 0,0417 \cdot 20 \cdot 5 - \frac{0,83 \cdot 5}{4} = 3,13 \text{ тсм}.$$

Максимальный момент в перекрестной связи

$$M = \frac{R_1 L}{4} + \frac{R_2 L}{4} = \frac{1,77 \cdot 8}{4} + \frac{0,83 \cdot 8}{4} = 5,16 \text{ тсм}.$$

В данном случае перекрестная связь существенно разгружает балки главного направления.

Если ослабить перекрестную связь, приняв ее момент инерции таким же, как и у балки главного направления (т. е. положить $I_1 = I_2$), то реакция R_2 окажется отрицательной. Это означает, что данная реакция нагружает среднюю балку главного направления.

Из приведенного примера можно сделать вывод, что достаточно жесткие перекрестные связи разгружают балки главного направления, а перекрестные связи разгружают балки перекрестной части. Поэтому при проектировании перекрытия необходимо обеспечить достаточную жесткость перекрестных связей, иначе их установка может ухудшить работу перекрытия.

Расчет перекрытий, состоящих из большого числа балок, в настоящей книге не рассматривается из-за сложности в теоретическом отношении.

§ 10 Расчет рам

Плоскими рамами называют стержневые конструкции, у которых все стержни лежат в одной плоскости и жестко скреплены между собой в узлах, а нагрузка стержней стоит исключительно из сил и моментов, лежащих в плоскости рамы.

В судовом корпусе наиболее часто встречаются рамы с прямоугольными стержнями. Различают два класса рам этого типа: простые, в каждом узле которых сходятся не более двух стержней, и сложные, рамы, в отдельных узлах которых может быть более двух стержней.

Те и другие рамы разделяют на рамы с неподвижными и с подвижными узлами. Большинство рам судового корпуса относится к рамам с неподвижными узлами, поскольку их стержни, образующие набор судна, опираются на плоские перекрытия, обладающие большой жесткостью по отношению к усилиям, действующим в их плоскости. Благодаря этому предотвращаются любые поступательные перемещения узлов рамы.

балок. За начало отсчета принимают любой узел (например, узел 1) и, определяя реакции в узлах, обходят раму по часовой стрелке.

$$R_{1r} = -M_1/l_1 + M_2/l_1 - Q_1 \left(1 - \frac{l_1 - a_1}{3l_1} \right) = -5.35/5 + 3.47/5 - 8(1 - 4/15) = -6.22 \text{ mc};$$

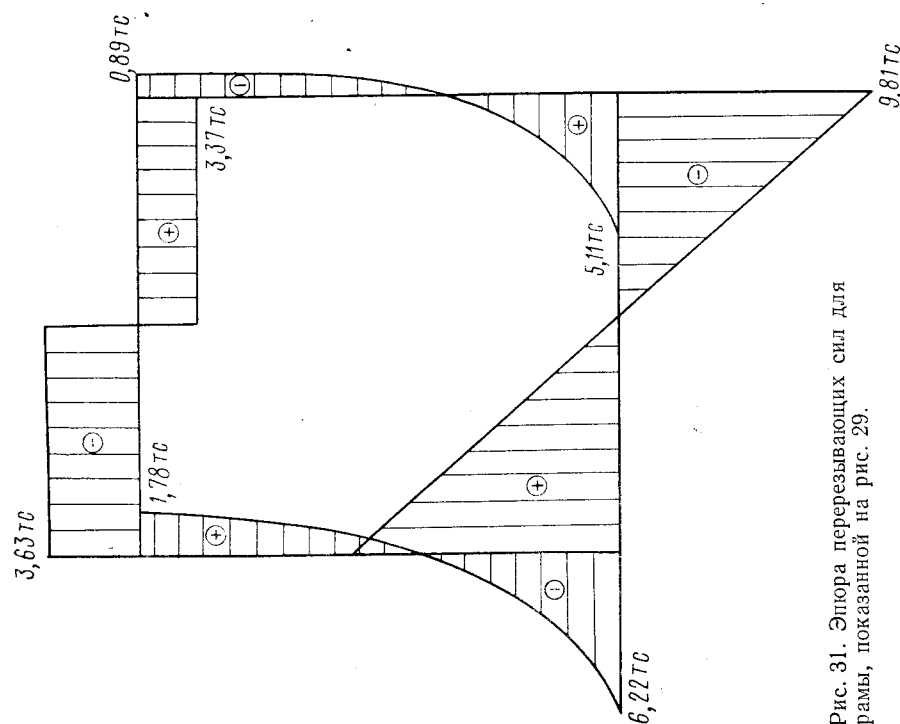


Рис. 31. Эпюра перерезывающих сил для рамы, показанной на рис. 29.

$$R_{2r} = M_1/l_1 - M_2/l_1 - \frac{Q_1(l_1 - a_1)}{3l_1} = \frac{5,35/5 - 3,47/5 - \frac{8.4}{3.5}}{1,78 \text{ mc;}}$$

$$P_{2B} = -M_0/l_2 + M_3/l_2 - P/2 = -3,47/6 + 2,68/5 - 3,5 = -3,63 \text{ mc};$$

$$P_{3B} = M_2/l_2 - M_3/l_2 - P/2 = 3,47/6 - 2,68/6 - 3,5 = -3,37 \text{ mc};$$

$$R_{3r} = -M_3/l_1 + M_4/l_1 - \frac{Q_2(l_1 - a_2)}{3I_1} = -2,68/5 + 4,21/5 - \frac{6,3}{3,5} = -0,89 \text{ mc};$$

$$R_{41} = M_3/l_1 - M_4/l_1 - Q_2 \left(1 - \frac{l_1 - a_2}{3l_1} \right) = 2,68/5 - 4,21/5 - 6 \left(1 - \frac{3}{3,5} \right) = -5,11 \text{ mc};$$

$$R_{4B} = -M_4/l_2 + M_1/l_2 - Q_3/2 = -4.21/6 + 5.35/6 - 20/2 = -9.81 \text{ mc};$$

$$R_1 = M_1 l_1 - M_1 l_2 - Q_1^2 = 4,21/6 - 5,35/6 - 20/2 = -10,19 \text{ mc.}$$

Проверка:

Сумма реакций: $-6,22 - 1,78 - 3,63 - 3,37 - 0,89 - 5,11 = -9,81 - 10,19 = -41$ *мс*.

Сумма внешних сил: $8 + 7 + 6 + 20 = 41$ тс.

Эпюра перерезывающих сил изображена на рис. 31.

§ 11 Устойчивость стержней

Судовой корпус имеет ряд стержневых конструкций с прямой осью, сжимаемых в направлении их осей. К таким конструкциям относят продольные связи днища и палуб, подвергающиеся сжимающим усилиям при положении судна на вершине и подошве волны, пиллерсы, стойки переборок, распорки в танках наливных судов и другие конструкции.

Сжимающие нагрузки могут вызвать потерю устойчивости конструкций, т. е. их выпучивание.

Явление выпучивания стержней достаточно подробно изложено в курсе технической механики, поэтому в настоящей книге этот вопрос не рассматривается.

Потеря устойчивости основных связей является одной из причин, приводящей к серьезным нарушениям прочности судового корпуса. Вопросы обеспечения устойчивости судового набора имеют большое значение, и в ряде случаев размеры конструкций определяют из условия обеспечения их устойчивости (продольные ребра жесткости палубы, пиллерсы и т. п.).

Из технической механики известно, что возможны три состояния равновесия системы:

а) устойчивое, когда система, мало отклоненная от положения равновесия и предоставленная самой себе, снова к нему возвращается;

б) неустойчивое, когда при тех же условиях система не возвращается в состояние равновесия, а стремится еще более отклониться от него;

в) безразличное, когда система имеет бесконечно много положений равновесия.

Особенностью упругих систем является то, что при действии на них равновесия, они могут при изменении этих нагрузок, переходить из одного состояния равновесия в другое. Из теории

устойчивости известно, что если какая-либо система, устойчивая в свободном состоянии, при действии на нее некоторой нагрузки переходит в состояние безразличного равновесия, то при дальнейшем росте величины этой нагрузки равновесие системы является уже неустойчивым.

Значение нагрузки, при которой равновесие системы становится безразличным по отношению к одному из возможных малых ее отклонений, называется критическим.

Естественно, что проектируемые конструкции должны находиться в состоянии устойчивого равновесия.

Условимся называть эйлеровой нагрузкой P_3 критическую нагрузку упругих систем, вычисленную в предположении применимости закона Гука, а критической нагрузкой $P_{кр}$ — истинную величину этой нагрузки, вычисленную с учетом отклонения от закона Гука.

Эйлерову нагрузку, отнесенную к единице площади поперечного сечения стержня называют эйлеровым напряжением σ_3 , критическую нагрузку, отнесенную к единице площади поперечного сечения — критическим напряжением $\sigma_{кр}$.

Эйлером были определены значения критической нагрузки для различных случаев закрепления концов стержней (формулы приводятся без вывода).

I случай (основной, рис. 32, а)

$$P_3 = \frac{\pi^2 EI}{l^2}; \quad \sigma_3 = \frac{\pi^2 EI}{Fl^2} = E\pi^2 \left(\frac{r}{l} \right)^2.$$

II случай (рис. 32, б)

$$P_3 = \frac{2\pi^2 EI}{l^2}; \quad \sigma_3 = \frac{2\pi^2 EI}{Fl^2} = 2E\pi^2 \left(\frac{r}{l} \right)^2.$$

III случай (рис. 32, в)

$$P_3 = \frac{4\pi^2 EI}{l^2}; \quad \sigma_3 = \frac{4\pi^2 EI}{Fl^2} = 4E\pi^2 \left(\frac{r}{l} \right)^2.$$

IV случай (рис. 32, г)

$$P_3 = \frac{\pi^2 EI}{4l^2}; \quad \sigma_3 = \frac{\pi^2 EI}{4Fl^2} = \frac{E\pi^2}{4} \left(\frac{r}{l} \right)^2,$$

где F — площадь поперечного сечения стержня, см^2 ;

$r = \sqrt{I/F}$ — радиус инерции поперечного сечения стержня, см .

Из приведенных формул видно, что эйлерова нагрузка прямо пропорциональна жесткости стержня EI и обратно пропорциональна квадрату его длины.

В общем виде формулы Эйлера представим в виде:

$$P_3 = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2}; \quad \sigma_3 = \frac{\pi^2 E}{(\mu l)^2} F, \quad (\text{II.9})$$

где μ — коэффициент приведения, а μl — приведенная длина стержня.

Очевидно, что величина μ зависит только от условий закрепления стержня. Для стержня, свободно опертого по концам, $\mu = 1$; жестко заделанного по обоим концам $\mu = 0,5$; жестко заделанного одним концом и свободно опертого другим $\mu = 0,7$; жестко заделанного одним концом и свободного на другом конце $\mu = 2$.

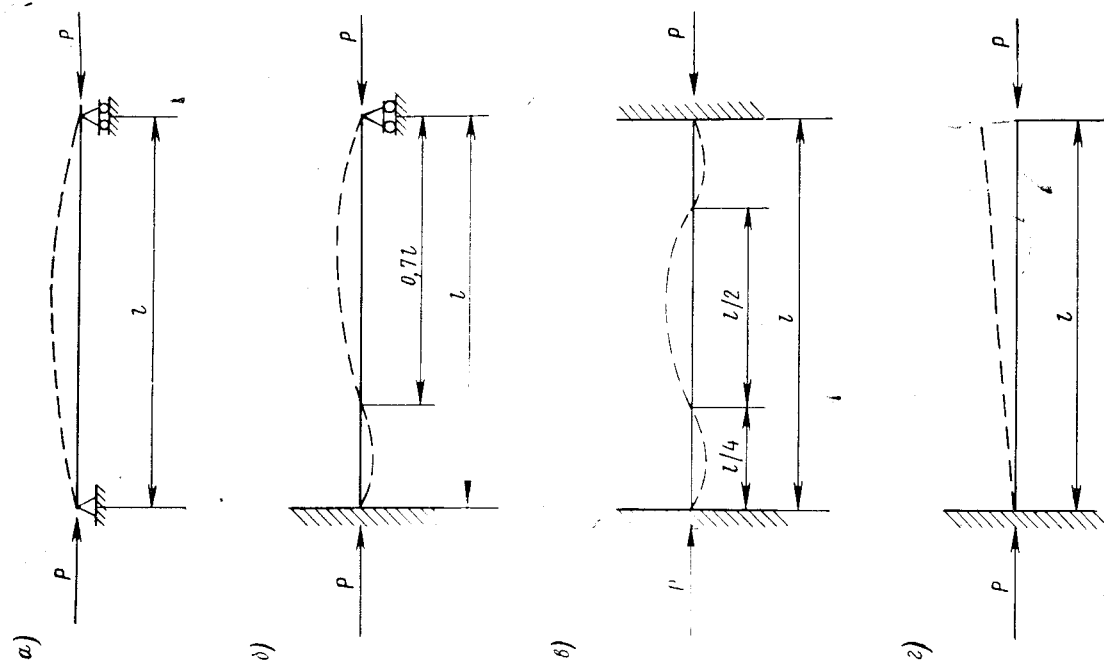


Рис. 32. Случаи закрепления концов стержня на опорах: а — свободно опертые концы; б — стержень жестко заделан одним концом, другой — свободно оперт; в — жестко заделаны оба конца; г — жестко заделан один конец и свободный другой.

Критическую силу данного пиллерса определим по формуле:

$$P_{кр} = \sigma_{кр} F = 1835 \cdot 74,6 = 137\,000 \text{ кгс} = 137 \text{ тс.}$$

Таким образом, пиллерс до потери устойчивости может выдерживать сжимающую силу 137 тс.

§ 12 Подбор составных профилей

Подбор профилей балок при изгибе заключается в выборе размеров стенок и поясков, чтобы возникающие напряжения при действии изгибающих моментов и перерезывающих сил не превосходили допускаемых и чтобы при этом по возможности были соблюдены условия, указанные в § 2.

Размеры поперечного сечения балки должны удовлетворять условиям:

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq \sigma_{доп}; \quad \tau = \frac{N \cdot S}{I \cdot l} \leq \tau_{доп}. \quad (11.10)$$

Рис. 33. К подбору профилей балок при изгибе.

Величины, характеризующие размеры профиля, могут быть выражены из приведенных формул следующим образом через заданные M , N , $\sigma_{доп}$ и $\tau_{доп}$:

$$W \geq \frac{M}{\sigma_{доп}}; \quad I \geq \frac{N}{\tau_{доп}}.$$

Известно, что балки судовых перекрытий работают на изгиб не равномерно, а вовлекают в работу некоторую часть обшивки или настила, к которой они приварены. Эту часть листа обшивки или настила называют *присоединенным пояском*. Существуют определенные рекомендации для назначения ширины присоединенного пояса; часто в практических расчетах используют следующие положения.

Если отношение расстояния между балками b к их длине a равно или меньше $1/4$, то ширину присоединенного пояса принимают равной расстоянию между балками. Когда отношение $b/a > 1/4$, ширину присоединенного пояса принимают равной $1/6$ части пролета балки.

Для рамных связей гофрированных переборок, расположенных перпендикулярно к направлению гофров, ширина присоединенного пояса должна приниматься равной $15t$, где t — толщина гофрированной обшивки, мм.

Рассмотрим профиль, состоящий из присоединенного пояса, стенки и свободного пояса (см. рис. 33). Обозначим:

Приведенная длина — расстояние между точками перегиба на кривой потери устойчивости стержня (см. рис. 32).

Во всех формулах под I подразумевается наименьший момент инерции поперечного сечения стержня. Если у стержня моменты инерции сечения относительно двух главных осей поперечного сечения различны, то выпучивание при потере устойчивости произойдет в плоскости наименьшей жесткости.

Формулы Эйлера дают лишь теоретическое значение критической нагрузки и для практических расчетов не всегда применимы. Это объясняется тем, что формулы Эйлера справедливы лишь в тех случаях, когда возникающие в стержнях напряжения не превосходят предела пропорциональности, т. е. когда между напряжениями и деформациями стержня существует линейная зависимость, или иначе, когда при выпучивании стержня удовлетворяется закон Гука. Если напряжения в стержне превосходят предел пропорциональности, то модуль нормальной упругости уменьшается, и этими формулами уже пользоваться нельзя, так как они всегда будут давать завышенное значение критической нагрузки.

Из технической механики известно, что для стальных свободно опертых стержней с пределом пропорциональности $2000-2200 \text{ кгс/см}^2$ теоретические формулы Эйлера применимы для гибкости $\lambda \geq 100$ ($\lambda = \mu l/r$).

При $\lambda < 100$ получим величины эйлеровых напряжений больше предела пропорциональности материала, и, следовательно, все теоретические формулы Эйлера в этом случае нужно исправить, чтобы учесть влияние отступления от закона Гука.

Разработана методика учета отступлений от закона Гука для трех сортов судостроительной стали: обыкновенной, ($\sigma_T = 2400 \text{ кгс/см}^2$), стали повышенной сопротивляемости ($\sigma_T = 3000 \text{ кгс/см}^2$) и марганцовистой ($\sigma_T = 4000 \text{ кгс/см}^2$) и составлена таблица, приведенная в справочнике по строительной механике корабля, т. II, стр. 96, табл. I [11].

Пример 1. Определить критическую силу трубчатого пиллерса, свободно опертого по концам и сжатого вдоль оси при следующих данных: длина пиллерса $l = 800 \text{ см}$, наружный диаметр $d_n = 24,5 \text{ см}$, внутренний диаметр $d_b = 22,5 \text{ см}$, материал — сталь $\sigma_T = 3000 \text{ кгс/см}^2$. Найдем I и F .

$$I = \frac{\pi (d_n^4 - d_b^4)}{64} = \frac{3,14 (24,5^4 - 22,5^4)}{64} = 5160 \text{ см}^4;$$

$$F = \frac{\pi}{4} (d_n^2 - d_b^2) = \frac{3,14 (24,5^2 - 22,5^2)}{4} = 74,6 \text{ см}^2.$$

Эйлерово напряжение определяем по формуле (11.9).

$$\sigma_3 = \frac{3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 5160}{74,6 \cdot 64 \cdot 10^4} = 2160 \text{ кгс/см}^2.$$

По указанной таблице для стали повышенной сопротивляемости определяем действительное критическое напряжение $\sigma_{кр} = 1835 \text{ кгс/см}^2$.

F и F_1 — площади свободного и присоединенного поясков; ω — площадь стенки; h — высота профиля.

Выразим момент сопротивления и момент инерции сечения профиля через F , F_1 , ω и h (формулы приведены без вывода).

Момент сопротивления

$$W_{\min} = h(F + \omega/k), \text{ где } k = 6 \frac{2F_1 + \omega}{4F_1 - 2F + \omega}. \quad (\text{II.11})$$

Для прикидочных расчетов можно воспользоваться более упрощенной формулой

$$W_{\min} = hF. \quad (\text{II.12})$$

Момент инерции

$$I = h^2 \frac{F \cdot F_1 + \omega/3 \cdot (F + F_1 + \omega/4)}{F + F_1 + \omega}. \quad (\text{II.13})$$

Эти формулы используют для приближенного вычисления наименьшего момента сопротивления и момента инерции таврового профиля с присоединенным пояском.

Для симметричного профиля $F = F_1$, формула (II.11) примет вид

$$W = h(F + \omega/6).$$

Для профиля с бесконечно большим пояском, т. е. при $F_1 \rightarrow \infty$ получим

$$W = h(F + \omega/3).$$

Так как $\omega \leq 3F$, то поделив предыдущее выражение на выражение для W симметричного профиля, получим

$$\left(F + \frac{3F}{3}\right) : \left(F + \frac{3F}{6}\right) = 2 : 1,5 = 1,33.$$

Следовательно, даже бесконечно большое увеличение площади поясков увеличит момент сопротивления профиля не более чем в 1,33 раза.

Аналогично можно убедиться, что увеличение площади стенки ω при постоянной высоте профиля оказывает влияние на W примерно в три раза меньше, чем увеличение площади меньшего поясков.

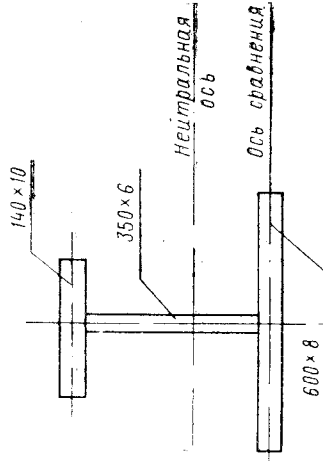
Таким образом, для повышения площади поперечного сечения целесообразнее всего увеличить площадь меньшего поясков.

Подбор профилей производят следующим образом. По требуемому моменту сопротивления с помощью приложения 1, табл. 1 подбираем несимметричный полособульб с условным присоединенным пояском. Обычно выбирают размер профиля, у которого момент сопротивления больше требуемого, учитывая, что разница в размерах условного и действительного присоединенного поясков несущественно сказывается на моменте сопротивления профиля. При этом толщина профиля из технологических соображений не должна превышать толщину обшивки, к которой приваривают профиль.

При выборе типа профиля (сварной или катаный) необходимо принимать во внимание следующее.

Катаные профили обладают меньшей экономичностью по сравнению со сварными с точки зрения веса. Это объясняется большой толщиной их стенки ($t/h \geq 1/20 \div 1/30$) и ограниченностью сортамента. Кроме того, несимметричный полособульб обладает существенными недостатками, заключающимися в том, что он, во-первых, скручивается при поперечном изгибе, и, во-вторых, в результате асимметрии головка полособульба принимает в работе частичное участие, работая как бы неполной своей площадью. Поэтому во многих случаях более целесообразно переходить на составные сварные тавровые балки.

Методика подбора составных профилей достаточно подробно изложена в учебнике П. В. Барабанова «Конструкция корпуса морских судов» («Судостроение», 1969, § 39, стр. 259—261) и в настоящей книге не рассматривается.



Пример 1. Определить момент инерции и моменты сопротивления составного таврового профиля (рис. 34), имеющего размеры (мм): стенка 3,0; 6, свободный поясок — 140 x 10, присоединенный поясок 600 x 8.

Рис. 34. Сечение тавровой балки с присоединенным пояском (к примеру расчета).

Вычисление момента сопротивления профиля производим в табличной форме (табл. 1). Для упрощения расчета ось сравнения принимаем посередине толщины нижнего поясков.

Собственный момент инерции стенки (связь 2)

$$I = 12 \cdot 0,6 \cdot 3,5^3 = 2150 \text{ см}^4.$$

Собственными моментами связей 1 и 3 пренебрегаем ввиду их малости.

Таблица 1

Вычисление момента инерции и моментов сопротивления тавровых профилей табличным способом

Номер связи	Элементы сечения	Размеры, мм	Площадь F , см ²	Отстояние центра тяжести элемента от оси сравнения y , см	Статический момент относительно оси сравнения Fy , см ³	Моменты инерции, см ⁴	
						Собственный I	Переносный Fy^2
1	Присоединенный поясок	600 x 8	48	0	0	—	0
2	Стенка	350 x 6	21	17,9	376	2150	6 720
3	Свободный поясок	140 x 10	14	35,9	502	—	18 000
Сумма		—	A=83	—	B=878	C=26 870	

Отстояние нейтральной оси от оси сравнения

$$e = \frac{B}{A} = \frac{878}{83} = 10,6 \text{ см.}$$

Момент инерции относительно нейтральной оси

$$I = C - e^2 A = 26870 - 10,6^2 \cdot 83 = 17570 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления нижней кромки сечения

$$W_1 = \frac{I}{h_2} = \frac{17570}{11} = 1600 \text{ см}^3.$$

Момент сопротивления верхней кромки сечения

$$W_2 = \frac{I}{h_1} = \frac{17570}{25,8} = 681 \text{ см}^3.$$

Минимальный момент сопротивления — W_2 .

Произведем вычисление $W_{\min}$ по формуле (II.11)

$$k = 6 \frac{2 \cdot 48 + 21}{4 \cdot 48 - 2 \cdot 14 + 21} = 3,79;$$

$$W_{\min} = 35 \left(14 + \frac{21}{3,79} \right) = 685 \text{ см}^3.$$

Из сопоставления результатов подсчета $W_{\min}$ табличным способом и по формуле (II.11) видно, что разница между ними незначительна.

• • •

ИЗГИБ И УСТОЙЧИВОСТЬ ПЛАСТИН

§ 13 Изгиб абсолютно жестких пластин

Основные понятия и определения. П л а с т и н — называют плоские упругие тела, имеющие форму призмы, наибольшее расстояние между основаниями которой (толщина пластины) мало по сравнению с размерами основания. В судокорпусостроении пластины нашли широкое применение. Наружная обшивка днища и бортов, настилы палуб и платформ, обшивка переборок, надстроек и рубок и другие связи рассматривают как пластины. Пластины испытывают нагрузки как от общего продольного изгиба судна на вершине и подошве волны (параллельно плоскости пластины), так и местные усилия в виде гидростатического давления поперек (перпендикулярно плоскости пластины).

По толщине пластина ограничена двумя плоскостями. Плоскость, равноудаленная от поверхностей, ограничивающих пластину, называется с р е д и н н о й п л о с к о с т ью пластины. Все пластины имеют опорный контур. Большинство пластин судового корпуса имеют прямоугольный опорный контур с разным отношением сторон. Напряжения и деформации пластин при действии заданной нагрузки зависят от размеров пластины и вида опорного контура.

Тонкими назовем такие пластины, у которых отношение толщины к наименьшему размеру основания пластины не превышает 1/5. Большинство пластин, встречающихся на практике, относится к категории тонких.

Для тонких пластин могут быть приняты следующие упрощающие расчет допущения (так называемая «гипотеза прямых нормалей»):

а) совокупность точек, лежащих на перпендикуляре к срединной плоскости до деформации, остается на перпендикуляре к срединной

плоскости и после деформации, при этом отстояние точек от срединной плоскости не изменяется;
б) нормальные напряжения, действующие в площадках, которые параллельны срединной плоскости, пренебрежимо малы по сравнению с другими напряжениями.

Принятие этой гипотезы дает возможность свести исследование деформации пластины к исследованию деформации ее срединной плоскости. Здесь имеет место аналогия с исследованием изгиба балок, так как задача об изгибе балки сводится к задаче об изгибе ее нейтральной оси («гипотеза плоских сечений»).

Из указанных допущений следует, что любой слой пластины, параллельный срединной плоскости, находится в плоском напряженном состоянии.

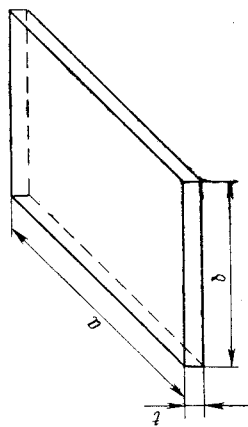


Рис. 35. Геометрические размеры пластины.

в настоящей книге не рассматриваются.

Пластины обшивки и настилов судового корпуса являются листами тех или иных перекрытий, поэтому опорные кромки каждой отдельной пластины не могут свободно перемещаться в плоскости пластины вследствие того, что соседние пластины, а также балки набора препятствуют этому перемещению. Это сопротивление своего рода перемещению кромок пластины в ее плоскости называют «распором».

При рассмотрении изгиба пластины примем, что a и b — длинная и короткая стороны пластины, t — толщина пластины, h — расчетный напор (рис. 35).

Рассмотрим изгиб пластины, ограниченной длинным прямоугольным контуром и нагруженной равномерно распределенной нагрузкой интенсивности p (рис. 36). Координатные оси x и y лежат в срединной плоскости пластины, ось z направлена перпендикулярно срединной плоскости.

Реактивные воздействия опорного контура состоят из реакций R_z , перпендикулярных плоскости пластины, реакций R_x , действующих в плоскости пластины, и реактивных моментов M (реакцией R_y , действующей в направлении длинной стороны пластины, пренебрегаем).

Внешняя нагрузка p и реакции R_z , R_x и M изгибают пластину в плоскостях параллельных плоскости xz , а реакция R_y , кроме изгиба, растягивает пластину по направлению оси x . Таким обра-

зом, нормальные напряжения пластины в направлении оси x состоят из напряжений изгиба $\sigma_{\text{изг}}$, распределенных по толщине пластины по линейному закону, и растягивающих напряжений q , которые равномерны по толщине пластины и вызваны опорными реакциями R_x . Эти растягивающие напряжения называются $\sigma_{\text{пл}} \text{ и } m$.

В зависимости от степени жесткости пластины и действующих в них напряжений все пластины разделяют на три класса:

1. Абсолютно жесткие пластины, при изгибе которых цепные напряжения или отсутствуют, или ничтожно малы по сравнению с напряжениями от изгиба. При исследовании изгиба таких пластин цепными напряжениями пренебрегают.

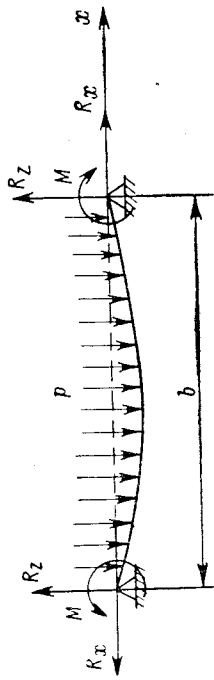


Рис. 36. Схема реактивных усилий, возникающих в пластине при действии поперечной нагрузки.

2. Пластины конечной жесткости, при изгибе которых цепные напряжения соизмеримы с напряжениями от изгиба. При исследовании изгиба пластин в этом случае учитывают и те и другие напряжения.

3. Гибкие пластины, при изгибе которых напряжения от изгиба ничтожно малы по сравнению с цепными напряжениями. При исследовании изгиба таких пластин пренебрегают напряжениями от изгиба.

Большинство пластин судового корпуса относят к первым двум классам, однако резкой границы между пластинами разных классов не существует.

При определенной толщине пластины и при сравнительно малой нагрузке возникающие цепные напряжения окажутся пренебрежимо малы по сравнению с напряжениями от изгиба, и пластина будет изгибаться как абсолютно жесткая. При дальнейшем увеличении нагрузки цепные напряжения возрастут и станут сравнимы с напряжениями от изгиба. Пластина станет изгибаться как пластина конечной жесткости. Наконец, при еще большем увеличении нагрузки цепные напряжения namного превзойдут напряжения от изгиба, и пластина станет гибкой. Таким образом, одна и та же пластина может изгибаться как пластина абсолютно жесткая, конечной жесткости или гибкая. Вопрос о том, к какому классу пластин следует отнести ту или иную пластину, решают рассмотрением линейных размеров пластины, ее толщины, вида опорного контура и величины действующей внешней нагрузки.

Методика определения класса пластин будет рассмотрена ниже при исследовании изгиба пластин конечной жесткости.

Изгиб пластин, гнущихся по цилиндрической поверхности. Класс абсолютно жестких пластин представляет собой практический интерес для кораблестроителей, так как большинство пластин судового корпуса работают как абсолютно жесткие.

Изучение пластин этого класса начнем с рассмотрения наиболее простого случая пластин, гнущихся по цилиндрической поверхности. Рассмотрим прямоугольную пластину, опертую на жесткий контур, у которой длина велика по сравнению с шириной и нагружена на которую постоянна по длине (рис. 37). В этом случае на большей части длины пластина прогибается одинаково, и лишь на небольших участках в районе коротких сторон опорного контура прогибы пластины изменяются по длине. Большая часть пластины будет изгибаться по цилиндрической поверхности с образующими, параллельными длинным опорным кромкам. Такой случай изгиба называют цилиндрическим изгибом пластины. Если пластину, гнущуюся по цилиндрической поверхности, разрезать на элементарные полоски, параллельно коротким сторонам опорного контура, то все полоски прогибаются совершенно одинаково. Для рассмотрения цилиндрического изгиба пластины доста-

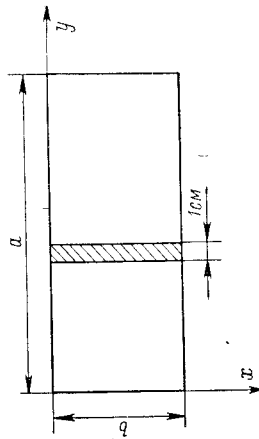


Рис. 37. К расчету пластин, гнущихся по цилиндрической поверхности.

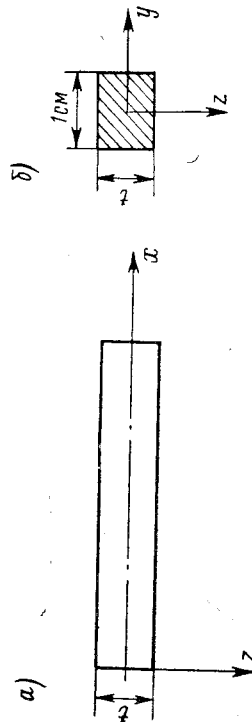


Рис. 38. Балка-полоска (а) и ее сечение (б).

точно рассмотреть изгиб элементарной полоски, ширина которой равна 1 см. Такую полоску будем называть балкой-полоской, так как каждая полоска представляет собой балку прямоугольного сечения, ширина которой равна 1 см, а высота t (рис. 38).

Термин балка-полоска был введен в строительную механику ко- рабля И. Г. Бубновым, который разработал теорию сложного изгиба балок и распространил результаты этой теории на изгиб пластин, гнущихся по цилиндрической поверхности.

При изгибе балки, ее поперечное сечение не сопровождается искажением поперечного сечения, так как такому искажению препятствуют

соседние балки-полоски. Следовательно, прямоугольное сечение в процессе изгиба остается прямоугольным.

Для обычной балки нормальные напряжения в направлении оси y равно нулю, а удлинение в направлении этой оси отлочно от нуля, так как сечение деформируется. Для балки-полоски удлинение в направлении оси y естественно равно нулю, а нормальное напряжение в направлении этой оси будет отлочно от нуля. Таким образом, для балки-полоски

$$\sigma_y \neq 0; \quad \varepsilon_y = 0.$$

Связь между напряжениями и деформациями согласно закону Гука определяется формулами:

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_x + \nu \varepsilon_y); \\ \sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_y + \nu \varepsilon_x), \end{cases} \quad (III.1)$$

где ν — коэффициент Пуассона;

σ_x, σ_y — нормальные напряжения в направлениях соответственно по осям x и y ;

$\varepsilon_x, \varepsilon_y$ — относительные удлинения в направлениях соответственно по осям x и y .

Для обычной балки $\sigma_y = 0$ и, следовательно,

$$\varepsilon_y = -\nu \varepsilon_x. \quad (III.2)$$

Подставляя выражение (III.2) в первое уравнение (III.1), получим для обычной балки

$$\sigma_x = E \varepsilon_x.$$

Для балки-полоски $\varepsilon_y = 0$ и, следовательно,

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} \varepsilon_x. \quad (III.3)$$

Сопоставляя формулы (II.1) и (III.3), связывающие нормальные напряжения вдоль оси балки с удлинением в направлении этой оси для обычной балки и балки-полоски, убеждаемся, что они имеют сходство. Отличие их состоит в том, что для балки-полоски вместо модуля нормальной упругости E стоит величина $\frac{E}{1-\nu^2}$. Эта величина получила название приведенного модуля нормальной упругости.

Дифференциальное уравнение цилиндрического изгиба пластины (III.4) приведено ниже без вывода (его можно вывести, используя известные зависимости изгиба балок и распространив их на изгиб балки-полоски).

$$D w'''' = M, \quad (III.4)$$

где $D = \frac{E \beta}{12(1-\nu^2)}$ — цилиндрическая жесткость пластины; w'''' — вторая производная по x прогиба балки-полоски.

Вычислим для балки-полоски момент инерции относительно оси y

$$I = 1 \cdot t^3/12 = t^3/12.$$

Заменив в выражении цилиндрической жесткости значение $t^3/12 = I$, получим дифференциальное уравнение изгиба пластины в следующем виде:

$$\frac{EI}{1-\nu^2} w'' = M.$$

Положив $\frac{E}{1-\nu^2} = E'$, получим

$$E' I w'' = M. \quad (III.5)$$

Сопоставляя формулы (II.9) и (III.5) приходим к выводу об их полной идентичности.

Ширина балки-полоски равна 1 см; при такой ширине поперечная нагрузка q , приходящаяся на единицу ее длины, равна интенсивности нагрузки p на пластину. Поэтому в дальнейшем при рассмотрении изгиба балки-полоски вместо q будем подставлять p , т. е. $q \text{ кгс/см} = p \text{ кгс/см}^2$.

Продифференцировав обе части уравнения (III.4) два раза по x и принимая во внимание зависимости (II.5), получим:

$$D w^{IV} = p. \quad (III.6)$$

Определение прогиба w сводится к интегрированию дифференциального уравнения (III.6) при заданных граничных условиях.

Вычислив прогиб, определяем изгибающий момент и нормальные напряжения. Воспользовавшись формулой (II.4) для определения нормальных напряжений балок при изгибе и учитывая, что момент сопротивления балки-полоски равен $W = \frac{I}{t/2} = \frac{t^3 \cdot 2}{12 \cdot t} = t^2/6$, получим формулу для наибольших нормальных напряжений в крайних волокнах балки-полоски

$$\sigma_{\max} = \pm 6M/t^2. \quad (III.7)$$

Касательные напряжения, вызываемые перерезывающими силами, при цилиндрическом изгибе пластин оказываются малыми и их обычно не вычисляют.

В практических расчетах пластин, гнувшихся по цилиндрической поверхности, широко используют таблицы элементов изгиба статически определимых и статически неопределимых балок (приложение II, табл. 1 и 2). При этом неограничиваются определением наибольших значений прогибов и изгибающих моментов. Заменяя в формулах для вычисления прогиба и изгибающего момента жесткость на изгиб EI цилиндрической жесткостью D , интенсивность равномерно распределенной нагрузки q — интенсивностью нагрузки на пластину p , а длину балки l — длиной короткой стороны пластины b , получим значения прогиба и изгибающего момента для пластины. Применение таблиц для расчета пластин, гнувшихся по цилиндрической поверхности, рассмотрим на конкретных примерах.

Пример 1. Определить наибольший прогиб и наибольшие нормальные напряжения в стальной пластине, свободно опертой на жесткий прямоугольный контур и нагруженной равномерно распределенной нагрузкой при следующих исходных данных:

$a = 240 \text{ см}$; $b = 70 \text{ см}$; $t = 1,2 \text{ см}$; $h = 8 \text{ м}$ вод. ст.;

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2; \nu = 0,3;$$

$$p = 0,1 \cdot h = 0,1 \cdot 8 = 0,8 \text{ кгс/см}^2.$$

Для свободно опертой балки нагруженной равномерно распределенной нагрузкой найдем максимальную стрелку прогиба (табл. 1 приложения II)

$$v_{\max} = \frac{5}{384} \frac{Q l^3}{EI} = \frac{5 q l^4}{384 EI}.$$

Для пластины значение максимальной стрелки прогиба

$$w_{\max} = \frac{5}{384} \frac{p b^4}{D};$$

т. е.

$$D = \frac{E t^3}{12 (1 - \nu^2)} = \frac{2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,2^3}{12 (1 - 0,09)} = 3,15 \cdot 10^5 \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

то

$$w_{\max} = \frac{5 \cdot 0,8 \cdot 70^4}{384 \cdot 3,15 \cdot 10^5} = 0,8 \text{ см}.$$

Максимальный поперечный момент расположен посередине короткой стороны пластины.

$$\text{Для свободно опертой балки } M_{\max} = -\frac{Q l}{8} \quad (\text{табл. 1 приложения II}).$$

Для пластины

$$M_{\max} = \left| \frac{p b^2}{8} \right| = \frac{0,8 \cdot 70^2}{8} = 490 \text{ кгс}.$$

Наибольшие напряжения посередине ширины пластины определяем по формуле (III.7)

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot 490}{1,2^2} = 2050 \text{ кгс/см}^2.$$

Пример 2. Определить наибольший прогиб и наибольшие нормальные напряжения в стальной пластине, жестко заделанной на прямоугольном контуре, используя исходные данные примера 1.

Для жестко заделанной балки, нагруженной равномерно распределенной нагрузкой, находим максимальную стрелку прогиба (табл. 2 приложения II)

$$v_{\max} = \frac{1}{384} \frac{Q l^3}{EI} = \frac{1 \cdot p l^4}{384 EI}.$$

Для пластины

$$w_{\max} = \frac{1}{384} \frac{p b^4}{D} = \frac{0,8 \cdot 70^4}{384 \cdot 3,15 \cdot 10^5} = 0,16 \text{ см}.$$

Максимальный изгибающий момент на опорном контуре

$$M_{\text{оп}} = \left| \frac{p b^2}{12} \right| = \frac{0,8 \cdot 70^2}{12} = 327 \text{ кгс}.$$

Максимальный изгибающий момент посередине ширины пластины

$$M_{\text{пр}} = \left| \frac{p b^2}{24} \right| = \frac{0,8 \cdot 70^2}{24} = 163,5 \text{ кгс}.$$

Максимальные нормальные напряжения на опорном контуре

$$\sigma_{\text{оп}} = \frac{6 \cdot 327}{1,44} = 1360 \text{ кгс/см}^2.$$

Максимальные нормальные напряжения посредине ширины пластины

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{6 \cdot 163,5}{1,44} = 680 \text{ кгс/см}^2.$$

При рассмотрении цилиндрического изгиба пластин исключалось влияние коротких сторон опорного контура, т. е. предполагалось, что пластина имеет бесконечно большую длину. При конечной длине пластины короткие стороны опорного контура всегда оказывают благоприятное влияние на условия изгиба, т. е. при конечном отношении сторон пластины наибольшие прогибы и напряжения всегда меньше, чем в балке-полоске. Поэтому расчет пластины, гнущейся по цилиндрической поверхности, всегда дает ошибку в безопасную сторону. Теоретические исследования показали, что если пластина жестко заделана и отношение ее длины к ширине больше двух, то такую пластину относят к категории пластин, гнущихся по цилиндрической поверхности. Тем более, если отношение длины пластины к ее ширине больше трех, то независимо от характера закрепления пластины на жестком контуре, ее необходимо отнести к той же категории пластин.

Большинство пластин судового корпуса имеет отношение сторон опорного контура больше трех, поэтому их расчет на изгиб производят по указанной методике. Однако в составе судового корпуса имеются пластины, отношение сторон опорного контура которых меньше трех. В этом случае приведенные выше формулы дают погрешность в безопасную сторону и для прикидочных расчетов пластин вполне пригодны, но более точные результаты получим, если рассмотрим общий случай изгиба абсолютно жестких пластин.

Общий случай изгиба абсолютно жестких пластин. В практике расчетов абсолютно жестких пластин широко применяют приближенные расчетные формулы с использованием таблиц, составленных на основании теоретических решений. Обычно определяют только прогибы и изгибающие моменты. При этом расчетная формула проверки прочности пластины имеет вид

$$\sigma = 6M/t^2 \leq \sigma_{\text{доп}}. \quad (\text{III.8})$$

Рассмотрим два случая изгиба пластин, наиболее часто встречающиеся в практике расчетов.

а) Пластина свободно опирается по всем четырем краям (рис. 39, а).
Обозначения:

a, b — длинная и короткая стороны опорного контура;
 t — толщина пластины;

p — интенсивность равномерно распределенной нагрузки;

w — наибольший прогиб в центре пластины;
 M_1 и M_2 — изгибающие моменты в центре пластины в сечениях, параллельных соответственно короткой и длинной сторонам пластины.

Расчетные формулы:

$$\left. \begin{aligned} w &= k_1 \frac{pb^4}{Et^3}; & M_1 &= k_2 pb^2; & M_2 &= k_3 pb^2; \\ \sigma_i &= 6M_i/t^2. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.9})$$

Числовые значения коэффициентов k_1, k_2 и k_3 приведены в зависимости от отношения a/b в справочнике по строительной механике корабля, т. II, стр. 10, табл. 1 [10].

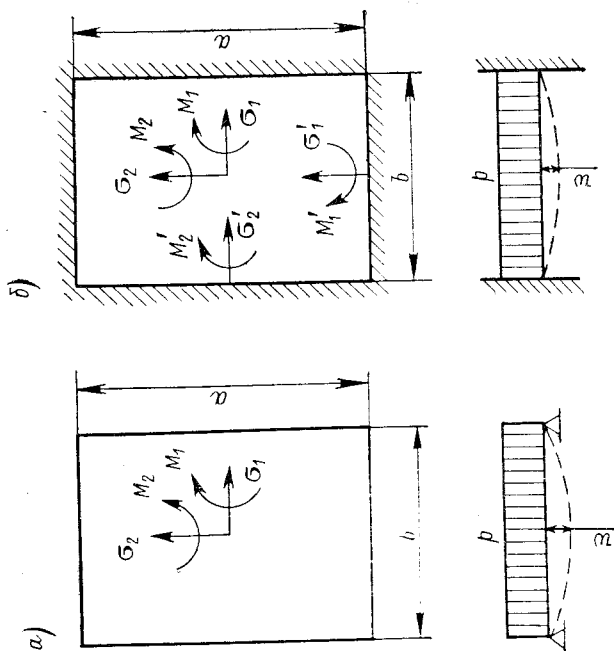


Рис. 39. К общему случаю изгиба абсолютно жестких пластин. Пластина свободно опирается (а) и жестко заделана (б).

б) Пластина жестко заделана на опорном контуре по всем четырем краям (рис. 39, б).
Обозначения:

M_1 и M_2 — наибольшие изгибающие моменты соответственно посредине короткой и длинной сторон опорного контура.

Остальные обозначения те же, что и для свободно опирающейся пластины.

Расчетные формулы:

$$\left. \begin{aligned} w &= k_1 \frac{pb^4}{Et^3}; & M_1 &= k_2 pb^2; & M_2 &= k_3 pb^2; \\ M_1' &= k_4 pb^2; & M_2' &= k_5 pb^2; & \sigma_i &= 6M_i/t^2. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III.10})$$

Числовые значения коэффициентов k_i приведены в зависимости от отношения a/b в справочнике по строительной механике корабля, т. II, стр. 10, табл. 2. [10].

Проилюстрируем расчет абсолютно жестких пластин конкретным примером.

Пример 3. Определить наибольшие прогиб и нормальные напряжения в центре и на опорном контуре абсолютно жесткой пластины при следующих исходных данных:

$a = 140$ см; $b = 100$ см; $t = 2,0$ см; $h = 12$ м вод. ст. ($p = 1,2$ кгс/см²).

Пластина жестко заделана по всем четырем краям. При $a/b = 1,4$ находим: $k_1 = 0,0227$; $k_2 = 0,0215$; $k_3 = 0,0340$; $k_4 = 0,0568$; $k_5 = 0,0714$.

Определяем наибольший прогиб и изгибающие моменты по формулам (III.10):

$$w = 0,0227 \frac{1,2 \cdot 100^4}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 23} = 0,162 \text{ см};$$

$$M_1 = 0,0215 \cdot 1,2 \cdot 100^2 = 258 \text{ кгс};$$

$$M_2 = 0,0340 \cdot 1,2 \cdot 100^2 = 408 \text{ кгс};$$

$$M'_1 = 0,0568 \cdot 1,2 \cdot 100^2 = 682 \text{ кгс};$$

$$M'_2 = 0,0714 \cdot 1,2 \cdot 100^2 = 857 \text{ кгс}.$$

Определяем наибольшие нормальные напряжения по формуле (III.7):

$$\sigma_1 = \frac{6 \cdot 258}{4} = 387 \text{ кгс/см}^2; \quad \sigma_2 = \frac{6 \cdot 408}{4} = 612 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma'_1 = \frac{6 \cdot 682}{4} = 1023 \text{ кгс/см}^2; \quad \sigma'_2 = \frac{6 \cdot 857}{4} = 1286 \text{ кгс/см}^2.$$

§ 14 Изгиб пластин конечной жесткости

В пластинах конечной жесткости при изгибе возникают как изгибные, так и цепные напряжения.

Как видно из эпюры распределения этих напряжений по толщине пластины (рис. 40), наибольшие суммарные напряжения действуют по ее поверхности с противоположной стороны приложения нагрузки. Цепные напряжения q появились вследствие наличия распора, т. е. благодаря связям, препятствующим свободному сближению противоположных кромок пластин.

Теория изгиба пластин конечной жесткости разработана лишь для весьма ограниченного круга задач, в частности, для равномерно нагруженной прямоугольной пластины с конечным отношением сторон, свободно опертой или жестко заделанной на жестком контуре.

Результаты исследования пластин конечной жесткости и сопоставления их с абсолютно жесткими позволили сделать некоторые выводы:

а) Возникающие в пластине цепные напряжения оказывают существенное влияние на характер ее изгиба, в особенности при свободно опертых краях пластины. Стрелка прогиба и нормальные напряжения уменьшаются в несколько раз по сравнению с пластиной абсолютно жесткой. При этом пропорциональность между стрелкой прогиба и нагрузкой, имеющая место для абсолютно жестких пластин, в пластинах конечной жесткости исчезает.

б) Степень влияния цепных напряжений на характер изгиба пластины определяется величиной аргумента u . По мере увеличения u увеличивается степень влияния цепных напряжений. Если $u \leq 0,5$, то пластину считают абсолютно жесткой и рассчитывают по формулам для абсолютно жестких пластин. Если $u > 0,5$, то наличием цепных напряжений пренебрегать нельзя, и пластину рассчитывают по формулам для пластин конечной жесткости, приведенным ниже.

в) У пластин с жестко заделанными краями влияние цепных напряжений меньше, чем у пластин свободно опертых; это приводит к тому, что у пластин конечной жесткости жесткое закрепление

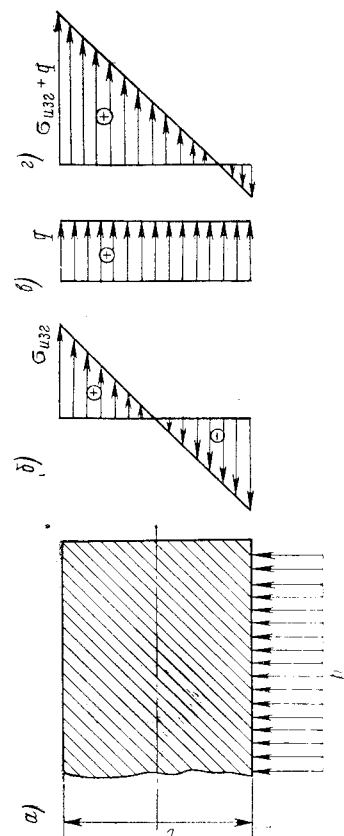


Рис. 40. К расчету пластин конечной жесткости: а — схема нагрузки на пластину; б — эпюра распределения по толщине пластины изгибных напряжений; в — эпюра распределения цепных напряжений по толщине пластины; г — эпюра распределения суммарных напряжений по толщине пластины.

опорных кромок ведет к некоторому увеличению напряжений в среднем сечении (в отличие от абсолютно жестких пластин).

г) Величина коэффициента распора k изменяется в реальных конструкциях в пределах $k = 0,2 \div 0,8$ и оказывает незначительное влияние на величину наибольших напряжений в пластине; это объясняется тем, что при увеличении этого коэффициента одновременно с увеличением цепных напряжений уменьшаются напряжения от изгиба, причем суммарная величина этих напряжений изменяется мало.

д) Наибольшие напряжения в пластинах конечной жесткости мало зависят от отношения пролета пластины к ее толщине, особенно при $b/t > 100$. В этом случае уменьшение толщины пластины даже в два-три раза весьма незначительно сказывается на величине полных напряжений. Это объясняется тем, что при увеличении b/t свыше 100 одновременно с увеличением цепных напряжений уменьшаются напряжения от изгиба, причем полное суммарное напряжение остается почти постоянным.

е) Величина аргумента u , определяющая характер изгиба пластины, в большой степени зависит от величины действующей на пластину нагрузки, увеличиваясь по мере увеличения этой нагрузки. Поэтому в зависимости от величины действующей нагрузки одна

и та же пластина работает как абсолютно жесткая, конечной жесткости или как гибкая.

Рассмотрим изгиб свободно опертой и жестко заделанной пластины конечной жесткости с соотношением сторон опорного контура $a/b \geq 2$.

Введем следующие обозначения:

a, b — длинная и короткая стороны опорного контура;

t — толщина пластины;

p — интенсивность внешней нагрузки (давление на единицу площади пластины);

k — коэффициент распора;

κ — коэффициент, характеризующий степень заделки пластины ($0 < \kappa < 1$);

q — целые напряжения;

u — аргумент, являющийся мерой гибкости пластины;

σ_1, σ_2 — наибольшие напряжения соответственно в центре пластины и посредине опорного контура, параллельные короткой кромке пластины;

w — наибольшая стрелка прогиба в центре пластины.

Расчетные формулы для свободно опертой пластины (рис. 41, а):

$$\left. \begin{aligned} v &= \frac{38}{p \sqrt{k}} \left(\frac{100t}{b} \right)^4; q = 80u^2 \left(\frac{100t}{b} \right)^2; \\ \sigma_1 &= q + \frac{3}{4} p \left(\frac{b}{t} \right)^2 \chi_0(u); \\ w &= 6,9pt \left(\frac{b}{100t} \right)^4 \varphi_0(u). \end{aligned} \right\} \quad (III.11)$$

Расчетные формулы для жестко заделанной пластины (рис. 41, б):

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{38}{p \sqrt{k}} \left(\frac{100t}{b} \right)^4; q = 80u^2 \left(\frac{100t}{b} \right)^2; \\ \sigma_1 &= q + \frac{1}{4} p \left(\frac{b}{t} \right)^2 \chi_1(u); \\ \sigma_2 &= q + \frac{1}{2} p \left(\frac{b}{t} \right)^2 \chi_2(u); \\ w &= 1,4pt \left(\frac{b}{100t} \right)^4 \varphi_1(u). \end{aligned} \right\} \quad (III.12)$$

Порядок расчета пластин конечной жесткости. По заданным размерам пластины b и t , интенсивности поперечной нагрузки p и коэффициенту распора k вычисляют величину v или v_1 и находят $\lg v$ или $\lg v_1$.

В практических расчетах пластин судового корпуса коэффициент распора принимают $k = 0,5$.

В зависимости от $\lg v$ для свободно опертой и от $\lg v_1$ для жестко заделанной пластины определяют аргумент u и, следовательно, степень жесткости пластины (справочник по строительной механике корабля, т. II, стр. 71, табл. 1).

При $u \geq 0,5$ пластину считают конечной жесткости и рассчитывают по формулам (III.11) или (III.12). Затем по той же таблице определяют значения функций:

для свободно опертой пластины ($\kappa = 0$) — $\varphi_0(u)$; $\chi_0(u)$;

для жестко заделанной пластины ($\kappa = 1$) — $\varphi_1(u)$; $\chi_1(u)$; $\chi_2(u)$.

Расчет пластин конечной жесткости по таблицам проиллюстрируем примером.

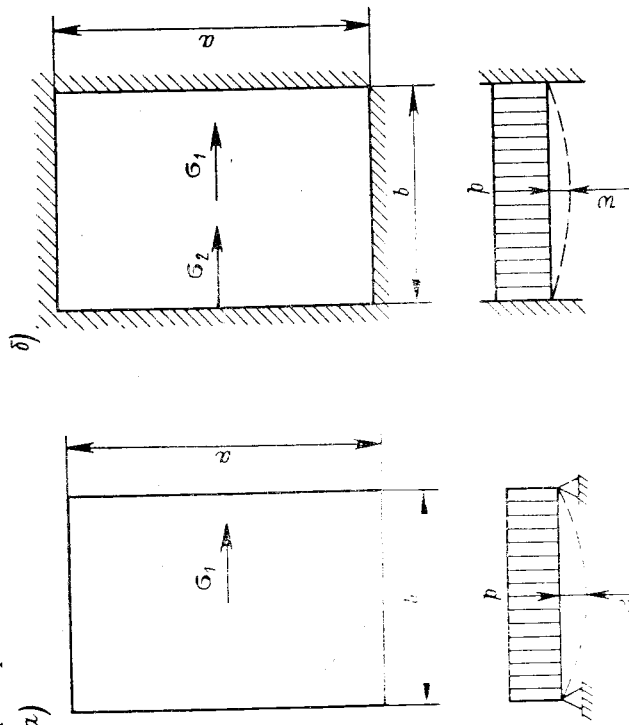


Рис. 41. К расчету пластин конечной жесткости. Пластина свободно оперта (а) и жестко заделана (б).

Пример 1. Рассчитать пластину, жестко закрепленную по всем четырем краям, при следующих исходных данных:

$a = 300$ см; $b = 70$ см; $t = 0,6$ см; $p = 0,6$ кгс/см²; $k = 0,5$.

Определяем из первого уравнения (III.12) $v_1 = 48,4$; $\lg v_1 = 1,685$. Для жестко заделанной пластины ($\kappa = 1$) определяем, что $u = 2$, следовательно, данную пластину отнесем к классу пластин конечной жесткости.

Определяем значения функций:

$$\varphi_1(u) = 0,715; \chi_1(u) = 0,673; \chi_2(u) = 0,806.$$

Определяем наибольший прогиб, целые и максимальные напряжения по формулам (III.12):

$$q = 80 \cdot 2^2 \left(\frac{60}{70} \right)^2 = 234 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_1 = 234 + 0,25 \cdot 0,6 \left(\frac{70}{0,6} \right)^2 \cdot 0,673 = 1610 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_2 = 234 + 0,5 \cdot 0,6 \left(\frac{70}{0,6} \right)^2 \cdot 0,806 = 3520 \text{ кгс/см}^2;$$

$$w = 1,4 \cdot 0,6 \cdot 0,6 \left(\frac{70}{60} \right)^4 \cdot 0,715 = 0,665 \text{ см}.$$

Основные понятия и определения. До сих пор мы рассматривали пластины, к которым была приложена нагрузка перпендикулярно ее срединной поверхности. Эта нагрузка вызывала прогиб пластины. В процессе эксплуатации судна его пластины воспринимают также растягивающие и сжимающие нагрузки, действующие параллельно срединной плоскости. К таким нагрузкам относят растягивающие и сжимающие усилия при положении судна

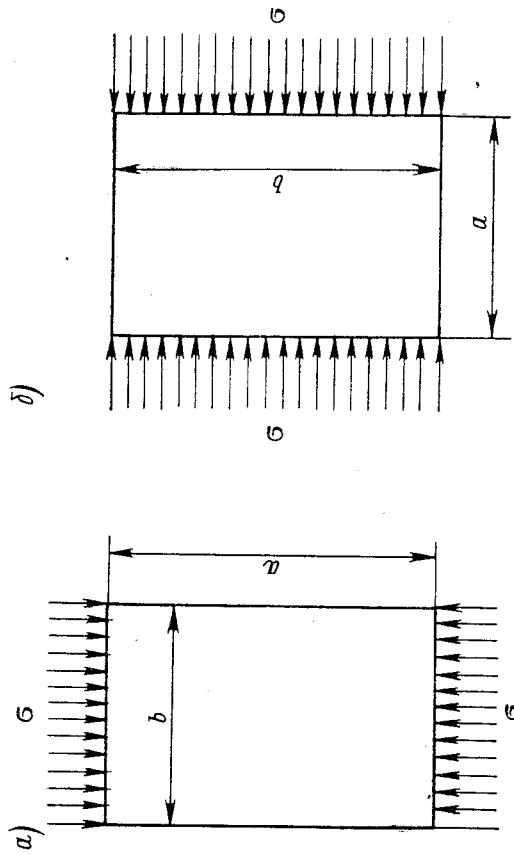


Рис. 42. К расчету устойчивости пластин: а — сжимающая нагрузка действует параллельно длинным краям пластины; б — сжимающая нагрузка действует параллельно коротким краям пластины.

на вершине и подошве волны; реакции килблоков, сжимающие обшивку переборок при постановке судна в док и др. Сжатие пластины усилиями, лежащими в ее плоскости, может вызвать потерю устойчивости, т. е. искривление ее срединной плоскости и появление больших деформаций без заметного возрастания сжимающих усилий. Эти сжимающие усилия, действующие в срединной плоскости, при которых происходит потеря устойчивости пластины (выпучивание), называют эйлеровыми или критическими.

Отношение эйлеровых или критических усилий к площади поперечного сечения пластины называют эйлеровыми или критическими напряжениями. Для нахождения эйлерового напряжения пластин с различным закреплением на опорном контуре применяют те же методы, что и для определения эйлерового напряжения стержней. При этом следует учесть, что пластину рассматривают изолированно от остальных пластин и предполагают, что опорные кромки ее могут свободно сближаться.

Однако пластины судового корпуса работают не изолированно, а в составе перекрытия, поэтому наличие «распора» оказывает определенное влияние на пластину, подверженную действию сжимающих усилий, действующих в ее срединной плоскости. Суть этого влияния состоит в том, что пластина может воспринять на себя усилие больше эйлерова; это явление учитывают, относя часть ширины пластины к жестким связям (см. § 21).

Кроме того, весь избыток сжимающей нагрузки, воспринимаемой пластиной, будет передаваться на более жесткие связи, подкрепляющие пластины, что вызовет в этих связях быстрый рост напряжений. Поэтому расчет пластин на устойчивость, т. е. определение усилий, вызывающих потерю устойчивости, является важной частью расчета прочности конструкций.

В некоторых случаях потеря устойчивости пластин может вызвать значительные повреждения конструкций и привести к авариям.

Остановимся на приближенном способе вычисления эйлеровых напряжений свободно опертых стальных пластин (рис. 42).

Введем следующие обозначения:

а — сторона пластины, параллельно которой действуют сжимающие усилия;

б — противоположная сторона пластины.

Расчетная формула для определения величины эйлеровых напряжений свободно опертой стальной пластины

$$\sigma_3 = k \cdot 2 \cdot 10^6 \left(\frac{t}{a} \right)^2, \quad (\text{III.13})$$

где k — численный коэффициент, определяемый в зависимости от отношения $\gamma = a/b$.

Числовые значения коэффициентов k приведены в справочнике по строительной механике корабля, т. II, стр. 225, табл. 1.

Применяют также следующие формулы, дающие примерно те же результаты, что и формула (III.13):

$$\sigma_3 = 800 \left(\frac{100t}{b} \right)^2 \quad \text{при } a > b \quad (\text{III.14})$$

$$\sigma_3 = 200 \left(\frac{100t}{a} \right)^2 \left[1 + \frac{a^2}{b^2} \right]^2 \quad \text{при } a < b. \quad (\text{III.15})$$

Пример 1. Вычислить эйлеровы напряжения стальной пластины размерами (мм) $1600 \times 750 \times 12$, свободно опертой по всему контуру, если сжимающие усилия направлены: а) вдоль длинных кромок, б) вдоль коротких кромок;

а) $a = 160 \text{ см}$; $b = 75 \text{ см}$; $t = 1,2 \text{ см}$

$$\gamma = \frac{a}{b} = \frac{160}{75} = 2,14.$$

Определяем коэффициент $k = 18,5$ и σ_3 по формуле (III.13)

$$\sigma_3 = 18,5 \cdot 2 \cdot 10^6 \left(\frac{1,2}{160} \right)^2 = 2080 \text{ кгс/см}^2.$$

Подсчитаем σ_3 по формуле (III.14)

$$\sigma_3 = 800 \left(\frac{120}{75} \right)^2 = 2050 \text{ кгс/см}^2;$$

$$b) a = 75 \text{ см}; b = 160 \text{ см}; t = 1,2 \text{ см}$$

$$\gamma = \frac{a}{b} = \frac{75}{160} = 0,47.$$

Определяем коэффициент $k = 1,5$ и σ_3 по формуле (III.13)

$$\sigma_3 = 1,5 \cdot 2 \cdot 10^6 \left(\frac{1,2}{75} \right)^2 = 770 \text{ кгс/см}^2.$$

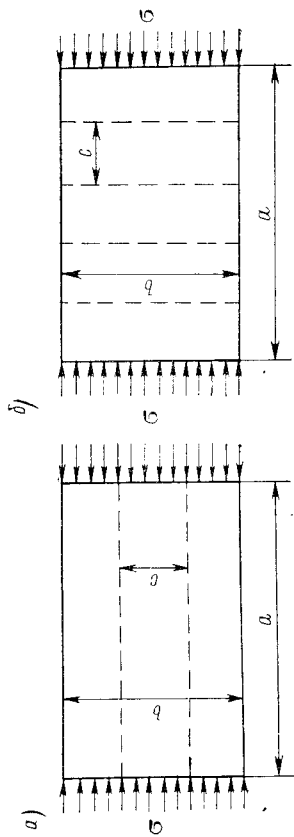


Рис. 43. К расчету устойчивости пластин, подкрепленных жесткими ребрами: а — ребра расположены параллельно сжимающей нагрузке; б — ребра расположены перпендикулярно сжимающей нагрузке.

Подсчитываем σ_3 по формуле (IV.15)

$$\sigma_3 = 200 \left(\frac{120}{75} \right)^2 \left[1 + \frac{75^2}{160^2} \right] = 760 \text{ кгс/см}^2.$$

На основании сравнения результатов вычисления эйлеровых напряжений (пример 1, а и б) замечаем, что в данном случае устойчиво пластины, сжатой вдоль длинных кромок примерно в 2,6 раза выше, чем в случае, когда пластина сжата вдоль коротких кромок.

Устойчивость пластин, подкрепленных жесткими ребрами. Полнож, требуется увеличить устойчивость пластины, сжатой в одном направлении. Имеется два пути увеличения устойчивости: или увеличить ее толщину, или подкрепить пластину жесткими ребрами. Увеличение толщины не всегда целесообразно, так как это приводит к значительному увеличению веса конструкции.

Рассмотрим второй путь увеличения устойчивости пластин. Положим, что пластину, сжатую в продольном направлении, подкрепили ребрами: а) направленными вдоль действия сжимающих усилий (рис. 43, а) и б) направленными поперек действия сжимающих усилий (рис. 43, б).

В обоих случаях расстояние между ребрами обозначим через c .

В первом случае пластину разбиваем на ряд пластин, сжатых вдоль длинных кромок. Принимая во внимание, что c во много раз

меньше a , на основании формулы (III.14) получим выражение для эйлеровых напряжений пластины

$$\sigma_3 = 800 \left(\frac{100t}{c} \right)^2. \quad (\text{III.16})$$

Во втором случае пластину разбиваем на ряд пластин, сжатых вдоль коротких кромок. Принимая во внимание, что c во много раз меньше b , на основании формулы (III.15) получим

$$\sigma_3 = 200 \left(\frac{100t}{c} \right)^2 \left[1 + \frac{c^2}{b^2} \right]^2.$$

Дробь $c^2/b^2 \rightarrow 0$, а выражение $[1 + c^2/b^2]^2 \rightarrow 1$; следовательно, величиной, стоящей в квадратных скобках, можно пренебречь и выражение для σ_3 в этом случае примет вид:

$$\sigma_3 = 200 \left(\frac{100t}{c} \right)^2. \quad (\text{III.17})$$

Сравнивая формулы (III.16) и (III.17), делаем очень важный вывод. Если совместить направление подкрепляющих пластину ребер с направлением сжимающих усилий, то устойчивость пластины увеличится примерно в 4 раза по сравнению со случаем, когда ребра направлены перпендикулярно направлению сжимающих усилий. В этом состоит одно из основных преимуществ продольной системы набора по сравнению с поперечной, так как сжимающие усилия от общего продольного изгиба корпуса всегда направлены вдоль судна и установка продольных ребер оказывается более рациональной.

В практических расчетах часто решают обратную задачу, т. е. по заданной величине эйлеровых напряжений определяют расстояние между ребрами и, следовательно, их число.

При сжатии пластины, подкрепленной поперечными ребрами, максимальное расстояние между ними c , обеспечивающее заданное значение σ , определяем из формулы (III.17)

$$c_{\text{max}} = 100t \sqrt{\frac{200}{\sigma_3}}. \quad (\text{III.18})$$

Определив c_{max} , найдем число полей, на которое ребра разбивают пластину, $k \geq a/c_{\text{max}}$. Если k получается дробным числом, то его округляют до ближайшего большого целого, и тогда расстояние между ребрами определяется по выражению $c = a/k$.

Аналогично поступают при сжатии пластины, подкрепленной продольными ребрами. Максимальное расстояние между ними определяют из формулы (III.16)

$$c_{\text{max}} = 100t \sqrt{\frac{800}{\sigma_3}}. \quad (\text{III.19})$$

Число полей $k \geq b/c_{\text{max}}$. Окончательное значение $c = b/k$.

...

В форпике и ахтерпике нижние концы промежуточных шпангоутов опускают как можно ближе к килевой линии исходя из технологических возможностей выполнения сварочных работ. Верхние концы крепят к платформе или к ближайшему стрингеру.

Бортовые стрингеры. Назначение бортовых стрингеров — разнести местную концентрированную нагрузку от давления льда на несколько шпангоутов. Бортовые стрингеры устанавливают по всей длине корпуса.

Такая конструкция ледовых подкреплений набора корпуса в форпике и ахтерпике, предусматриваемая в течение многих лет на судах ледового плавания, полностью оправдала себя. Разумеется, и такие подкрепления подвергаются деформациям и повреждениям, особенно при плавании в тяжелых ледовых условиях. Но для плавания в обстановке средней интенсивности ледовых полей и торосов (условно принятой) такое подкрепление оконечностей судов ледового индекса УЛ считается достаточным.

В районе между форпиком и ахтерпиком разносящие бортовые стрингеры представляют собой продолжение стрингеров оконечностей, их устанавливают на расстоянии 1,4 м один от другого по высоте.

Высота и толщина стенки, а также площадь сечения пояса бортовых стрингеров принимаются равными аналогичным элементам основного шпангоута. Отдельные интеркостельные стрингеры необходимо приваривать к наружной обшивке и к стенкам шпангоутов в пределах каждой шпации.

Палубы и платформы. Палубы и платформы, расположенные в районе ледового пояса наружной обшивки, должны иметь поперечную систему набора; они близко расположены к нейтральной оси и больше работают на сжатие от ледовой нагрузки, чем участвуют в обеспечении общей прочности.

Ширина и толщина палубного стрингера, толщина настила палубы в районе вырезов, а также момент сопротивления бимсов огариваются в Правилах Регистра Союза ССР.

Поперечные переборки. Поперечные переборки на расстоянии 1,4 м от борта при вертикальных стойках подкрепляют горизонтальными ребрами на уровне ледового пояса. Расстояние между ребрами следующее: 700 мм — на трюмных переборках и 600 мм — на пиковых. Необходимость установки ребер обусловлена недостаточной жесткостью стенки переборки от борта до первой вертикальной стойки, поэтому при ударе льдины о борт в районе переборки лист переборки может потерять устойчивость. Следовательно, необходимо не только подкреплять эти участки горизонтальными ребрами, но и оговаривать минимальную толщину листов переборки, примыкающих к борту: она должна быть не менее 9 мм.

Штевни. Форштевень с ледокольным подрезом изготавливают из ковальной, литой или катаной стали. Он должен располагаться на 0,75 м выше легкой грузовой ватерлинии.

Часть форштевня, расположенную выше 0,75 м над легкой грузовой ватерлинией, допускается изготавливать из листовой стали, тол-

СОРТАМЕНТЫ НА ПРОФИЛЬНЫЙ И ЛИСТОВОЙ МАТЕРИАЛЫ

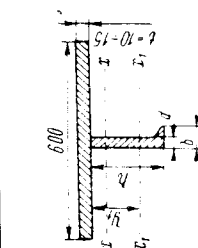
Таблица 1

Теоретические элементы несимметричного полосообразного профиля с условным присоединенным пояском $600 \times (10 \div 15)$ мм

условным присоединением.

F_1 — площадь профиля;
 I_{x1} — момент инерции профиля;
 y_1 — расстояние до центра тяжести профиля, лежащего на оси x_1x_1 ;
 F — общая площадь профиля с пояском;
 I_x — момент инерции профиля с пояском относительно осей xx ;
 W_x — наименьший момент сопротивления профиля с пояском относительно осей xx .

Номер профиля	Элементы профиля					Элементы профиля с пояском				
	h, мм	b, мм	S, мм	$F_1, \text{см}^2$	$I_{x1}, \text{см}^4$	$y_1, \text{см}$	$F, \text{см}^2$	$I_x, \text{см}^4$	$W_x, \text{см}^3$	$S_1, \text{мм}$
5	50	16	4	2,87	6,96	3,13	62,87	44	9	10
5,5	55	17	4,5	3,48	10,20	3,38	63,48	61	12	10
6	60	19	5	4,27	15,00	3,74	64,27	87	15	10
7	70	21	5	5,06	24,10	4,40	65,06	137	20	10
8	80	22	5	5,84	36,23	5,07	65,84	202	25	10
9	90	24	5,5	7,03	55,00	5,65	67,08	295	33	10
10	100	26	6	8,63	85,22	6,29	68,63	434	45	10
12	120	30	6,5	11,15	158	7,55	71,15	767	68	10
14a	140	33	7	14,05	274	8,82	74,05	1274	100	10
б	140	35	9	16,85	321	8,55	76,85	1398	112	10
16a	160	36	8	17,96	468	9,95	107,96	2200/1980	147/140	15/10
б	160	38	10	21,16	527	9,75	111,16	2434/2190	165/159	15/10
18a	180	40	9	22,20	724	11,15	112,20	3280/2860	200/188	15/10
б	180	42	11	25,80	837	10,81	115,80	3530/3130	218/206	15/10
20a	200	44	10	27,36	1078	12,40	117,36	4 730	268	15
б	200	46	12	31,36	1265	12,06	121,36	5 110	293	15
22a	220	48	11	32,82	1611	13,50	122,82	6 500	343	15
б	220	50	13	37,22	1795	13,20	127,22	6 930	372	15
24a	240	52	12	38,75	2232	14,70	128,75	8 720	434	15
б	240	54	14	43,55	2542	14,35	133,55	9 250	466	15
27a	270	55	12	43,82	3265	16,60	133,82	12 180	552	15
б	270	57	14	49,22	3515	16,30	139,22	12 780	588	15



F₁ — площадь профиля;
I_{x1} — момент инерции профиля;
y_{x1} — расстояние до центра тяжести профиля, лежащего на оси x_{x1};
F — общая площадь профиля с пояском;
I_x — момент инерции профиля с пояском относительно оси x_x;
W_x — наименьший момент сопротивления профиля с пояском относительно оси x_x.

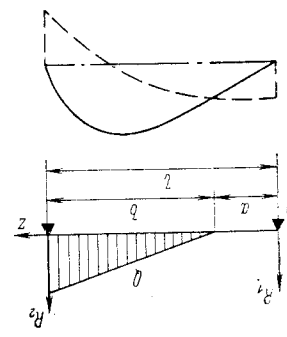
ЭЛЕМЕНТЫ ИЗГИБА СТАТИЧЕСКИ ОПРЕДЕЛИМЫХ И НЕОПРЕДЕЛИМЫХ БАЛОК

Таблица 1

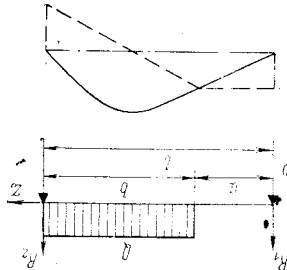
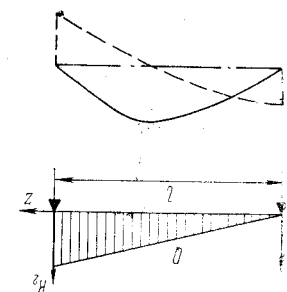
Номер балки	Способ нагрузки, эпюры	Опорные реакции	Изгибающие моменты	Углы	Прогитбы
1		$R_1 = -P$ $R_2 = -\frac{P}{2}$	$M = -Pl \left[\frac{2l}{z} - \frac{1}{2} \right]$ $M_{\max} = -Pl/4$ при $z = l/2$	$v' = \frac{Pl^2}{2} \left[1 - 4\frac{l^2}{z^2} + \frac{16EI}{Pl^3} \left(\frac{1}{z} - \frac{3}{4}\frac{l^3}{z^3} + \frac{16EI}{Pl^3} \left[\frac{1}{z} - \frac{3}{4}\frac{l^3}{z^3} + \frac{16EI}{Pl^3} \right] \right) \right]$ $v_0' = \frac{Pl^2}{2}$ при $z = 0$; $v_l' = -\frac{16EI}{Pl^2}$ при $z = l$	$v = \frac{Pl^3}{4} \left[\frac{1}{z} - \frac{3}{4}\frac{l^3}{z^3} + \frac{16EI}{Pl^3} \left(\frac{1}{z} - \frac{3}{4}\frac{l^3}{z^3} + \frac{16EI}{Pl^3} \right) \right]$ $v_{\max} = \frac{48EI}{Pl^3}$ при $z = \frac{l}{2}$
2		$R_1 = -P \frac{l}{b}$ $R_2 = -P \frac{a}{a}$	$M = -Pl \left[\frac{l}{b} \cdot \frac{1}{z} - \frac{1}{a} \right]$ $M_{\max} = -\frac{Pl}{Pab}$ при $z = a$	$v' = \frac{Pl^2}{2} \left[\frac{1}{b} \left(1 - \frac{l^2}{b^2} \right) + \frac{3}{2} \frac{l^2}{z^2} + \frac{6EI}{Pab} \left(1 + \frac{1}{b} \right) \right]$ $v_0' = \frac{Pl^2}{2} \left(1 + \frac{1}{b} \right)$ при $z = 0$ $v_l' = -\frac{6EI}{Pab} \left(1 + \frac{1}{a} \right)$ при $z = l$	$v = \frac{Pl^3}{2} \left[\frac{1}{b} \left(1 - \frac{l^2}{b^2} \right) + \frac{3}{2} \frac{l^2}{z^2} + \frac{6EI}{Pab} \left(1 + \frac{1}{b} \right) \right]$ $v_{\max} = 0,0641 \frac{Pl^3}{Pab^2} \times \left(1 - \frac{l^2}{b^2} \right)^{3/2}$ при $z = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{l^2 - b^2}{2}}$ если $a > b$

Номер балки	Способ нагрузки, эпюры	Опорные реакции	Изгибающие моменты	Углы	Прогитбы
3		$R_1 = \frac{M^*}{l}$ $R_2 = \frac{M^*}{l}$	$M = -M^* \frac{l}{z}$ $M_{\max} = -M^*$ при $z = l$	$v' = \frac{M^* l}{6EI} \left(1 - 3\frac{l^2}{z^2} \right)$ $v_0' = \frac{M^* l}{6EI}$ при $z = 0$; $v_l' = -\frac{3EI}{M^* l}$ при $z = l$	$v = \frac{M^* l^2}{6EI} \left(\frac{1}{z} - \frac{3}{2}\frac{l^3}{z^3} \right)$ $v_{\max} = 0,0778 \frac{M^* l^2}{EI}$ при $z = 0,5774l$
4		$R_1 = R_2 = \frac{Q}{2}$	$M = -\frac{Ql}{2} \left(\frac{l}{z} - \frac{1}{2} \right)$ $M_{\max} = -\frac{8}{Ql}$ при $z = l/2$	$v' = \frac{Ql^2}{24EI} \left(1 - 6\frac{l^2}{z^2} + 4\frac{l^3}{z^3} \right)$ $v_0' = -v_l' = -\frac{24EI}{Ql^2}$	$v = \frac{Ql^3}{24EI} \left(\frac{1}{z} - 2\frac{l^3}{z^3} + \frac{3}{4}\frac{l^4}{z^4} \right)$ $v_{\max} = \frac{5Ql^3}{384EI}$ при $z = \frac{l}{2}$

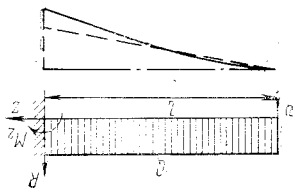
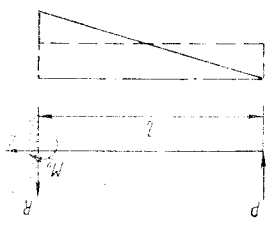
Продолжение табл. 1

Номер балки	Способ напырки, шпоры	Опорные реакции	Нагибающие моменты	Углы	Прогибы
7		$R_1 = -\frac{3}{b} \cdot \frac{l}{3} \cdot \frac{1}{b}$ $R_2 = -\frac{3}{b} \cdot \frac{l}{3} \cdot \frac{1}{b} \times \left(1 - \frac{3l}{b}\right)$	$M = -\frac{Ql}{b} \left[\frac{3}{b} \cdot \frac{1}{z} - \frac{1}{z} \right]$ $M_{\max} = -\frac{3}{b} \cdot \frac{1}{a}$ $\text{при } z = a$ $\frac{3l}{b}$	$v' = \frac{Ql^3}{b} \left[\frac{1}{b} \left(7 + \frac{1}{a^2} \right) - \frac{30}{z^2} + \frac{1}{a^2} \left(15(z-a)^2 + \frac{1}{4} \right) \right]$ $v_0' = \frac{Ql^3}{b} \left(7 + \frac{1}{a^2} \right)$ $v_l' = -\frac{Ql^3}{b} \left(8 + \frac{1}{a^2} \right) + \frac{1}{a^2} \left(6 + \frac{1}{a} + \frac{1}{3a^2} \right)$	$v = \frac{Ql^3}{b} \left[\frac{1}{b} \left(7 + \frac{1}{a^2} \right) - \frac{10}{z^2} + \frac{1}{z} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{3a^2} \right) + \frac{1}{3a^2} \left(\frac{1}{z} - \frac{1}{a} \right) \right]$

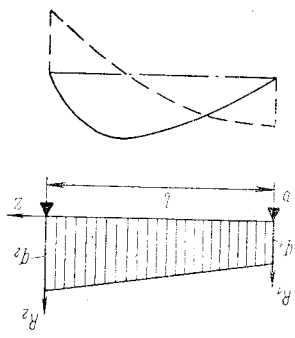
Продолжение табл. I

Номер балки	Способ напырки, шпоры	Опорные реакции	Нагибающие моменты	Углы	Прогибы
5		$R_1 = -\frac{2l}{b}$ $R_2 = -\frac{2l}{b} \times \left(1 - \frac{2l}{b}\right)$	$M = -\frac{Ql}{b} \left[\frac{2}{b} \cdot \frac{1}{z} - \frac{1}{z} \right]$ $M_{\max} = -\frac{8}{b} \times \left(1 + \frac{1}{a}\right)^2$ $\text{при } z = \frac{2}{l} \left(1 + \frac{1}{a^2}\right)$	$v' = \frac{Qlb}{b} \left[1 + \frac{2}{a} - \frac{6}{z^2} + \frac{1}{a^2} \left(4(z-a)^2 + \frac{1}{4} \right) \right]$ $v_0' = \frac{24EI}{b} \left(1 + \frac{1}{a^2} \right)$ $v_l' = -\frac{Qlb}{b} \left(1 + \frac{1}{a^2} \right) + \frac{24EI}{b} \left(1 + \frac{1}{a^2} \right)$	$v = \frac{Qlb}{b} \left[\frac{1}{z} \left(1 + \frac{2}{a} - \frac{2}{z^2} \right) + \frac{1}{a^2} \left(\frac{1}{z} - \frac{1}{a} \right) \right]$ Если $a > 0,547l$, $v_{\max}$ будет на левом участке при $z = \sqrt{\frac{6}{1} \left(l^2 + 2al - a^2 \right)}$
6		$R_1 = -\frac{3}{b}$ $R_2 = -\frac{3}{b} \cdot \frac{3}{2}$	$M = -\frac{Ql}{z} \left[\frac{3}{z} - \frac{1}{z} \right]$ $M_{\max} = -0,1283Ql$ $\text{при } z = 0,5773l$	$v' = \frac{Ql^2}{b} \left(7 - \frac{180}{z^4} + \frac{15}{z^4} \right)$ $v_0' = \frac{7}{b} \cdot \frac{Ql^2}{b} \approx 0,03889 \frac{EI}{b}$ $v_l' = -\frac{2}{b} \cdot \frac{Ql^2}{b} \approx -0,04444 \frac{EI}{b}$	$v = \frac{Ql^2}{b} \left(7 - \frac{180}{z^4} + \frac{15}{z^4} \right) - \frac{10}{z^3} + \frac{3}{z^3} \left(\frac{1}{b} + \frac{1}{3b} \right) \times \frac{Ql^2}{b} \text{ при } z = 0,5193l$

Продолжение табл. I

Номер балки	Способ нарезки, шпоры	Опорные реакции	Изгибающие моменты	Углы	Прогибы
10		$R = -Q;$ $M_2 = -\frac{Ql}{2}$	$M = \frac{Qz^2}{2l};$ $M_{\max} = \frac{Ql}{2}$ при $z = l$	$v'_0 = -\frac{Ql^2}{6EI};$ $v'_l = 0$	$v = -\frac{Ql^3}{24EI} \left(\frac{1}{3} - \frac{4}{l^2} z + \frac{1}{4} \frac{z^3}{l^3} \right);$ $v_{\max} = \frac{Ql^3}{8EI}$ при $z = 0$
9		$R = -P;$ $M_2 = -Pl$	$M = Pz;$ $M_{\max} = Pl$	$v'_0 = -\frac{Pl^2}{2EI};$ $v'_l = 0$	$v = -\frac{Pl^3}{24EI} \left(\frac{1}{3} - \frac{2}{l^2} z + \frac{1}{4} \frac{z^3}{l^3} \right);$ $v_{\max} = \frac{Pl^3}{32EI}$ при $z = 0$

Продолжение табл. 1

Номер балки	Способ нарезки, шпоры	Опорные реакции	Изгибающие моменты	Углы	Прогибы
8		$R_1 = -\frac{6}{l} \times (q_2 + 2q_1);$ $R_2 = -\frac{6}{l} \times (q_1 + 2q_2)$	$M = -\frac{6}{l} (q_2 + 2q_1) z + \frac{6l}{z^3} + \frac{q_1 z^2}{2} \times (q_2 - q_1)$	$v'_0 = -\frac{360EI}{(7q_1 + 8q_2) l^3};$ $v'_l = -\frac{360EI}{(8q_1 + 7q_2) l^3};$ $v'_0 + 8q_1 + 7q_2 \left[-30(2q_1 + q_2) \frac{l^2}{z^2} + \frac{60q_1 l^3}{z^3} - 15(q_2 - q_1) \frac{l^4}{z^4} \right] \times \frac{360EI}{l^3}$	$v = \frac{360EI}{l^4} \times \left[3(q_2 - q_1) \frac{l^5}{z^5} + 15q_1 \frac{l^4}{z^4} - 10(2q_1 + q_2) \frac{l^3}{z^3} + q_2 \left(\frac{l^2}{z^2} + 8q_1 + 7q_2 \right) \frac{1}{z} \right];$ $v_{z=l/2} = \frac{768EI}{5(q_1 + q_2) l^4}$

Продолжение табл. 1