

STRUCTURAL DESIGN OF WARSHIPS

By

WILLIAM HOVGAARD

В. ХОВГАРД

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ КОРПУСА ВОЕННЫХ КОРАБЛЕЙ

Перевод с английского
профессора Ю. А. Шиманского

61742.6



ОБОРОНГИЗ
ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ ЛИТЕРАТУРЫ ПО СУДОСТРОЕНИЮ
Москва 1947

Книга известного американского профессора Уэллеса „Structural Design of Warships“ представляет собой курс лекций, читанных автором в течение многих лет в Массачусетском технологическом институте.

В книге рассматриваются вопросы прочности и проектирования основных корпусных конструкций военных кораблей.

При рассмотрении этих вопросов автор указывает, как с наименьшей затратой материала и средств создать наиболее эффективную конструкцию, наиболее полно отвечающую предъявляемым к ней требованиям, учитывая опыт плавания, данные экспериментальных исследований, достижения прикладной теории упругости и современные составные технологии кораблестроения.

Отобразив опыт и состояние американского кораблестроения, книга может служить ценным учебным пособием для студентов высших кораблестроительных вузов при изучении курсов: „Конструкция корпуса судна“ и „Строительная механика корабля“.

Несомненно, эта книга является также полезным руководством для инженеров-кораблестроителей в их практической деятельности в централизованных и заводских конструкторских бюро, в научно-исследовательских институтах и в специальных управленческих комитетах, в которых разрабатываются или рассматриваются вопросы проектирования конструкций корпусов военных кораблей и гражданских морских судов.

ОТ ПЕРЕВОДЧИКА

Настоящая книга представляет собой полный перевод последнего, второго, значительно переработанного и дополненного издания известного труда американского профессора Вильяма Ховгарда «Structural Design of Warships», появившегося в Америке в 1940 г.

Труд проф. Ховгарда позволяет ознакомиться с общими установками и требованиями, существующими в современной практике американского военного кораблестроения в области проектирования корпуса военных кораблей.

В этом труде проведена неразрывная связь между теорией и практикой проектирования корпуса корабля, при целесообразном их сочетании. В этом заключается большая его ценность как учебного руководства для студентов и практического пособия для инженеров-кораблестроителей.

В труде проф. Ховгарда обращается внимание на то обстоятельство, что прочность корпуса определяется не только правильностью расчетов прочности его различных конструкций, но и надлежащим их конструктивным оформлением и соответствующим технологическим процессом изготовления. Эти три фактора одинаково важны и настолько взаимосвязаны, что в процессе проектирования конструкций корпуса они должны рассматриваться совместно.

Другая, не меньшая ценность труда проф. Ховгарда заключается в том, что в нем рассматриваются некоторые вопросы в области конструкции корпуса, которым в современном кораблестроении еще не уделяется должного внимания ни в смысле их достаточного теоретического обоснования, ни в части их практического разрешения. Отмечая это, и имея в виду, главным образом, вопросы, связанные с традиционным проектированием различных прерывистых связей корпуса. Хотя в труде проф. Ховгарда эти вопросы и не получили сколько-нибудь исчерпывающего разрешения, но уже самый факт постановки их и приведенная трактовка должны быть отмечены в качестве положительного фактора, повышающего значение этого труда.

Прогресс техники кораблестроения, на современном этапе ее развития, должен и будет происходить именно в направлении усовершен-

ствование теории и практики проектирования различных прерывистых связей корпуса.

Заслуживает большого внимания проводимая в труде проф. Ховгарда методика учета практического систематизированного опыта и экспериментального материала для определения размеров конструкции корпуса. Эта методика явила наиболее полное и наглядное выражение в задаче определения необходимой толщины листов различных корпусных перекрытий, подвергавшихся действию давления воды. Полученные таким методом кривые, рекомендуемые для определения по ним толщины листов корпусных перекрытий, являются более обоснованными, чем многие чисто аналитические приемы расчета прочности корпусных конструкций.

Все это дает полную уверенность, что издание перевода труда проф. Ховгарда окажется вполне оправданным.

При выполнении перевода мы сочли правильным воздержаться от естественного желания дописать его нашими замечаниями сопоставительного характера, чтобы не увеличивать этим объема книги. Мы сочли возможным упростить или опустить некоторые имеющиеся в оригинале таблицы и рисунки, благодаря чему получившаяся в книге их нумерация уже не отвечает нумерации, имеющейся в оригинале. Однако эти изменения столь незначительны и незначительны, что они не нарушают общего текстурального характера перевода труда проф. Ховгарда.

Считаю своим приятным долгом отметить исключительно большую работу, выполненную проф. Н. Е. Путовым, связанную не только с обычным редактированием перевода труда проф. Ховгарда, но и с многими сделанными им существенными исправлениями и дополнениями, способствовавшими улучшению качества этого перевода.

Ю. А. Шиманский

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ

В основе этой книги лежат лекции, читавшиеся с 1901 г. в Массачусетском технологическом институте по курсу «Конструкция корабля» для офицеров Американского военного флота, готовящихся к исполнению обязанностей корабельных конструкторов.

Изменяясь и дополняясь в течение последних тринадцати лет, лекции в настоящее время приняли почти установившуюся форму. Поэтому было желательно их издать в качестве учебного пособия, а отчасти и в надежде, что они могут оказаться полезными и вообще для лиц, занимающихся проектированием и конструированием военных кораблей.

Курс «Конструкция корабля» изучается на протяжении трех лет и состоит из лекционного материала и из проектных работ. Чтобы показать место настоящей работы в этом курсе, изложим здесь краткую программу его.

Первый год. Исторический очерк развития военного кораблестроения, начиная с введения парового двигателя, железа и брони.

Предварительное проектирование, включающее рассмотрение различных классов военных кораблей, определение главных элементов теоретического чертежа, построение обводов корпуса корабля, остойчивость, мореходность, общее распределение весов, подсчет весов, разделение на водонепроницаемые отсеки и вибрация корабля.

Второй год. Проектирование конструкций корпуса военных кораблей, включающее материалы, применяемые при постройке корпуса, прочность и расчеты прочности, заделочные соединения и основные детали конструкции. Предварительное проектирование судовой установки: котлов, машин и вентов постольку, постольку это касается корабельного инженер-механика. Бушпроты и хранение угля. Жидкое топливо. Рули и рулевые устройства.

Третий год. Освещение. Вентиляция и отопление. Якоря и якорное устройство. Шлюпки и спасательное устройство. Расположение и установка артиллерии. Боеприпасы, их транспортировка и хранение. Проектирование погребов боеприпасов. Торпедное вооружение. Эффект артиллерийского огня. Сопротивление брони. Основы проектирования броневой защиты. Защита от атак подводных лодок. Боевые рубки.

Материал,лагаемый в настоящей книге, охватывает несколько больше половины лекционного материала, изучаемого во второй год обучения. При изложении материала предполагалось общее знакомство с теорией корабельной архитектуры в объеме, обычно известном молодым корабельным офицерам.

При собирании материала и придании ему формы, полезной для изучающих, возникали значительные трудности. Существующие источники информации весьма разбросаны и состоят из учебников, руково-дств, отдельных статей и докладов, спецификаций, чертежей, правил и инструкций. Учебники содержат много ценных сведений, однако, за исключением некоторых французских книг, вопросы проектирования военных кораблей в них рассматриваются со многих других точек зрения и, естественно, вопросу проектирования отдельных конструкций корпуса корабля по необходимости отводится мало места, поэтому рассмотрение этих вопросов носит, главным образом, описательный характер.

Предметом настоящей книги является более полное рассмотрение этой специальной части проектирования военных кораблей, главным образом, с точки зрения общих принципов и условий. Ввиду обширности темы было признано необходимым ограничить объем книги рассмотрением только основных деталей корпуса. Описательная часть приводится в том объеме, какой необходим для иллюстрации основных положений проектирования.

Однако приведенные описания и рисунки конструктивных деталей, поскольку возможно, соответствуют последней практике. При наличии существенной разницы в способах конструирования в различных флотах эти способы сравниваются критически.

При изучении существующей практики часто трудно выяснить, почему приняты некоторые детали конструкции и почему в некоторых случаях они различны в разных флотах. Общее объяснение заключается в том, что когда-то некоторые конструкции, введенные одним из ведущих флотов, оказались удовлетворительными и сделались стандартными. С течением времени причины, обусловившие их принятие, были забыты, а эти конструкции стали применяться по традиции. Может даже случиться, что условия, обуславлившие конструкцию, изменились или перестали существовать, а сами конструкции продолжают применяться просто из-за боязни непредвиденных последствий, если данная конструкция будет изменена или упразднена. Изучение таких вопросов не может не быть продуктивным, так как оно, естественно, ведет к возможности улучшения конструкции. Кроме того, в работах подобного рода желательнее всего устанавливать и объяснять причины, обуславлившие различные особенности отдельных корпусных конструкций, не только потому, что это — ценный материал для опытных студентов в настоящее время, но также и потому, что это важная информация для будущего.

Так как лекция, положенная в основу этой книги, была написана, главным образом, для американских студентов-кораблестроителей, то главное внимание уделяется практике кораблестроения американского военного флота. Это было желательно и с другой точки зрения. Постройка бронированных кораблей американского флота началась только 25 лет назад, и за это короткое время он вырос в ведущий флот. Развитие американского флота характеризуется интенсивной борьбой за улучшение и усовершенствование. Но будучи связанными традициями и значительными финансовыми затруднениями, американский флот переним лучшее из других флотов и с успехом имел много новых и оригинальных деталей. В результате современный американский военный корабль как вообще, так и в деталях занимает место среди лучших кораблей мира. Поэтому описательная часть настоящей книги базируется, главным образом, на американской практике, однако имеется ряд ссылок и на практику английского, французского и датского флотов.

Настоящая книга отличается от других подобных книг значительным использованием математического анализа для разрешения задач, встречающихся при проектировании конструкции корпуса корабля. Предложено аналитическое решение для ряда задач, которые раньше решались или по традиции или, в лучшем случае, на основе опытного материала. Огромное увеличение размеров и стоимости военных кораблей, увеличение мощности машинных установок и артиллерийского вооружения, улучшение качества материалов и увеличивающаяся необходимость экономии веса, а следовательно, лучшего приспособление конструктивных связей к воздействию действующих на них внешних сил, требуют применения более правильных и точных методов проектирования. Однако надо усомниться, что рекомендуемый здесь аналитический метод является только способом для более сознательного и правильного использования опыта. Опытные данные, полученные в результате экспериментальной службы конструкций или специально поставленных экспериментов, должны быть всегда основой, на которой должны базироваться решения. Без них формулы бесполезны и могут даже быть опасными. Практическое применение формул и теоретических принципов доказано на многих примерах.

Хотя книга предназначена, главным образом, для студентов, изучающих конструкцию корабля, все же она перерастает рамки обычного учебника, который просто налагает устанавливавшиеся теория и существующую практику. В аналитической обработке вопросов содержится, по мнению автора, много нового, а в ряде глав автор рискует сделать некоторые предложения новых конструктивных форм. В тех случаях, когда предлагаемый метод проектирования или конструирования еще не испытан, это всегда ясно подчеркивается.

Так как аналитический метод рассмотрен вопросов проходит через всю книгу, в которой отдельные вопросы рассматриваются независимо друг от друга с точки зрения основных принципов, было не-

возможно избежать повторений. Это, однако, дает возможность излагать каждую главу без больших ссылок на остальные главы.

Выражаю глубокую признательность контрадмиралу R. M. Wait, главному конструктору американского военного флота, за его большую помощь в изучении конструктивных деталей в самый начальный период разработки этих лекций и за разрешение опубликовать чертежи и другую информацию, касающуюся американского флота.

Выражаю также благодарность главному конструктору датского флота капитану J. C. Tuxen, который предоставлял возможность ознакомиться с чертежами и конструкциями.

Профессор Массачусетского технологического института Henry H. W. Keith оказал очень ценную помощь в составлении чертежей, диаграмм и численных примеров. В разработке численных примеров и графического материала приняли участие помощники главного конструктора R. D. Weyenbacher, T. B. Rieby и W. G. Loo, а также студенты института.

Много ссылок на различные источники сделано в тексте и в списках.

William Hoegwaard.

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

Первое издание этой книги вышло в Лондоне в 1915 г. — тогда не нашлось издателя для нее в Соединенных Штатах. К 1926 г. первое издание полностью разошлось, и так как спрос на эту книгу с тех пор еще больше возрос, издатель предложил выпустить второе издание. Однако автор предпочел выпустить второе издание в США, тем более, что за это отвечает Корабельный институт Соединенных Штатов (United States Naval Institute).

Прошло 25 лет после выпуска первого издания книги; ясно, что произошло много изменений в конструкции военных кораблей.

Требования увеличения скорости и применения более прочных материалов привели к уменьшению прочных размеров связей корпуса корабля, что вызвало необходимость улучшить методы их проектирования и расчеты прочности. Более значительные стали использоваться достижения прикладной механики и теории упругости, в особенности в сочетании с экспериментальными исследованиями. Это потребовало включения во второе издание новых глав: об анализе напряжений и деформаций, о нарушении непрерывности связей и о кручении. В книгу включены также достижения некоторых исследований в приложении их к кораблестроению.

Чтобы не увеличивать объема книги, некоторые части первого издания выпущены как устаревшие, например, главы о комбинированных кораблях и о кораблях с деревянной обшивкой; некоторые главы сокращены.

Вероятно, наиболее важным дополнением является глава о сварке. Так как сварка в судостроении находится в переходном, быстро развивающемся состоянии, то автор надеется на谅解 читателя к возможным ошибкам этой главы.

По первоначальному замыслу, эта книга была написана, главным образом, в качестве учебника по корабельным конструкциям для студентов. Это в значительной мере справедливо и для второго издания. Однако значительный интерес, проявленный к первому изданию книги со стороны корабельных инженеров и судостроителей, позволяет надеяться, что они найдут книгу более полезной в настоящем ее виде.

Я надеюсь, что книга окажется интересной и для корабельных офицеров, принимавших участие вместе с корабельными конструкто-

рама в проектной работе и в экспериментальных исследованиях и испытаниях конструкции на борту корабля в условиях его службы, а также и для корабельных офицеров, которые в своих рапортах выражают мнение о работе конструкторов и вносят предложения для улучшения конструкций.

Первым долгом выражаю признательность начальнику Бюро постройки и ремонта Морского департамента США, который весьма любезно и щедро оказывал помощь в получении информации.

Благодарю также многих своих друзей корабельных конструкторов и работников Морского департамента, оказавших значительную помощь.

Я хотел бы выразить особую признательность капитану Т. В. Kichey, производственному инженеру Нью-Йоркской корабельной верфи, за любезность и помощь.

Специальную благодарность привожу командиру Н. Е. Rossell, профессору Корабельных конструкций Массачусетского технологического института, и лейтенанту Р. W. Snyder, из Бюро постройки и ремонта, за их помощь в разработке главы о сварке.

William Novgaard.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
От издательства	V
Предисловие к первому изданию	vii
Предисловие ко второму изданию	X

Глава I. Введение

1. Материалы, применяемые для постройки корпуса	1
2. Главные составные части конструкции корпуса	13
3. Некоторые замечания о прочности конструкции и о расчетах этой прочно- сти	14
4. Плавное гидростатическое состояние и начало численных деформаций	19

Глава II. Протяжная прочность

5. Обзор соединений	26
6. Натяг	27
7. Сдвиг	37
8. Потери устойчивости стенок	41
9. Рассредоточение напряжений	45
10. Пробои	49
11. Анализ деформаций и пробоев	52
12. Нарушение непрерывности конструкций	55

Глава III. Поперечная прочность

13. Поперечная прочность корпуса в целом	68
14. Прочность замкнутого шпангоутного кольца	70
15. Поперечная прочность днищосонна	74
16. Поперечная прочность подлодок лодок	81

Глава IV. Прочность на кручение

17. Кручение комбинированных конструкций	91
18. Определенные величинами напряжений от кручения	94

Глава V. Прочность балок

19. Катаные балки	98
20. Катаные балки, соединенные с жестком	102
21. Непрерывные составные балки	103
22. Итерационные балки	108
23. Допускаемые напряжения	108

Глава VI. Прочность прямоугольных пластин под действием водного давления

24. Определенные напряжения	110
25. Экспериментальное решение задачи	112

Глава VII. Прочность колонн и листов при сжатии

26. Колонны	119
27. Листы под действием сжатия и трения	129

Глава VIII. Заклепки и заклепочные соединения

28. Заклепки	136
29. Общие элементы конструкции заклепочных клеев, влияющие на их прочность	149
30. Виды разрушения	145

Глава IX. Прочность и непроницаемость заклепочных соединений

31. Водонепроницаемость	161
32. Плотность сечения заклепочными отверстиями	162
33. Соединения, обычно применяемые в судостроении	163
34. Новые разрушения	170
35. Шаговые листы	177
36. Ромбовидные соединения, переборочные прокладки и накладные листы	179
37. Связь между теорией и практикой	188
38. Водонепроницаемость и непроницаемость	190

Глава X. Сварки

39. Виды сварки	194
40. Техника сварки	199
41. Пространственные сварки соединений	203

Глава XI. Наружная обшивка

42. Различные системы	220
43. Общие размеры پوستы	225
44. Расположение стыков	231
45. Толщина листов наружной обшивки	236
46. Обшивка носов браны	240
47. Обшивка рубок и других настроек	242
48. Клейки наружной обшивки	248
49. Сварки наружной обшивки	248

Глава XII. Набор

50. Основные системы набора	248
51. Общие устройства набора	252
52. Расстояние между балками набора	260
53. Конструкция продольного набора	265
54. Конструкция поперечного набора	274
55. Клейки набора	283
56. Сварки набора	283

Глава XIII. Штевли. Набор и окантовка

57. Формировка и носовой набор	285
58. Ахтерштевень и кормовой набор	289

Глава XIV. Настя внутреннего дна

59. Общие расположения, донна, шпангоуты и толщина, расположение горелки	296
60. Клейки и сварки внутреннего дна	298

Глава XV. Палубы

61. Введение	300
62. Настя палуб	302

	Стр.
63. Настилы брезентовых палуб	309
64. Палубные бимсы и другой палубный набор	319
65. Деревянные палубы	322
66. Линолеум и другие палубные покрытия	325
67. Паллеры	326

Глава XVI. Переборки

68. Основные функции и требования	328
69. Расположение люков и ребер	339
70. Конструкция стоек	343
71. Обшивка переборок	351
72. Переборки кистеры	354
73. Сварка переборок	357
74. Практическое проектирование переборок	357
75. Испытание переборок	361
76. Переборки протавинной заплаты	362
77. Возвращающиеся переборки	366

ГЛАВА I

ВВЕДЕНИЕ

1. Материалы, примененные для постройки корпуса

1. Основные характеристики. Качество судостроительных материалов определяется соответствующими спецификациями и устанавливается различными химическими и физическими испытаниями. Для конструктора наибольший непосредственный интерес представляют такие характеристики качества, как временное сопротивление, предел упругости и пластичность.

Временное сопротивление есть напряжение, получаемое от деления разрушающей нагрузки при испытании образца на разрыв на первоначальную площадь его поперечного сечения.

Предел пропорциональности есть напряжение, определяемое точкой на кривой растяжения, в которой прекращается пропорциональность между напряжением и деформацией.

При практических испытаниях часто трудно или даже невозможно наблюдать предел пропорциональности. В некоторых случаях при напряжениях, меньших предела пропорциональности, общая деформация содержит остаточную часть.

Предел текучести — напряжение, при котором удлинение начинает сильно увеличиваться без заметного увеличения нагрузки.

Этот предел для судостроительной стали легко определяется. В инженерном деле обычно предел текучести считается основной характеристикой стали. Иногда предел текучести отмечается по внезапному уменьшению нагрузки, вызываемому опусканием рычага Испытательной машины.

В случаях, когда предел текучести не выражается с достаточной ясностью, он принимается равным напряжению, при котором остаточное удлинение получается равным 0,2%. В американском военном флоте напряжение, при котором остаточное удлинение достигает 0,01%, называется испытательным напряжением.

Термин предел упругости часто неправильно употребляется как синоним предела пропорциональности и предела текучести. Но его точнее следует определять, как наибольшее напряжение, при котором в материале после снятия нагрузки не проявляется остаточная деформация, хотя в действительности некоторая малая остаточная деформация получается уже при меньшем напряжении. Таким образом величину предела упругости можно точно определить лишь в результате тщательных измерений при повторных нагрузках. Практически величина предела упругости совпадает с величиной предела пропорциональности.

Кривая сжатия до предела текучести аналогична кривой растяжения и дает практически одинаковые численные значения для предела пропорциональности и предела текучести, но после достижения предела текучести материал заминает тель, и поэтому значение временного сопротивления на сжатие материала не может быть получено.

Предел выносливости есть напряжение, при котором материал разрушается вследствие усталости после большого числа переменных нагрузок. Для стали предел выносливости значительно меньше предела пропорциональности.

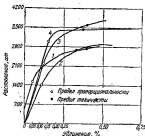


Рис. 1.

Для конструкций корпуса предел выносливости обычно не имеет большого значения; однако в некоторых случаях на быстроходных кораблях местные напряжения от усталости могут быть резко выражены.

Часто разрушение приписывается усталости, если оно не сопровождается заметным остаточным удлинением или сжатием листа. Однако во многих случаях также разрушение может получаться в результате постепенного развития чисто местной трещины, начинающейся в месте надреза или резкого изменения сечения.

Пластичность измеряется величиной удлинения образца между двумя замаркированными его точками, выраженного в процентах к первоначальной длине между этими точками. Величина удлинения измеряется после разрыва образца. Кроме того, пластичность характеризуется испытанием образца на загиб, которое хотя и имеет большое практическое значение, все же не дает количественной характеристики, пригодной для непосредственного использования конструкторам.

Относительное сжатие площади образца при растяжении характеризует выраженное в процентах отношение площади поперечного сечения образца в месте разрыва к первоначальной площади этого сечения.

Твердость измеряется испытанием по Бринелю, которое состоит в продавливании поверхности металла шариком из твердой стали диаметром 10 мм. Число Бринеля характеризует отношение между дающей нагрузкой и площадью вдавливания такого шарика.

Модуль упругости, обозначаемый через E , представляет собой отношение между напряжением и удлинением при растяжении и сжатии до предела пропорциональности. Графически он изображается наклоном начального участка кривой растяжения (рис. 1).

Модуль сдвига, обозначаемый G , представляет собой отношение между величиной касательного напряжения к углу сдвига:

$$G = \frac{E\mu}{2(\mu + 1)},$$

где $\frac{1}{\mu}$ — коэффициент Пуассона, который равен отношению между поперечным сжатием и продольным удлинением в пределах пропорциональности.

2. Классификация. В настоящее время наиболее важным судостроительным материалом является сталь, заменившая сварочное железо, применявшееся ранее. Сварочное железо и сейчас находит некоторое применение. Сталь и сварочное железо отличаются друг от друга, главным образом, способом изготовления. Сварочное железо состоит из соединенных путем puddингования отдельных тестообразных частей металлического железа без последующего их сплавления. Сталь же обычно плавного происхождения.

Первоначально сталь содержала много углерода и поэтому обладала способностью к закалке, сварочное же железо не принимает закалки. При современном способе получения стали она может быть выплавлена с любым содержанием углерода; это позволяет получить малуглеродистые стали, и приближающиеся к закалке. Поэтому в настоящее время содержание углерода уже не может быть основным фактором, отличающим сталь от сварочного железа; однако последнее обладает некоторыми особыми качествами, отличающими его от стали.

Сталь бывает очень многих сортов в зависимости от содержания в ней углерода и различных других металлов и элементов.

Углеродистая сталь обладает различными качествами, главным образом, в зависимости от количества содержащегося в ней углерода; она достаточно пластична для прокатки торговых сортов профилей.

Легированная сталь выплавляется многих сортов, которые выделяются различными добавками металлов и других элементов к углеродистой стали. Не всегда можно провести четкую границу между легированной и углеродистой сталью.

Характеристики некоторых сортов стали, употребляющихся для изготовления конструкций корпуса, будут даны дальше.

Из нежелезистых металлов наиболее важными являются алюминий, медь, цинк и др. сплавы.

Кроме металлов, в конструкции военных кораблей применяется, главным образом, дерево.

В табл. 1 приведены основные требования к стали, применяемой в американском флоте.

Таблица I

Сорт	Применение	Химический состав %	Предел прочности при растяжении, кгс	Предел текучести, кгс	Удлинение %	Длина образца, мм
Мягкая сталь свариваемая	Листы и профили для конструктивной обрешетки	Максимум 0,25 С, 0,75 Mn, 0,25 каждого из остальных элементов	4000—4050	2250—2300	23—25	300
Сталь высокого сопротивления (свариваемая)	Листы и профили для конструктивной обрешетки	Максимум 0,18 С, 1,40 Mn, 0,25 каждого из остальных элементов	5000—5700	2600 (мин.)	20—25	300
Мягкая сталь	Заковки	Максимум 0,04 P, 0,04 S	4100—4600	—	26—30	300
Сталь высокого сопротивления	Заковки	0,30 С (макс.), 1,35 Mn (макс.), 1,05 Ni (макс.)	4800—5000	1/2 предела прочности при растяжении и не меньше 2700	25—27	300
Сталь специальной обработки	Броня	—	4500 (мин.)	2400 (мин.)	17	50,8
Стали низколегированные	Ферритовые, мартенситовые, рана рана, прокатные	A (сварка)—0,5 С, B (для сварки)—0,30 С	5500 (мин.) 4200 (мин.)	45% предела прочности при растяжении	17 24	50,8 50,8
Низколегированная сталь	Полуброня термически обработанная	0,30 С (макс.), 0,70 Mn (макс.), 3,0 Ni (мин.)	5800 (мин.)	3200 (мин.)	22	300
Нержавеющая сталь	Листы, полосы, профили	0,07 С (макс.), 18,0 Cr, 8,0 Ni; следы Mn, Si, Ca	3300 (мин.)	3400 (мин.)	40	50,8
Полосчатая углеродистая сталь	Полосы конструктивные, механические и для закрутки	0,5—0,4 С	5000—4300	3100—2100	25—30	50,8
Полосчатая углеродистая сталь	Полосы, подложки сварки	Максимум 0,25 С, 0,75 Mn, 0,25 каждого из других элементов	4300 (мин.)	2100 (мин.)	35	50,8
Сварочное железо (очаговое)	Углеродистое	—	3400 (мин.)	1900 (мин.)	28	300

Таблица 2

№ пробы	Сорт стали	Химический состав, %	Линия образца мм	Предел прочности, кг/см ²	Предел текучести, кг/см ²	Удлинение, %	Коэффициент сжатия	Относительная прочность к временному сопротивлению
1	Средняя	0,15 С, 0,56 Mn, 0,022 P, 0,033 S, 0,87 Si, 0,01 V (кислая)	30,8	4500	2680	34	0,64	0,6
2	Средняя	0,35 С, 0,7 Mn, 0,014 P, 0,027 S, 0,93 Si (окислитель)	30,8	5120	2800	30	0,58	0,55
3	Высокого сопротивления	0,30 С, 1,05 Mn, 0,02 P, 0,028 S, 0,33 Si (кислая)	30,8	5300	3550	29	0,57	0,41
4	Высокого сопротивления марганцово-ванадиевая	0,18 С, 1,12 Mn, 0,023 P, 0,025 S, 0,14 Si, 0,10 V	30,8	5200	3450	35	0,71	0,66

На рис. 1 показаны кривые растяжения для сталей, характеристики которых приведены в табл. 2.

3. Сварочное железо. Этот материал, получаемый пудлинговым процессом, в середине прошлого века заменил в судостроении дерево, но с 80-х годов в свою очередь его стала вытеснять сталь, которая скоро сделалась обычным судостроительным материалом. Однако сварочное железо в коммерческом судостроении продолжало применяться для заклепок и болтов. В последние время начали изготовлять сварочное железо очень высокого качества, которое вновь нашло применение в ряде случаев при постройке судов. Сварочное железо отличается большой долговечностью и является особенно подходящим материалом для постройки нефтеналивных судов или судов, для которых очень важна противокоррозийная стойкость¹.

Сварочное железо часто путают с мягкой сталью, изготовляемой в мартеновских печах, называемой также литым железом, которое тоже содержит очень небольшое количество углерода и, следовательно, не способно закаливаться. Однако сварочное железо отличается от мягкой стали, главным образом, содержанием в нем около 3% синеватых шлаков в равномерно и распределенном состоянии. Удовлетворительное смешение шлака с железом может быть получено только тогда, когда тестообразное железо затвердевает в условиях пудлингового процесса. При этом сварочное железо приобретает волокнистое строение, препятствующее образованию трещин. Малое содержание углерода не допускает закалки при быстром охлаждении. Главное преимущество сварочного железа заключается в его сопротивлении коррозии как вследствие чистоты основного ме-

¹ R. W. Morrill, Plating for Oil Tankers of Wrought Iron, „Marine Engineering and Ship. Age“, Oct., 1933.

таля, так и благодаря наличию не поддающегося коррозии цинка. Сварочное железо является прекрасным материалом как для дуговой сварки, так и для сварки плавлением.

Механические качества сварочного железа могут быть весьма различными. Требования, предъявляемые к сварочному железу спецификацией Американского общества испытания материалов, следующие:

временное сопротивление разрыву	3400 кг
предел текучести	1900 кг
удлинение на длине 200 мм]	14%
сопротивление срезу (в среднем)	3700—3800 кг
модуль упругости при растяжении	(1,75—1,96)·10 ⁶ кг

Сварочное железо может изготовляться и с гораздо большим удлинением, чем то требуется для поковок. Шведское железо, имеет удлинение 30%.

В дальнейшем термин сварочное железо будет относиться только к пудлинговому железу. Железо, полученное в мартеновских печах, будет называться мягкой сталью, или литым железом.

4. Мягкая сталь. К мягкой стали относятся различные сорта малоуглеродистой стали. В спецификациях американского флота мягкая сталь встречается двух хорошо обозначенных типов: средняя сталь с наибольшим содержанием углерода около 0,31% и собственно мягкая сталь, содержание углерода в которой спецификациями не нормируется.

Мягкая сталь, содержащая 0,2—0,3% С, является материалом, наиболее широко применяемым в кораблестроении. Временное сопротивление ее от 4200 до 5100 кг. В дальнейшем в численных примерах оно принято равным 4200 кг; для заклепок из мягкой стали, поставленных в листы из мягкой стали или из стали высокого сопротивления, временное сопротивление срезу принято равным 3400 кг.

Для судостроительной стали в правилах Английского Флота требуется временное сопротивление 4100—5100 кг при удлинении не менее 20% на длине 200 мм для толщин более 10 мм и не менее 16% для более тонких листов. Для стальных заклепок временное сопротивление 4100—4700 кг при удлинении 25—30%. Для заклепок из сварочного и из литого железа сопротивление 3300—3050 кг при удлинении 22% для сварочного железа и 25—30% для литого.

Предел текучести мягкой стали несколько меньше двух третей временного сопротивления, т. е. около 2800—3000 кг; предел текучести при чистом срезе около 0,577 предела текучести при растяжении и для мягкой стали равен 1400—1700 кг.

Модуль упругости мягкой стали, так же как для всех других сталей, практически равен $2 \cdot 10^6$ — $2,2 \cdot 10^6$ кг².

5. Углеродистая сталь высокого сопротивления. Как показывают кривые растяжения (см. фиг. 1), углеродистая сталь высокого сопротивления обладает большей прочностью, чем мягкая сталь; это позволяет соответственно уменьшать толщину листов. При этом, однако, требуется более развитая система подкрепляющих ребер для придания листам устойчивости при сжатии.

¹ Также в численных примерах будет принято $E=2,15 \cdot 10^6$ кг, а для модуля сдвига $G=0,835 \cdot 10^6$ кг.

Несколько лет назад такая сталь стала широко применяться для ответственных связей легких быстроходных кораблей, а также длинных кораблей и крейсеров.

Чтобы использовать прочность этой стали, конструкции из нее следует соединить заклепками из такого же материала. Связанные с этим практические затруднения ограничили применение этой стали. В настоящее время, однако, заклепки из стали высокого сопротивления уже широко применяются.

До недавнего времени пришлось встречаться с затруднениями, связанными с применением сварки для сталей высокого сопротивления. Эти затруднения в настоящее время уже преодолены.

Для заклепок в конструкциях из стали высокого сопротивления применяется среднеуглеродистая сталь; эта сталь содержит не больше 0,3% С и 1,35—1,65% Mn. Требующееся спецификацией наименьшее временное сопротивление срезу этой стали должно быть равно 4500 ат (после клепки).

В английской военной кораблестроительной стали высокого сопротивления, известная под маркой адмиралтейская D, применяется с 1922 г.¹ Эта сталь имеет временное сопротивление 5800—6800 ат, предел пропорциональности 2700—3200 ат и удлинение 17%. Она содержит 0,23% С и 1,4% Mn. Эта сталь может свариваться.

Сталь специального качества для судостроения по правилам Английского Ллойд должна иметь временное сопротивление не больше 6000 ат, предел пропорциональности не меньше 2300 ат, удлинение не меньше 20%. Следует отметить, что Ллойдом не оговаривается, какими путем достигаются эти качества, т. е. прибавлением ли легирующих присадок или термической обработкой.

6. Легированные стали. Легированные стали характеризуются разными свойствами, которые получаются в основном от присутствия в них одного или больше элементов, отличных от углерода, хотя углерод также в них содержится. Наиболее важными из этих элементов являются кремний, марганец, никель, хром, ванадий, молибден и медь. Эти элементы позволяют получать металл, обладающий одновременно и большой прочностью и большой пластичностью, чего нельзя достичь в чисто углеродистой стали. Применяющиеся в судостроении легированные стали являются сталями высокого сопротивления; некоторые из них обладают коррозионно- и теплостойкостью.

Кремнистая сталь по спецификации Американского общества испытаний материалов имеет временное сопротивление разрыву 5600—6700 ат, предел текучести 3200 ат и удлинение 16—19%. Эта сталь была применена в 1907 г. для верней прочной палубы и верхней части бортов лайнера «Мааританика».

В этой стали содержалось 1,25% Si; временное сопротивление ее было равно от 5350 до 6000 ат, а предел текучести — приблизительно 3150 ат. При применении ее допускалось уменьшать толщину соответствующих листов на 10%².

Никелевая сталь различных сортов обладает различными качествами. Впервые она была введена в употребление в качестве броневых листов в 80-х годах прошлого столетия фирмой Шнейдера.

¹ W. J. Batty, Steel for Shipbuilding, 'Engineering', 1928, vol. CXXV.

² W. Bennett, Recent Developments in Special Quality Steel for Shipbuilding, Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1931.

Было установлено, что прибавление небольшого количества никеля, около 3½%, увеличивает и временное сопротивление стали и предел текучести без соответствующего уменьшения удлинения. Кроме того, предел упругости этой стали составляет относительно большую величину временного сопротивления. Без уменьшения твердости увеличивается пластичность и, таким образом, уменьшается склонность к трещинам. Это было ясно обнаружено при испытании броневых плит в 1880 г. в Анн-Арборе, в которых листы из никелевой стали не дали ни одной трещины, тогда как листы обыкновенной стали давали многократные трещины, идущие от пробитого сварным отверстием.

Простая никелевая сталь при изготовлении толстой брони позже была вытеснена хромоникелевой сталью. Однако простую никелевую сталь еще долго продолжали применять для палубной и вообще для тонкой брони. В американском военном флоте в настоящее время ее заменила сталь специальной обработки.

В конструкции корпуса никелевая сталь, часто применяется в наиболее ответственных местах быстроходных кораблей.

Сталь специальной обработки представляет собою никелевый сплав, точный химический состав которого не опубликован. Она широко применяется в американском военном флоте из-за своих превосходных баллистических качеств. Ее физические качества приведены в табл. I. Сопротивление смятию для этой стали равно 13 500 кг. Она применяется для палубной брони и для легкой бортовой брони, и обычно в этих случаях броневые листы из стали специальной обработки работают, как составные части сварной броневой корпуса. Эта сталь идет также на легкую броню башен и в некоторых случаях — для местного бронирования. Она прокатывается толщиной не меньше 12,5 мм, так как при меньших толщинах она имеет тенденцию коробиться.

Крупновская броня является в основном хромоникелевой сталью сильно науглероженной (цементированной) с одной стороны плиты, и подвергнутой различным процессам термической обработки, дающей очень большую твердость науглероженной стороне плиты. Кроме того, возможность цементации проникать в глубь плиты и обеспечивает прочность по всей ее толщине.

Таким образом крупновский процесс изготовления брони обеспечивает ей два основных качества: во-первых, соответствующую твердость одной наружной стороны плиты, необходимую для разбивания головки снаряда, и, во-вторых, большую прочность и вязкость для сопротивления проникновению снаряда через броню.

7. Малолегированные стали¹. Малолегированные стали с низким содержанием углерода пригодны для сварки и имеют высокую прочность, а в некоторых случаях — и коррозионную стойкость. Это делает их хорошим материалом для военного судостроения.

Специально предназначенные для сварки малолегированные стали содержат углерода менее 0,15%. Так как сварке этой стали остается той же, что и для углеродистой стали, однако применяемые при сварке электроды должны иметь соответствующие присадочные металлы. Следующие приблизительные цифры определяют типичные пределы для присадок малолегированных сталей: 5% Ni, 2% Cr, 2% Mn, 2% Si.

¹ J. C. Smith, A. Gibson and J. Hedge, Low-Alloy Steels, Welding Handbook, 1938.

Добавка различных легирующих элементов увеличивает прочность и твердость стали и обычно также вредит текучести. При одинаковом временном сопротивлении малолегированная сталь обладает большей пластичностью, чем простая углеродистая сталь. Увеличение прочности стали путем увеличения содержания одного углерода приводит к значительному уменьшению ее пластичности и вязкости.

Временное сопротивление разрыву малолегированной стали с малым содержанием углерода лежит между 5000 и 6800 ат, а предел текучести — между 3200 и 4600 ат.

Хромоникелевые сплавы¹ составляют большую группу сталей, характеризующихся, главным образом из-за присутствия хрома, выдающейся способностью к тепло- и коррозионности. Благодаря этим свойствам эта сталь известна под названием нержавеющей. Из этой группы выделяется аустенитная хромоникелевая сталь. Термин аустенитная определяет особую кристаллическую структуру, в которой сочетаются углерод и железо в твердом растворе. Как правило, аустенитные сплавы сохраняют одну и ту же кристаллическую структуру на всем диапазоне температур: от температуры плавления до комнатной температуры. Поэтому они при термической обработке не могут закаливаться и тем коренным образом отличаются от конвекционных сталей.

Широкое применение имеет аустенитная хромоникелевая сталь с содержанием 18% Cr и 8% Ni; содержание углерода в ней не должно превышать 0,02%. Она может применяться в виде проката, различной формы изделий или поковок. Эта сталь во многих случаях применяется там, где требуется большая прочность и хороший внешний вид, но в стоячей морской воде она подвергается интенсивной точечной коррозии.

Аустенитная хромоникелевая сталь является прекрасным материалом для сварки, и сплавы ее, содержащие углерода меньше 0,02%, могут быть хорошо сварены любым известным способом без последующей термической обработки. Однако следует учитывать, что нагревание при сварке и усадка наплавленного металла в соединении с большой коэффициентом расширения и малой теплопроводностью нержавеющей стали требует серьезного внимания при ее сварке и изготовлении.

8. Алюминиевые сплавы². За последние годы в военном кораблестроении стали получать все большее значение алюминиевые сплавы. Главное преимущество алюминия — его легкость: он почти в три раза легче стали. Алюминий в чистом виде или в сплаве с медью, как он применялся раньше, мало прочен и сильно корродирует. Последние годы широкое применение сплавов алюминия, известные под названием дюралей.

Дюраль, применяемый при постройке дюралевых «Shearlocks», представляет сплав алюминия с медью, магнием и марганцем; он имеет временное сопротивление разрыву 4200 ат, предел упругости 2300 ат и удлинение 22% из длины 50 мм³.

Модуль упругости при растяжении дюрала равенется $6,7 \cdot 10^6$ ат, удельный вес не превышает 2,85.

¹ G. Mikhalorov, Austenitic Chrome-Nickel Steels, Welding Handbook, 1938.

² „Alloys in Shipbuilding“, P. Field, Soc. Nav. Arch. Mar. Eng. 1937.

³ „The Strength of Rigid Alloys“, Burgess, Harleston, Tolson, Journal Royal Soc. Nav. Arch., 1924.

Более твердые сплавы применяются, когда требуются более высокие механические качества, а более мягкие сплавы — когда требуется большая пластичность и наибольшая стойкость против коррозии. Качество алюминиевых сплавов значительно зависит от горячей обработки, которой они подвергаются.

Алюминиевые сплавы дороже и их применение оправдывается только в том случае, когда имеет большое значение экономия веса.

По спецификации 1935 г. алюминиевый сплав, поставленный для американского военного флота в листах и профилях, должен иметь следующий химический состав: 1,10—1,40% Mg, около 0,55—0,7% Si, 0,20—0,30% Cr, 0,20% Fe, остальное алюминий. Характеристики прочности алюминиевого сплава этого состава следующие:

	Временное сопротивле- ние кг/см ²	Предел текучести кг/см ²	Удлинение на длину 50,8 мм %
Отожженный	1340	—	20—25
Заваленый	1970	1130	13—20
Термически обработан- ный и состаривающийся	2460	1970	8—10

Листы из чистого алюминия (99% Al, 1,0% Fe, 0,2% Cu), отожженные и неотожженные, имеют соответственно временное сопротивление 1030 и 1150 кг и удлинение — от 15 до 30% и от 1 до 4%.

По механическим качествам все алюминиевые сплавы, применяемые в судостроении, могут быть разбиты на две группы: 1) сплавы, механические качества которых значительно улучшаются в процессе горячей обработки, и 2) сплавы, механические качества которых значительно улучшаются в процессе холодной обработки. В сплавах, известных под названием корабельных и яляющихся преимущественно сплавами алюминия и магния, требующиеся механические качества получаются, главным образом, холодной прокаткой¹. Такие сплавы широко применяют при постройке малых катеров различных типов и используют с успехом не только в целях обеспечения прочности, но также и для улучшения стойкости против коррозии.

3. Медь и медные сплавы. Чистая медь раньше применялась на покрытие латунной обшивки кораблей для предохранения от обрастания; в конструкциях корпуса она применяется только в виде сплавов с другими металлами.

Бронза является сплавом меди и олова. Процентное содержание олова изменяется приблизительно от 8—10% в дуговой металле до 25% в колокольной бронзе. Имеется много сортов бронз, содержание олова в которых изменяется в вышеуказанных пределах, и отличающихся также и небольшим количеством других элементов.

Фосфористая бронза в чистом виде содержит 90% меди и 10% фосфористого олова. Однако под названием фосфористой бронзы известны и другие подобные сплавы, содержащие в небольшом количестве еще и другие компоненты. Чистая фосфористая бронза — очень твердая и прочная, имеет временное сопротивление растяжению около 2460 кг. Прежде она применялась для форштевней, актерштевней и других внешних стоек обшивки и композитных кораблей. По спецификации американского военного флота, фосфористая бронза для

¹ W. C. DeGereck, E. V. Telfer, High-Alloy Ship Construction, Int. Nav. Arch., 1932.

листов содержит 94% Cu, 3,5% Sn и от 0,05% до 0,5% P. При умеренной температуре ее временное сопротивление 3520 ат, предел текучести 1760 ат и максимальное удлинение на длине 50,8 мм 23%.

Алюминиевая бронза является сплавом меди с 4—10% Al и некоторого количества железа. Временное сопротивление листов из этого материала равно от 3520 до 4230 ат, предел текучести — от 1400 до 1790 ат и удлинение — от 25 до 30%.

Латунь является сплавом меди и цинка. Процентное содержание цинка изменяется в пределах от 10 до 50%. Временное сопротивление латуни в отливках обычно лежит в пределах от 1900 до 2220 ат, но если содержание цинка больше 45%, то сплав изменяет свою характеристику и временное сопротивление его падает до 1400 ат. После прокатки и отжига прочность и пластичность латуни может быть такой же, как и у стали. Латунь применяется и для заклепок в конструкциях, которые не должны иметь магнитных свойств.

Мюнхметалл является латуной, состоящей из 60% Cu и 40% Zn. После прокатки и отжига по прочности и пластичности он имеет механические качества, одинаковые со сталью. Временное сопротивление мюнхметалла в этом состоянии от 3500 до 4600 ат и удлинение — около 30%. Мюнхметалл имеет свои свойства в морской воде, однако он применяется в английском военном флоте для обшивки днища и на обшивку композитных кораблей.

Морская латунь состоит из 60—62% Cu, 36—37% Zn и 0,5—1,3% Sn. В сущности — это мюнхметалл с небольшим добавлением олова. Олово придает сплаву стойкость в морской воде. Поэтому морская латунь применяется на подводные конструкции, как, например, для крепления досок обшивки композитных кораблей. Если мягкая морская латунь применяется в круглые прутки для изготовления болтов и других ответственных деталей, подвергающихся значительным усилиям, то она, согласно требованиям американского военного флота, должна иметь временное сопротивление разрыву от 3520 до 3800 ат, предел текучести — не меньше 1400 ат и удлинение на длине 50,8 мм не меньше 35—40%.

Марганцевая латунь содержит 56% Cu, около 41% Zn и небольшое количество железа, олова, алюминия и марганца. Марганцевая бронза, так же как и фосфористая, применяется для внешних отливок обшивки и композитных кораблей. В американском военном флоте этот металл применяется вместо морской латуни, когда требуется более высокая прочность. В прутках она имеет временное сопротивление разрыву от 4600 до 5100 ат и предел текучести — около 2250 ат.

10. Цинк. Цинк в чистом виде применяется при процессе гальванизации для покрытия стали в целях защиты ее от коррозии.

Для покрытия стали тонким слоем цинка сталь погружается в ванну с расплавленным цинком. Гальванизация должна подвергаться все листы и профили, имеющие толщину меньше 3,5 мм, например, листы для мачтосцев и для крестных переборок; гальванизация может быть с успехом применена и для мелких поволоок. Листы и профили должны быть одинаковы до сборки конструкции. Увеличение веса от оцинковки равняется 0,7 кг на квадратный метр поверхности.

11. Дерево. При постройке военных кораблей применяется дерево следующих пород: сосна, ель или тик для настилов палуб, тик для подкладки под броню и тик, вяз или сосна — для обшивки днища.

Сосна до применения должна быть хорошо выдержана, так как в противном случае она легко подвергается короблению и усыханию. При контакте с железом и водой она вызывает ржавчину и затем легко загнивает. Поэтому концы досок не должны упирались в металл.

Тик имеет почти такую же прочность, как и дуб; он очень тверд и трудно колется. Он очень мало усыхает и, подвергшись переменной влажности, не коробится даже в тропическом климате. Тик обладает большой прочностью на излом и содержит смоляное масло, которое предохраняет от коррозии сталь и железо, соприкасающиеся с ним.

Явский тик. Ввиду дефицитности и высокой стоимости настоящего тика, доставляемого только из Бирмы и Сиама, на рынке появился другой сорт дерева, называемый явским тиком. Явский тик ботанически близок бирманскому и сиамскому; его характеристики близки к настоящему тiku. Плотность явского тика изменяется в более широких пределах, но в среднем она такая же. Слой явского тика не так прочен, как у других тиков, и средняя длина досок явского тика почти вдвое меньше, чем обычная длина тиковых досок. Поэтому явский тик менее подходит для палубных настилов, но применяется в качестве прокладок под борта. В нем много сучков, а потому его трудно обрабатывать.

Дуб во времена деревянного кораблестроения широко применялся в конструкциях корпусов как вследствие его прочности, так и большой его стойкости против гниения в морской воде. Однако дуб не является подходящим материалом для железного и стального судостроения, так как он содержит кислоту, действующую на металл.

Прочность на растяжение сложенных деревянных конструкций намного меньше, чем стальных, так как невозможно получить эффективное соединение между отдельными деталями конструкции.

Врубные замки и нагели в соединенных могут обеспечить использование только части полной прочности дерева, а металлические болты слишком тверды, чтобы хорошо работать совместно с древесиной. Основной причиной малой прочности дерева является слабое его строение, которое вследствие плохой связи между слоями обуславливает, во-первых, малое сопротивление сдвигу вдоль слоев, примерно, только около $\frac{1}{10}$ временного сопротивления растяжению, и, во-вторых, склонность к раскалыванию из-за недостатка поперечной прочности.

Ниже, в табл. 3, приводятся величины временного сопротивления сжатию вдоль волокон для различных пород дерева. Эти величины относятся к дереву с влажностью в 12%. Для сырой древесины можно ожидать, примерно, в два раза меньших величин.

Таблица 3

Порода дерева	Временное сопротивление сжатию, кг
Белая сосна	380
Дураковская ель	480
Ель и кедр	500
Желтая сосна	580
Явский тик	580
Дуб	600

2. Главные составные части конструкции корпуса

В настоящей работе рассматриваются конструкции корпуса, главным образом, лишь линейных кораблей и крейсеров. Конструкции этого типа кораблей являются типовыми и наиболее совершенными для большинства других классов кораблей. Поэтому конструкции корпуса малых кораблей будут затрагиваться лишь в той части, в которой они существенно отличаются от конструкций указанных больших кораблей.

Корпус любого корабля образуется из трех элементов: листов, профилей и заклепок или сварки. Катаные профили применяются различных сечений (рис. 2). Сварки могут быть получены составные профили и иных сечений. Заклепка и сварка, служащие для соединения в одно целое конструкций, будут рассмотрены в гл. IX и X.



Рис. 2. Сечения катаных профилей, применяемых в судостроении.

1—каналек, 2—т-образный, 3—у-образный, 4—крючковый, 5—зигзагообразный, 6—квадратный, 7—двутавровый.

Корпус, являясь сложной конструкцией, состоит в основном из сравнительно тонкой обшивки из листового стали, поддерживаемой системой балок набора корпуса, которые в свою очередь поддерживаются палубами и переборками.

Обшивка является основой и наиболее важной частью корпуса, образующей водонепроницаемую наружную оболочку, которая обеспечивает плавучесть корабля. В то же время обшивка является одной из существенных частей корпуса, обеспечивающей его прочность.

Набор состоит частью из поперечных, частью из продольных балок. Длиннобалльное распределение балок набора находит редкое применение, так как действующие в корпусе срезающие силы полностью могут быть восприняты наружной обшивкой.

На таких очень малых судах, как шлюпки, шпангоуты поддерживаются бимсами и одной или несколькими продольными балками, образующими вместе со шпангоутами опору для обшивки. На больших кораблях одних шпангоутов для этой цели недостаточно и кроме шпангоутов необходимо иметь палубы и переборки для обеспечения общей прочности и жесткости. Последнее качество весьма важно, так как большие деформации распространяют заклепку, сварку и чеканку. На большинстве военных кораблей общая жесткость обеспечивается большим количеством переборок.

На гражданских грузовых судах, особенно на судах, перевозящих груз навалом, число палуб и переборок делается минимальным, имея в виду, что достаточная прочность и жесткость их корпуса должна быть получена в большей мере за счет наружной оболочки. В этом отношении имеется значительная разница между гражданскими и военными кораблями.

Палубы и переборки имеют также назначение разделить корабль на отдельные отсеки для обеспечения его плавучести¹ и для надлежа-

¹ См. работу автора „General Design of Warships“, 1908.

шего использования внутреннего объема. Как общее правило, можно отметить, что большой военный корабль имеет несколько полных и частичных палуб, из которых одна или две могут быть бронированными. Некоторое число главных поперечных переборок подразделяет корабль на большие отсеки, которые затем разбиваются на меньшие отсеки продольными переборками и второстепенными поперечными переборками. На небольшом расстоянии от наружной обшивки делается второе дно, простирающееся обычно по всей подводной части корабля. Наружная обшивка и второе дно соединяются и закрепляются балками поперечного и продольного набора; некоторые балки, будучи водонепроницаемыми, подразделяют двойное дно на большое число малых водонепроницаемых отсеков. Двойное дно часто продолжается в виде коффердама на некоторую высоту выше ватерлинии. На некоторых больших кораблях делается третье дно. В оконечностях набор корпуса усиливается и заканчивается форштевнем и ахтерштевнем, прочно соединенными с основным набором.

3. Некоторые замечания о прочности конструкции и о расчетах этой прочности

Конструирование корпуса военного корабля базируется в основном на требованиях прочности, которые необходимо учитывать во всех случаях.

1. Сравнение между гражданскими и военными кораблями. Ввиду неопределенности усилий, действию которых подвергается корабль, расчеты его прочности в целом и расчеты прочности его отдельных конструкций, как правило, должны иметь эмпирический характер. Точные расчеты могут иметь место лишь в редких случаях. При конструировании корпуса гражданских судов трудности, связанные с расчетами прочности, отпадают благодаря применению правил и таблиц, которые позволяют определять прочные размеры конструкций корпуса в зависимости от размеров и типа судна. Эти правила и таблицы очень полны и подробны. Они составлены так называемыми классификационными обществами (Английский Ллойд, Бюро Веритас, Британская корпорация, Германский Ллойд, Американское бюро судоходства и др.) на основе опыта и информации, которыми в большом объеме располагают эти общества.

Если судно построено в соответствии с такими правилами, то судовладелец, капитан и страхователь получают гарантию в достаточной прочности судна. Так как практически все гражданские суда строятся по таким правилам, которые оставляют очень малую область конструкции для независимого разрешения, то вся задача проектирования конструкций корпуса гражданского судна в основном разрешается судостроителями совместно с экспертами классификационных обществ. Это не препятствует корабельным инженерам предлагать новые корпусные конструкции, но обычно они должны быть одобрены классификационными обществами раньше, чем могут быть приняты для выполнения. В последние годы, когда классификационные общества стали придерживаться более либеральной и прогрессивной политики, все чаще стало наблюдаться введение новых конструкций указанным путем.

Для проектирования конструкций военного корабля не существует правил и таблиц, за исключением принимаемых иногда отдельными

флотама для их собственного пользования. Вообще явду быстрых и больших комесностей в проектах военных кораблей нерационально — али даже бесполезно — разрабатывать правила и составлять такие детальные таблицы, как это делается для гражданских судов. Опыт эксплуатации новых конструктивных форм, даже в больших флотах, особенно принимая во внимание его секретность, значительно более ограничен, чем тот, которым располагают классификационные общества. К тому же конструкция корпуса военных кораблей является более сложной и чаще меняющейся, чем в гражданских судах. Поэтому стоишь перед конструктором военного корабля задача труднее, чем задача конструктора гражданского судна, и это дает большое поле для исследования, инициативы и проявления изобретения.

2. Процесс последовательных приближений при конструировании военного корабля. Различные части конструкции корпуса корабля взаимно связаны, и поэтому каждая из них должна конструироваться в соответствии с соседними. Конструкция каждой части должна быть первоначально намечена на базе основных условий ее работы и после этого согласована с конструкциями соседних частей, чтобы избежать несоответствия и получить общую гармоничную конструкцию.

Затем, после общей компоновки конструкции, должны быть рассмотрены местные требования и приняты во внимание влияние их на конструкцию и установлены окончательные ее детали. Важно, чтобы конструктор руководствовался принципом: сначала устанавливать главные характеристики конструкции, а затем уже второстепенные. Таким образом можно избежать многих изменений и повторений в работе.

3. Непрерывное и равномерное изменение прочности. Так как основные усилия, действующие на корпус корабля, меняются непрерывно и постепенно, то конструкция корпуса должна быть так разработана, чтобы прочность ее менялась также непрерывно и постепенно, как меняются и действующие усилия. Всякое резкое нарушение прочности конструкции вызовет большое увеличение местных напряжений в корпусе корабля будет недостаточно прочен в этих местах. Прочность везде должна быть пропорциональной действующим усилиям. При статических нагрузках лишний материал дает бесполезное увеличение веса, но при динамических нагрузках он является, кроме того, активным источником ослабления прочности. Так как, кроме того, излишний материал увеличивает стоимость, то при разработке конструкции необходимо тщательно его избегать.

Придерживаясь этого правила, будем получать равномерную прочность — качество, очень важное, особенно для легких быстроводных кораблей. При этом качестве, если предел текучести нигде не будет превзойден, вся конструкция будет воспринимать внешние силы как однородное (гомогенное) упругое тело, каждый член которого выдерживает свою нагрузку пропорционально своим деформациям как при растяжении, так и при сжатии. Для достижения этого качества конструкция и ее выполнение должны быть на большой высоте.

4. Оценка расчетных напряжений. Получаемые в результате расчета прочности наибольшие напряжения могут быть оценены при помощи следующих двух различных методов:

1) непосредственным сопоставлением их с пределом текучести или с временным сопротивлением материала;

2) сравнением их, часто не обращая внимания на численную их величину, с величиной напряжения, полученной таким же расчетом для аналогичных конструкций, оправдавших себя на практике.

Если конструкция проста и действующими на нее усилия точно известны, то может быть применен первый метод. В этом случае необходимо лишь выбрать надлежащий коэффициент безопасности, отнести его или к пределу текучести или к временному сопротивлению материала. Так как для железа и углеродистой стали, применяемых в судостроении, отношение между пределом текучести и временным сопротивлением изменяется в узких пределах, то оба указанные выше показатели могут с одинаковым успехом служить в качестве критерия прочности конструкции.

Углеродистые стали высокого сопротивления, а тем более легированные стали, не имеют такого же постоянного отношения между пределом текучести и временным сопротивлением. Поэтому коэффициент безопасности для этих сталей следует относить к пределу текучести, который часто задается спецификацией. Коэффициент безопасности в этом случае берется равным от 0,5 до 0,75 его значения, выбранного по временному сопротивлению. Поскольку выбор величины коэффициента безопасности обычно базируется на данных опыта работы других подобных конструкций, то рассмотренный тут первый метод по существу не отличается от второго. Однако при последнем методе сравнение делается непосредственно с конкретной, в общем случае — сложной конструкцией, и таким образом степень безопасности определяется с учетом целого комплекса обстоятельств, касающихся материала и конструкции. Кроме того, при пользовании коэффициентом запаса прочности предполагается, что действующие нагрузки не должны существенно отличаться от принятых в расчете.

На военных кораблях простые конструкции, допускающие непосредственное использование первого метода, встречаются редко. Корпус военного корабля представляет собой сложную конструкцию, подверженную действию различных общих и местных, иногда очень большой интенсивности, сил, величина которых известна далеко неполно. Различные части этой конструкции работают неопределенным образом совместно, что обуславливает возникновение в них неизвестных дополнительных вторичных напряжений.

В такой конструкции едва ли можно избежать отдельных случаев перенапряжений, которые в действительности существуют на кораблях даже самой лучшей постройки. Если в какой-либо точке будет превышен предел текучести, то материал в этой точке будет течь, вследствие чего дополнительные усилия будут передаваться на соседние части конструкции. Эти другие, более удаленные, части конструкции будут подвергаться дополнительным напряжениям до тех пор, пока не наступит упругое равновесие, или в противном случае конструкция разрушится.

Если расчетное напряжение в каком-нибудь месте получится значительно больше предела текучести, то это покажет, что этот предел действительно достигнут, но благодаря указанной выше способности конструкции приспособляться эти большие расчетные напряжения в действительности не будут. Другими словами, получаемые в таких случаях большие расчетные напряжения должны рассматриваться как общие качественные характеристики работы конструкции и их численные значения имеют малое значение. Таким обра-

зом для корпусных конструкций нельзя установить коэффициента безопасности, одинакового для всех случаев. Коэффициенты безопасности могут быть устанавливаемы в зависимости от типа корабля и назначения рассматриваемой конструкции.

При втором методе вычисленные напряжения используются лишь как средство для сравнения прочности рассматриваемой конструкции с прочностью соответствующей конструкции корабля-прототипа, причем в качестве прототипа должен быть принят корабль того же класса, не слишком отличных размеров и хорошо зарекомендовавший себя при его эксплуатации. Лучше, если корабль-прототип был построен на том же заводе, на котором будет строиться вновь проектируемый корабль, так как качество строительных работ является одним из важнейших факторов в проблеме прочности корабля, особенно быстрого.

Применяя указанный выше метод сравнения, можно контролировать возможно наличие увеличенную прочность корабля-прототипа. Во избежание этого следует уменьшать прочность, если она в результате тщательной проверки будет признана излишне увеличенной.

Все известные случаи нарушения прочности конструкций корабля в виде, например, растрескивания заклепок, выпучивания или разрыва листов для полного разрушения необходимо изучать и исследовать, насколько позволяют обстоятельства, с такой же тщательностью, как в научно поставленный эксперимент. Таким путем могут быть получены ценные сведения для установления отношения между расчетными и действительными напряжениями в конструкциях корабля.

Вопросы, связанные с прочностью корпуса, можно изучать также по данным натурных замеров усилий и деформаций в различных условиях службы кораблей. Конечно, прекрасными средствами являются научные исследования натурных испытаний, однако возможность их ограничивается большой стоимостью.

Методы и формулы, служащие для вычисления напряжений, должны учитывать главнейшие факторы, влияющие на прочность рассматриваемой конструкции, а также главнейшие отличия между проектируемым кораблем и кораблем-прототипом, давая всем этим факторам и отличиям надлежащую оценку. Все второстепенные факторы должны быть отброшены. Как общее правило, не должны применяться слишком сложные формулы и методы расчета. Упрощенные расчеты лет лишь кажутся точность, так как неизбежны ошибки, происходящие от грубых исходных допущений, превосходят поправку от вводимых в эти формулы и методы упрощающих факторов второстепенного значения. Сложность и большой объем вычислений ведут к увеличению всего расчета и увеличивают вероятность появления ошибок.

На основании вышесказанного можно заключить, что целесообразно вычислять суммарные напряжения, получаемые при одновременном действии местных нагрузок и общего изгиба корпуса. В частности, представляется целесообразным требовать, чтобы суммарные расчетные напряжения были меньше определенного допустимого предела. В действительности, при практическом проектировании конструкций редко бывает необходимым определять суммарные напряжения. Расчет этих напряжений является трудоемкой работой, заключающейся определении величин главных напряжений в рассматриваемой

E17426



их действия на основании компонентов нормальных и касательных напряжений, вызываемых различными внешними нагрузками.

Допускаемые напряжения, основанные на практике плавания действующих кораблей, уже учитывают необходимые запасы для восприятия местных нагрузок.

В местах больших сосредоточенных нагрузок — артиллерийских установок, механизмов и др. — делаются фундаменты и специальные подкрепления, которые передают и распределяют нагрузку на набор днища таким образом, чтобы избежать чрезмерных действующих сил в какой-либо части конструкции. Фундаменты в действительности служат для усиления конструкции днища, способствуя силам поддержания нейтральности местные силы веса и силы инерции. Напряжения в фундаментах лучше вычислять отдельно и по особым схемам, а в некоторых случаях может потребоваться определение суммарных небольших напряжений.

Учитывать суммарные напряжения иногда необходимо при производстве натуральных испытаний, связанных, например, с измерением деформаций в обшивке корпуса. Так как при суммировании напряжений и при измерениях деформаций приходится пользоваться выводами теории плоского напряженного состояния материала, то эта теория будет изложена в следующем разделе.

5. **Передок рассмотрения вопросов прочности.** В последующих главах этой работы будет рассматриваться прочность корпуса с использованием необходимых для этого выводов технической механики и теории упругости. Сначала будет рассмотрена общая прочность корпуса, затем прочность его отдельных связей и, наконец, местная прочность.

Этот материал сгруппирован следующим образом:

1. Общая продольная прочность корпуса.
2. Общая поперечная прочность корпуса, включающая прочность поперечных переборок и шпангоутов.
3. Прочность корпуса на кручение.
4. Прочность отдельных балок.
5. Прочность пластин под действием равномерно распределенной нагрузки применительно к расчету обшивки, палуб и переборок.
6. Прочность колонн и пластин под действием сжимающей и срезающей усилий.

6. **Обозначения.** В настоящей работе приняты следующие обозначения:

E — модуль упругости при растяжении;

G — модуль сдвига;

A — площадь поперечного сечения балок и колонн;

I — момент инерции площади поперечного сечения;

y — ординаты выше или ниже нейтральной оси сечения;

$S = \frac{I}{y}$ — момент сопротивления;

M — изгибающий момент;

Q — срезывающая сила;

σ — нормальное напряжение (а заклепочных швах σ — шаг заклепок);

τ — касательное напряжение;

w — нагрузка на единицу длины;

z — расстояние между балками (шпангоутами, бимсами, ребрами); в прямоугольных пластинах z — длина короткой стороны (в сварных швах z — расстояние между центрами проваров);

t — толщина пластин;

$\lambda = \frac{z}{t}$ — отношение между пролетом пластины и ее толщиной;

d — диаметр заклепки;

δ — стрелка прогиба (в главе о заклепках δ — отношение диаметра заклепочного отверстия к диаметру заклепки).

Для различного вида напряжений приняты следующие обозначения:

p_t — растягивающее напряжение;

p_c — сжимающее напряжение;

p_s — срезающее напряжение;

f_t — временное сопротивление на растяжение;

f_c — временное сопротивление на сжатие;

f_s — временное сопротивление на срез;

ϵ — относительное удлинение.

4. Плоское напряженное состояние и анализ измеренных деформаций

За последние годы использование теории упругости при конструировании корпуса корабля приобретает все большее значение. Все возрастающие требования к уменьшению веса корпуса вызывают необходимость рафинировать конструкции и, следовательно, обуславливают необходимость экспериментальных и теоретических исследований. Не только значительно больше, чем прежде, в лабораторных изучают химические и физические свойства материалов, но часто производят модельные или натурные испытания конструкций, а иногда целых кораблей с замером напряжений и деформаций.

Получаемые при испытаниях напряжения сравнивают с напряжениями, вычисленными по теоретическим и эмпирическим формулам, которые таким образом проверяются.

Потому здесь будет полезно привести краткие выдержки из теории плоского напряженного состояния, вытекающие соотношения между напряжениями и деформациями в пластине плоской или имеющей малую кривизну и нагруженной условиями в их плоскости при условии, что условия, нормальные к пластине, если таковые имеются, можно пренебречь. В таких условиях нагрузки входят в обшивку днища, жесткая палуб и многие другие части конструкций корпуса. В частности, будет показано, как подсчитать напряжения по измеренным деформациям. Вопрос о прочности пластины, нагруженной нагрузкой, нормальной к ее плоскости, будет рассмотрен в дальнейшей главе.

В районе средней части длины корпуса, при продольном изгибе корабля, действующие в наружной обшивке и в палубах напряжения параллельны продольной оси корабля и не сопровождаются попереч-

¹ См. статью автора в Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1931.

ными напряжениями или срезом. Эти напряжения являются простыми или главными и пропорциональны соответствующим им деформациям.

Однако в других районах корпуса действуют сложные напряжения, и это напряженное состояние может быть представлено как результат действия двух главных напряжений, действующих под прямым углом друг к другу и в общем случае наклонных к продольной оси корпуса. В этом случае измеренные деформации получаются в результате сложения деформаций, обусловленных отдельно каждым из главных напряжений.

Для случая простых или одноосных напряжений справедливо равенство:

$$\rho = E\epsilon. \quad (1)$$

Однако оно не является в общем случае справедливым, как ошибочно иногда предполагают, в случае сложных напряжений.

При экспериментальных исследованиях напряженного состояния в рассматриваемой точке представляется удобным сначала вычислить указанные выше главные напряжения, после чего напряжения в этой точке по любому другому направлению можно легко найти.

Для этого необходимо знать деформации в точке в трех каких-либо направлениях. Однако для того, чтобы иметь возможность проверить правильность произведенных измерений деформаций, желательно эти измерения произвести в четырех направлениях. Удобнее всего в качестве этих четырех направлений принять продольное, поперечное и два наклонных под углами в 45° и 135° .

Измеренные деформации в данной точке по четырем направлениям образуют так называемую розетку. При направлении оси Ox вдоль корпуса измеренные деформации обозначаются в дальнейшем знаками $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_{45}, \epsilon_{135}$. Согласно выводам теории упругости, между этими деформациями должна быть следующая простая зависимость:

$$\epsilon_x + \epsilon_y = \epsilon_{45} + \epsilon_{135}. \quad (2)$$

Эта зависимость может служить в качестве первой проверки правильности измеренных деформаций. Такая проверка, однако, не является исчерпывающей, так как при ошибке в двух или более измерениях равенство (2) может и не нарушиться. Если же равенство (2) значительно не выполняется, то измерения следует повторить или забраковать.

Если измерительная аппаратура и отсчеты не вызывают сомнений в их точности, то значительные нарушения равенства (2) показывают на некорректности в смысленом поле в области розетки — вследствие ли выпучивания листа, или наличие на противоположной поверхности листа жестких ребер, или из-за наличия отверстий вблизи розетки. Истинное напряженное состояние в этом случае может быть найдено применением измерительной аппаратуры с меньшей или большей базой.

Тип необходимой измерительной аппаратуры зависит от условий измерения. Для натурных испытаний может быть применена портативная простая и сравнительно грубая аппаратура, способная измерить деформации с точностью до 0,0025 мм при длине базы 200—250 мм. При производстве модельных испытаний может понадобиться более точная аппаратура с длиной базы 10—25 мм. Деформации, нормальные к листу

(напряжения по этому направлению предполагаются равными нулю), не измеряются, но принимаются во внимание при определении напряжений.

Компоненты нормальных напряжений в четырех указанных выше направлениях можно вычислить по измеренным деформациям при помощи следующих выражений:

$$P_x = \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \left(\epsilon_x + \frac{\epsilon_y}{m} \right); \quad (3)$$

$$P_y = \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \left(\epsilon_y + \frac{\epsilon_x}{m} \right); \quad (4)$$

$$P_{45} = \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \left(\epsilon_{45} + \frac{\epsilon_{135}}{m} \right); \quad (5)$$

$$P_{135} = \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \left(\epsilon_{135} + \frac{\epsilon_{45}}{m} \right). \quad (6)$$

Эти выражения могут быть применены к любым осям, а следовательно, и к осям, определенным направлением главных напряжений. Обозначим главные напряжения и соответствующие им деформации индексами 1 и 2; тогда

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \left(\epsilon_1 + \frac{\epsilon_2}{m} \right); \\ P_2 &= \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \left(\epsilon_2 + \frac{\epsilon_1}{m} \right). \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Можно показать, что нормальное напряжение в каком-либо сечении AB (рис. 3), определенном углом θ с осью OX, будет равно:

$$p_\theta = p_x \cos^2 \theta + p_y \sin^2 \theta + q_{xy} \sin 2\theta, \quad (8)$$

где q_{xy} — касательное напряжение вдоль координатных осей, которое в дальнейшем обозначим буквой q , так как $q_{xy} = q_{yx}$.

Для сечения под углом $\theta = 45^\circ$:

$$P_{45} = \frac{1}{2} (p_x + p_y) + q,$$

откуда

$$q = P_{45} - \frac{1}{2} (p_x + p_y). \quad (9)$$

Аналогично этому

$$q = \frac{1}{2} (p_x + p_y) - P_{135}. \quad (10)$$



Рис. 3.

Если выражение (2) удовлетворяется, то выражения (9) и (10) дадут одинаковый результат, в противном случае этого не будет; но если разница окажется малой, то можно для q принять его среднее значение.

После того как будет известно касательное напряжение q , главные напряжения могут быть вычислены, пользуясь выражением:

$$p_1, p_2 = \frac{1}{2} [p_x + p_y \pm V(p_x - p_y)^2 + 4q^2]. \quad (11)$$

Углы Θ_1 и Θ_2 между осью OX и направлениями главных напряжений определяются по формуле:

$$\operatorname{tg} 2\Theta = \pm \frac{2q}{p_x - p_y}. \quad (12)$$

Соответствие углов Θ_1 и Θ_2 напряжениям p_1 и p_2 может быть установлено при рассмотрении четырех амперных деформаций. Найдя главные напряжения и их направления, можно вычислить напряжения, действующие в любом другом сечении в данной точке. Совместив координатные оси с направлением главных напряжений и имея в виду, что $q=0$, определим нормальное напряжение для любого сечения по выражению:

$$p_n = p_1 \cos^2 \Theta + p_2 \sin^2 \Theta, \quad (8')$$

а касательное напряжение:

$$q_n = \frac{1}{2} (p_1 - p_2) \sin 2\Theta. \quad (13)$$

Касательное напряжение достигает максимального значения в сечениях, определяемых углом $\Theta=45^\circ$:

$$q_{\max} = \frac{1}{2} (p_1 - p_2). \quad (14)$$

В некоторых частях вала и валубы и обшивки борты при общем изгибе корпуса поперечные напряжения p_y могут быть очень малы по сравнению с продольными напряжениями p_x . В этом случае, полагая $p_y=0$, получим:

$$p_1, p_2 = \frac{1}{2} [p_x \pm V p_x^2 + 4q^2]; \quad (11')$$

$$\operatorname{tg} 2\Theta = \pm \frac{2q}{p_x}. \quad (12')$$

Так как в этом случае $\epsilon_y = -\frac{1}{\alpha} \epsilon_x$, то

$$p_y = \frac{\alpha^2 E}{\alpha^2 - 1} \left(\epsilon_x - \frac{\epsilon_x}{\alpha^2} \right) = E \epsilon_x. \quad (8)$$

Таким образом в этом случае продольные напряжения пропорциональны продольным деформациям, причем это остается справедливым и при наличии касательных напряжений, лишь бы поперечные напряжения p_y были равны нулю или пренебрежимо малы.

Предположим, что p_x есть растягивающее положительное напряжение; тогда при $p_y=0$ наибольшая деформация определяется выражением:

$$\epsilon_1 = \frac{1}{E} [p_1 - \frac{p_2}{\alpha}] = \frac{1}{E} \left[\frac{\alpha-1}{2\alpha} p_x + \frac{\alpha+1}{2\alpha} V p_x^2 + 4q^2 \right]. \quad (15)$$

Для судостроительной стали $m=10/3$, и поэтому из этого выражения получаем:

$$E\epsilon_1 = 0,35\rho_1 + 0,65\sqrt{P_2^2 + 4q^2}. \quad (15')$$

Величина ϵ_1 есть реальное существующее удлинение, в то время как произведение $E\epsilon$ представляет собой некоторое фактивное напряжение, не существующее в действительности, но пропорциональное величине ϵ . Это фактивное напряжение называется приведенным напряжением.

У нейтральной оси, где $\rho_1 = 0$, главные напряжения, согласно выражению (11'), равны ρ_1 , $\rho_2 = \pm q_{max}$, и приведенное напряжение, согласно выражению (15'), равно:

$$E\epsilon_1 = 0,65\sqrt{4q^2} = 1,3q_{max} = 1,3\rho_1 = -1,3\rho_2.$$

Это обозначает, как показано в разд. 7, что в отношении потери устойчивости результат получается такой же, как если бы сжимающие напряжения ρ_1 были увеличены на 30%.

Мы можем представить напряженное состояние в данной точке графически при помощи предложенной нами полярной диаграммы, построение которой ниже приводится.

Полярная диаграмма дает одновременно и распределение и величину нормальных и касательных напряжений, действующих в данной точке O , для любого сечения, например, сечения AB на рис. 4, проходящего через эту точку. Эта диаграмма колеблется в зависимости от характера рассматриваемого напряженного состояния, но всегда содержит две системы кривых: одну, представляющую нормальные напряжения, и другую, представляющую касательные напряжения (см. рис. 4—7). Каждый радиус-вектор, проведенный через точку O , точками пересечения его с указанными кривыми определяет величины нормальных и касательных напряжений, действующих в сечении AB , ему перпендикулярном.

Рассмотрим диаграмму (рис. 4), изображающую особый случай, в котором главные напряжения одного знака, причем одно меньше другого в два раза, т. е. $\rho_1 = \frac{1}{2}\rho_2$. Главные напряжения отложены вдоль линий $O-1$ и $O-2$, которые приняты в качестве координатных осей. Нормальные напряжения, определяемые выражением (8'), представлены овальной седловидной сплошной кривой. Касательные напряжения представлены пунктирными кривыми; они определяются выражением (13) и соответствующее им кривые изображаются в виде четырех симметричных петель. Пусть AB — какое-либо сечение в точке O и ON — нормаль к этому сечению; тогда отрезок OS дает величину нормального напряжения, а отрезок OR — величину касательного напряжения в сечении AB , которое в данном случае действует в направлении OB . Если OB — поперечное сечение корабля, то ON — продольное направление и OS — продольное напряжение, тогда как OR — поперечное срезающее напряжение в точке O .



Рис. 4.

На рис. 5 представлена полярная диаграмма для случая, когда одно из главных напряжений равно нулю ($p_1 = 0$).

Уравнение для кривой нормальных напряжений в данном случае имеет вид $p = p_2 \cos^2 \theta$ и дает одну петлю вдоль положительного направления $\theta = 0$ и одну петлю вдоль отрицательного направления. Последняя петля на рис. 5 не показана. Касательные напряжения здесь опять дают четыре петли, из которых показаны только две.

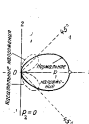


Рис. 5.



Рис. 6.

Рис. 6 иллюстрирует случай, когда главные напряжения равны друг другу и имеют разные знаки, т. е. $p_1 = -p_2$. Здесь получаются четыре одинаковые петли для нормальных напряжений, две — для растяжения и две — для сжатия, получаемые по формуле:

$$p = p_1 \cos^2 \theta - p_1 \sin^2 \theta = p_1 \cos 2\theta.$$

Так как касательные напряжения определяются по формуле $q = p_1 \sin 2\theta$, то получается четыре петли для касательных напряжений, идентичных с петлями для нормальных напряжений, но повернутых на угол 45° . Все петли имеют одинаковые наибольшие ординаты, равные величине p_1 .

Рис. 7 показывает промежуточный случай полярной диаграммы, построенной по численным значениям напряжений, полученным в результате измерения решетки деформаций в наружной обшивке корпуса корабля.

Диаграмма построена относительно координатных осей OX и OY . Ось OX горизонтальна и соответствует продольному направлению корабля, а ось OY — поперечному направлению.

Были измерены следующие деформации:

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= +200 \cdot 10^{-4}; & \epsilon_y &= -150 \cdot 10^{-4}; \\ \epsilon_{45} &= -180 \cdot 10^{-4}; & \epsilon_{135} &= +245 \cdot 10^{-4}. \end{aligned}$$

Модуль упругости $E=21 \cdot 10^8$ ат и $\mu=10/3$ (коэффициент Пуассона 0,3). Как видно, в этом случае равенство $\epsilon_x + \epsilon_y = \epsilon_{2x} + \epsilon_{2y}$ удовлетворяется. Продольные напряжения, действующие по направлению OX , являются растягивающими и равняются $p_x = +360$ ат; поперечные напряжения — сжимающие и равняются $p_y = -360$ ат. Касательные напряжения, действующие вдоль OX и OY , равны

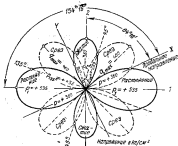


Рис. 1.

$q = 358$ ат. Наибольшее главное растягивающее напряжение: $p_1 = +535$ ат, действует под углом $\theta_1 = 154^\circ 16'$ к оси OX и второе главное напряжение, сжимающее $p_2 = -380$ ат, действует под углом $\theta_2 = 61^\circ 16'$ к оси OY . Наибольшее касательное напряжение $q_{\max} = 460$ ат.

Оси главных напряжений на диаграмме обозначены соответственно 0—1 и 0—2. Таким образом полярная диаграмма дает непосредственно нормальные и касательные компоненты напряжений для точки, в которой замерена решетка деформаций. Она дает более наглядную картину напряженного состояния, чем другие предложенные для этого способы, как то: эллипс напряжений, конус напряжений, диаграмма Мора, оптические картины напряжений.

ПРОДОЛЬНАЯ ПРОЧНОСТЬ

Б. Общие соображения

1. Важность вопроса. В практике кораблестроения отмечалось много случаев нарушения общей прочности корпуса кораблей в виде разрывов или выпучивания обшивки, срыва заклепок и даже полного разлома корпуса.

Недостатки деформации и разрушения корпуса происходили как во время плавания кораблей, так и при посадке их на мель и при спусках, во время которых были неоднократные случаи расстройств донной вала.

Значение продольной прочности корпуса становится особенно важным при современном развитии кораблестроения, когда непрерывно увеличиваются длины и мощности кораблей, уменьшается вес их корпуса и увеличиваются размеры кораблей всех классов.

2. Эквивалентный брус. Корпус корабля можно рассматривать как тонкостенную пустотелую балку — эквивалентный брус, поперечными сечениями которой являются палубы и днища, а стенок — борта в часто помогающие им продольные переборки. Корпус корабля работает подобно мосту, подвергающемуся действию поперечной нагрузки, однако с той разницей, что силы, действующие на корпус (силы веса и силы поддержания), а также развивающиеся в нем деформации и напряжения сильнее меняются по величине и направлению и труднее поддаются определению. При нахождении корабля на взволнованном море он совершает неравномерные движения, и поэтому действующие на него усилия не могут быть учтены с достаточной точностью и достоверностью. Во время бортовой качки корабля функции палубы и стенок не могут быть точно определены, так как деформации и напряжения непрерывно изменяются. Каждый из четырех углов поперечного сечения корпуса корабля — ватервейсы и повороты скулы — в конце каждого такелажного испытываю увеличенные напряжения.

Когда волна проходит вдоль корабля, изгибающий момент, а следовательно, и напряжения, постоянно меняют свой знак. Такое быстрое и непрерывное изменение интенсивности и знака напряжений не дает места в мостовых конструкциях.

3. Возникновение и распределение усилий в корпусе. Изгиб днища корпуса происходит вследствие неравномерного распределения по нему сил веса и сил поддержания. Однако днище, даже если оно двойное, само по себе представляет малое сопротивление такому изгибу, но, будучи связано с бортами и продольными переборками, оно не может изгнуться без изгиба этих связей корпуса, представляющих со-

бой стенки балки. Для пояснения рассмотрим общее распределение усилий в корпусе однопалубного корабля в условиях изгиба, на верхней волне (рис. 8).

Борта подвергаются сжатию, тогда как палуба и днище подвергаются соответственно растяжению и сжатию, вызываемыми изгибом бортов и передаваемыми шпрингелем и скуловым поясом. Такая передача усилий имеет место по границам стенки с волнами и достигает наи-

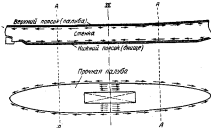


Рис. 8. Распределение напряжений в корпусе корабля.

большей интенсивности примерно на четверти длины корпуса у сечений АА, где сжимающие силы получают наибольшую величину. На рис. 8 показано распределение указанных выше усилий. В разделе В будет более детально рассмотрено распределение напряжений в корпусе корабля. Сначала будут рассмотрены отдельно чистый изгиб и чистый срез, а затем — сложные напряжения от их одновременного действия.

6. Изгиб

1. Основная формула. Растягивающие и сжимающие напряжения, возникающие в разных частях корпуса при его простом продольном изгибе, определяются, в соответствии с теорией упругого изгиба, формулой:

$$p = \frac{My}{I}. \quad (16)$$

Справедливость этой формулы применительно к кораблю впервые обычной практикой и была подтверждена натурными измерениями Байльса (John Byles) на мачтосце Вольф (Wolf)¹, а также измерениями в доке мачтосцев Престон (Preston) и Брюс (Bruce), принадлежавшимися в американском флоте².

Мы не будем здесь приводить детального описания расчетов продольной прочности корпуса, о которых подробно говорится в учеб-

¹ J. N. Byles, *Impr. Nav. Arch.*, 1865, vol. 1.

² *Sec. Nav. Arch. Mar. Eng.*, 1833.

никак корабельной архитектуры. Здесь достаточно дать лишь общий обзор применяемого для этого метода. Представляется целесообразным остановиться более подробно на тех предположениях, которые обычно кладутся в основу применяемых расчетных формул.

2. **Предположения.** Важно, чтобы деление предположения отражали бы настолько возможно близко действительные условия, чтобы они были простыми и не требовали сложных и громоздких расчетов.

Корабль предполагается находящимся на трюмной волне, имеющей длину, равную длине корабля по грузовой ватерлинии, и высоту, равную $\frac{1}{2}$ длины. Корабль обычно предполагается стоящим без крена, нормально к направлению гребня волны. Продольная прочность проверяется, по крайней мере, при двух стандартных условиях: на вершине волны, когда модель корабля расположена на вершине волны (рис. 9), и на подошве волны, когда модель расположена на подошве волны (рис. 10).



Рис. 9. Положение корабля на вершине волны.

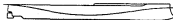


Рис. 10. Положение корабля на подошве волны.

Для получения напряжений, отвечающих наиболее неблагоприятным условиям, корабль, при положении его на подошве волны, предполагается полностью нагруженным; при положении его на вершине волны — с облегающей нагрузкой, т. е. без таких расходящих грузов, как топливо и вода, но с боезапасами.

Часто продольная прочность корабля рассчитывается при положении на вершине и на подошве волны для трех условий его нагрузки — легкой, нормальной и полной.

Осадка и дифферент обычно определяются для положения статического равновесия корабля без крена, а давление воды предполагается пропорциональным глубине погружения под поверхностью трюмной волны. Рассмотрим теперь, какая погрешность появляется от пренебрежения движением корабля и волны.

3. **Наклонения корабля и динамические силы.** Крен корабля. При умеренном крене корабля действующие изгибающие моменты не могут существенно измениться, но момент сопротивления эквивалентного бруса несколько меняется вследствие изменения положения нейтральной оси. Метод вычисления напряжений для случая, когда плоскость изгибающего момента не параллельна ни одной из двух главных плоскостей инерции, описан в разделе 19. Отметим только, что в соответствии с исследованиями Боллса и др. наибольшее напряжение при крене редко превосходит наибольшие напряжения при прямом положении более, чем на 10—15%.

Поправки Смита (Smith). Вследствие кругового движения частиц воды в волне давление воды не равно давлению, определен-

ному по глубине погружения под трюмную поверхность волны. В вогнутой части волны оно больше, а в выгнутой — меньше. В результате получается некоторое уменьшение изгибающего момента как на плавнике, так и на вершине волны. Смитс показал¹, как этот эффект может быть учтен, предполагая, что присутствие корабля на волне не влияет на давление воды. Было найдено, что уменьшение изгибающих моментов от этой так называемой поправки Смита мало и редко превышает 10—12%.

Вертикальные колебания. Вертикальные колебания корабля на волне уменьшают или увеличивают величину изгибающих моментов, вычисляемых в каждом частном случае при некоторых предположениях. В настоящее время не представляется возможным сделать определенные заключения относительно количественного влияния этого эффекта, однако можно с уверенностью сказать, что оно обычно невелико.

Килевая качка. Вращательное движение корабля при килевой качке дает наибольший эффект в районе от четверти до трех пятых судна от штабеля, где изгибающие моменты несколько уменьшаются. Эффект этот больше в носовой части корабля, где добавочные динамические усилия складываются с силами давления воды при ходе корабля против волны. Ввиду этого не рекомендуется допускать значительного уменьшения момента сопротивления корпуса в районе четверти длины от миделя (особенно в носу) по сравнению с моментом сопротивления на миделе.

Для дальнейшего изучения влияния вертикальных колебаний и килевой качки на волне на напряжения в корпусе корабля при его общем изгибе читатель отсылается к докладам, прочитанным в Институте английских корабельных инженеров в 1890 г. Ридом (T. Reed), в 1911 г. — Александром (F. Alexander) и в 1914 г. — Канномом (A. Cannon), а также к книге Найлса².

Несмотря на большой интерес, который представляет изучение влияния динамических условий при качке на прочность корабля, все же нет необходимости это влияние учитывать в обычном расчете прочности корпуса. Получаются поправки, а следовательно, в некоторой степени и ошибки, возникающие от отбрасывания вторых, являются ошибкой второго порядка. Действительно, при сравнении прочности отдельных кораблей эта ошибка практически незначительна. Кроме того, поправки во влияние продольный и поперечный характер допущений, на основании которых в настоящее время определяются поправки, обусловленные влиянием динамических условий, представляются несделасобразными дополнительными усложнениями и затратой труда для учета этих поправок.

4. Общий порядок расчета. Сначала строится кривая сил подержания и сил веса. По разности ординат этих кривых строится кривая действующей нагрузки. В результате интегрирования кривой нагрузки получается кривая срезающихся сил. Вторичное интегрирование кривой нагрузки дает кривую изгибающих моментов. Интегрирование очень удобно выполнять при помощи интегратора.

Кривая изгибающих моментов дает величину изгибающего момента в каждом сечении корпуса, но обычно рассматривается лишь эта-

¹ Inst. Nav. Arch., 1883.

² J. Bliss, Design and Construction of Ships.

часть наибольшего изгибающего момента в районе шпанделя. Однако если важнее продольные связи корпуса, как, например, продольные переборки или надстройки, прерывающиеся в районе, где изгибающие моменты еще значительны, то может потребоваться проверка прочности также и в этом районе.

Определив момент инерции и положение нейтральной оси для рассматриваемых сечений корпуса, вычисляются наибольшая и наименьшая по формуле (16) для каждого стандартного сечения.

5. **Эффективность продольных связей.** При вычислениях моменты инерции сечения должны быть учтены все эффективные продольные связи, которые попадают в сечение и простираются на значительной части длины корпуса или, по крайней мере, на половине этой длины. Вопрос о том, какие связи следует считать эффективными, подлежит специальному обсуждению. Возможно, что этот вопрос является наиболее трудным в расчете прочности корпуса и встречает наибольшие разногласия. При проектировании военных кораблей различные вопросы должны быть рассмотрены в первую очередь с возможной точки зрения и в каждом случае мы должны, следовательно, в первую очередь рассмотреть, какие связи способны остаться эффективными после боя. После того как будет разрешен этот основной вопрос, нужно учесть, что при нахождении корабля на волнах в его связях возникают попеременно растягивающие и сжимающие усилия и что поведение этих связей в этих двух случаях может быть совершенно различным. Тонкие листы могут выдерживать без разрушения большие растягивающие усилия, но они способны вымучиваться при сравнительно умеренных сжимающих усилиях. С другой стороны, пояс толстой брони может сопротивляться сжимающим усилиям, но совершенно не способен сопротивляться растягивающим усилиям. Равным образом деревянные настилы лучше сопротивляются сжатию, чем растяжению. Хотя эти положения совершенно очевидны, тем не менее всегда возникают трудности, как только пытаются количественно оценить их в расчете прочности. Наконец, необходимо также учесть наличие швов и заклепочных отверстий, люков и других отверстий, которые в какой-то мере ослабляют конструкцию.

Из сказанного должно быть ясно, что момент инерции и положение нейтральной оси при положении корабля на волнах и на подходе волны не могут быть идеальными.

6. **Бронная защита и прочность.** На линейных кораблях, крейсерах и других бронированных кораблях, предназначенных для ведения артиллерийского продолжительного боя, все небронированные части корпуса могут быть совершенно разрушены в бою. Забронированные части могут быть тоже повреждены. Однако эти повреждения будут преимущественно местными и редко будут влиять на общую прочность корпуса.

Поэтому для класса линейных кораблей должны считаться эффективными и прочными связями только связи, защищенные броней. Отсюда следует, что броня должна быть так распределена, чтобы она являлась эффективной защитой для прочности корабля. Этот важный принцип далеко не всегда достаточно полно и правильно выполняется.

В соответствии с этим, а также и по другим соображениям, на современных линкорах полный, или почти полный, пояс брони про-

стирается по высоте до второй палубы, где эта палуба обычно является броневой палубой. При этом обычно обеспечивается достаточная высота забронированного эквивалентного бруса и в этом случае требуется лишь делать броневую палубу непрерывной и конструктивно прочной, т. е. с достаточно прочными стыковыми соединениями. Даже при умеренной высоте эквивалентного бруса необходимая достаточная прочность этой палубы может быть обеспечена без затраты лишнего веса. При наличии бронированной палубы прочность не может быть нарушена фугастыми снарядами так, как в случае небронированной палубы. Броневой пояс может иметь уменьшенную толщину вне района железных частей корабля, но он должен служить защитой от разрушения тонкостенными снарядами корпуса на длине, равной по меньшей мере двум третям длины корабля. В этом случае корпус выше броневых поясов может быть очень легким, если только иные требования, помимо требования обеспечения его продольной прочности, не будут вызывать необходимости его утолщения. С этой точки зрения представляется совершенно ненужным делать утолщениями ширстрек и палубный стрингер у верхней небронированной палубы. С другой стороны, не следует забывать, что вследствие малой высоты забронированного эквивалентного бруса прогибы при наибольших напряжениях будут относительно большими, а потому напряжения в верхних легковых частях корпуса могут быть чрезмерными. Поэтому может возникнуть необходимость в расширительных швах.

На некоторых кораблях бронированный каземат средней артиллерии размещается на части длины корпуса выше главного броневых пояса, но и в этом случае, однако, прочная палуба не должна подниматься до верха каземата, так как было бы невозможно обеспечить надлежащую непрерывность прочным связям.

Наличие прочной палубы на всей длине корпуса по верхней кромке тяжелого броневых пояса имеет и то преимущество, что наиболее важные части защищаются броней каземата.

7. **Растяжение связей.** Верхние связи корпуса растягиваются из вершины волны, а нижние — на подошве волны. Возникает вопрос, в какой степени вовлекаются в работу части растянутых связей, в особенности палуб и днища, лежащие вблизи диаметральной плоскости. Существует мнение, что стенки, в нашем случае — борта, могут выдерживать продольные напряжения в тех частях полков, т. е. палуб и днища, с которыми они непосредственно соединены, и то время как на части полков, находящиеся вблизи диаметральной плоскости, влияние стенок не передается. Однако это мнение представляется не соответствующим действительности, так как благодаря сужению к концам обводов корпуса и горизонтальной передаче усилий посредством среза растяжению будут одинаково подвергаться как наружные, так и внутренние части полковых балок. Возможное, неблагоприятное в этом отношении, влияние продольной загрузки палубы и днища не должно заметно снижаться благодаря наличию большого числа подкрепляющих ребер по палубе и днищу корпуса на военных кораблях. Учитывая сказанное, можно растянутые внешние связи корпуса считать эффективными по всей ослабленной площади их сечения.

8. **Сжатие связей.** Наиболее важным вопросом, подлежащим здесь рассмотрению, является возможность разрушения листов вследствие выпучивания. Необходимо различать общее выпучивание большого

участка поверхности листов, сопрягающихся изгибом подкрепляющих ребер, в местное выпучивание листов между бимсами и шпангоутами. Первая форма потери устойчивости связи будет рассмотрена в разд. 8 и 13. Здесь рассмотрим только вторую форму потери устойчивости связей.

При малых напряжениях в связях, что имеет место вблизи нейтральной оси корпуса, возможность выпучивания их опадает, и в этом случае такие связи могут считаться полностью эффективными. Но уже при небольшом удалении связей от нейтральной оси (определенной для прямого положения корабля) в них могут возникнуть значительные напряжения при наклонении на волне. При напряжениях некоторой величины будет наблюдаться выпучивание и листы могут полностью потерять свою прочность. Устойчивость листов характеризуется следующими факторами:

1) отношением расстояния между поперечными ребрами (шпангоутами и бимсами) к толщине листа ($\mu = \frac{a}{t}$); это отношение является решающим элементом при поперечной системе набора корпуса;

2) наличием продольных ребер, которые оказывают немалое влияние: во-первых, они предотвращают выпучивание полосок листа, находящихся в непосредственной близости к кромкам ребер, и, во-вторых, они делают промежуточной части листа некоторую жесткость, величина которой зависит, главным образом, от отношения расстояния между продольными ребрами к толщине листа. Это особенно важно для применяющейся в последнее время продольной системы набора.

Рассмотрим каждый из этих факторов.

В. Эффективность сжимаемых листов, не подкрепленных продольными ребрами. Лист между бимсами или шпангоутами в достаточном удалении от продольных ребер можно рассматривать состоящим из отдельных элементарных полосок, каждая из которых работает как сжимаемая балочка. Как указано в разделе 27, прочность каждой такой полоски наилучшим образом определяется формулой Эйлера. Представление о степени эффективности таких листов в различных частях судового корпуса можно составить, если учесть, что действующее напряжение в наиболее нагруженных связях корпуса не превышает известного предела, который можно принять равным 790 ат для мягкой стали и 930 ат для стали высокого сопротивления.

Подставляя эти значения напряжений в формулу Эйлера для балки с заделанными концами, получим следующие значения для величин μ , при которых лист теряет устойчивость¹:

для мягкой стали

$$\frac{a}{t} = \mu = \sqrt{\frac{7,6 \cdot 10^6}{790}} = 98$$

и для стали высокого сопротивления

$$\mu = \sqrt{\frac{7,6 \cdot 10^6}{930}} = 90.$$

В настоящее время на больших кораблях, имеющих поперечную систему набора корпуса, величина μ обычно имеет следующие значения:

¹ См. гл. VII, выражение (85).

для листов плоского килля при промежуточных шпангоутах или бракетах ($s=600$ мм) $\rho=20$ и менее;

для листов шпротсека и налубного стрингера $\rho=48$;

для листов наружной обшивки стандартной толщины $\rho=80$;

для листов внутреннего дна и легких валуб $\rho=150$.

Из приведенных выше значений величины ρ видно, что такие тяжелые и усиленные пояса, как киль, шпротсек и налубный стрингер, можно считать полностью эффективными, в то время как листы внутреннего дна и легкие валуб оказываются неэффективными, если они дополнительно не подкреплены продольными ребрами. Для наружной обшивки ρ несколько ниже критической величины, следовательно, здесь нет никакого запаса прочности для восприятия динамических нагрузок, а надо иметь в виду, что наружная обшивка обычно нагружена давлением воды. Поэтому кажется наиболее надежным считать неэффективной ту часть наружной обшивки, которая достаточно удалена от нейтральной оси κ и не подкреплена продольными ребрами.

На микроскопах при поперечной системе набора из корпуса величина ρ для обычной наружной обшивки редко бывает меньше 80, но для усиленных поясов обшивки и валубов $\rho=40-50$; для листов легких валубов часто $\rho=120$ и больше.

Таким образом для микроскопов можно сделать такое же заключение, что и для больших кораблей, т. е. что все тяжелые усиленные пояса могут считаться вполне эффективными, легкие же пояса — лишь в случае подкрепления их продольными ребрами.

Каждый пояс обшивки должен быть отдельно проверен, если эффективность его вызывает сомнение.

10. Эффективность листов вблизи продольных ребер. Предполагается, что расстояние между поперечными ребрами таково, что листы выпучиваются, если они не подкреплены продольными ребрами, т. е. если для мягкой стали $\rho > 100$.

Рассмотрим сначала случай изолированного продольного ребра, который имеет место при поперечной системе набора и при широко расположенных продольных ребрах.

Принято считать, что пояска листа некоторой ширины, прилегающей с обеих сторон к продольному ребру, вполне эффективна в пределах обычно действующих напряжений, причем ширина этого пояска зависит от величины ρ ; однако ввиду отсутствия необходимых экспериментальных данных мы будем выражать эту ширину в толщинах листа. Рассматриваемый случай совершенно отличен от условия работы листа как пояска индивидуальной балки, в которой напряжения в ее пояске вызываются изгибом стенки, и ширина пояска, естественно, должна быть принята меньшей, а именно, — как указано в разд. 20, рекомендуется ее принимать равной 30 λ . В судовой балке, где весь пояска находится под действием равномерного сжатия и где продольные ребра не работают как индивидуальные балки, а только поддерживают листы при выполнении их функций, эффективная ширина листа, естественно, будет несколько большей. Судя по опытам Вруна (Dr. J. Bruhn)¹ и анализируя результаты других экспериментов, ρ с

¹ Эти опыты были произведены для Комитета Регистра Ллойдс. В них сравнивались различные конструкции балок, примененные в широкое судно. Эти опыты были опубликованы в журнале „Zeits. für Schiffbau und Maschinenbau in Strassburg“, прочитанном в Int. Nav. Assn. в 1905 г. В дальнейшем автор будет обращаться на эти опыты еще несколько раз.

командуется полную ширину эффективного пояса листа принимать равной 50t (по 25t с каждой стороны).

Подкрепляющие продольные ребра могут быть разрывными, т. е. могут сами не участвовать в продольной прочности корпуса, но они должны быть способны подкрепить лист против возможности его выкручивания. Таким образом, согласно приведенному выше правилу, эффективным может считаться поясек листа указанной ширины, прилегающий к интеркостельным стрингерам и даже к легким подкрепляющим подпалубным угольникам, поставленным между бимсами.

Мы рассмотрели подробно влияние изолированного продольного ребра, но ясно, что, если отдельные продольные ребра будут поставлены достаточно близко друг к другу, то весь пролет листа между ними окажется полностью эффективным, так как в этом случае выпучиванию листа будет препятствовать сжатывание изгиба каждой элементарной поперечной полоски между продольными ребрами. К такому положению и нужно стремиться при продольной системе набора корпуса.

Расстояние между продольными ребрами, при котором такое положение имеет место, несколько превышает ширину эффективного пояса для изолированного ребра (50t); однако мы не имеем данных для толстого его определения. Оно зависит от величины действующего напряжения и от величины расстояния между поперечными ребрами.

Теоретическое исследование устойчивости листов, подкрепленных поперечными и продольными ребрами, приведенное в разд. 27, вполне освещает этот вопрос. На основании этого исследования можно сказать, что при широко расставленных поперечных балках для полной эффективности листа расстояние между продольными ребрами не должно превышать величину 60t. Такое требование на практике не всегда может быть выполнено (например, для листов внутреннего дна) и в этих случаях соответствующая часть листа между продольными ребрами должна считаться неэффективной, т. е. должна исключаться при расчете общей прочности корпуса.

Рис. 11 иллюстрирует расчетное сечение корпуса малого крейсера для положения корабля на вершине волны при исключении неэффективных частей листов. Для многих кораблей учет эффективности продольных связей корпуса, согласно приведенным выше правилам, значительно уменьшает момент инерции сечения корпуса, но надо думать, что такое уменьшенное сечение более верно отображает действительность, чем полное сечение.

Рис. 11 иллюстрирует расчетное сечение корпуса малого крейсера для положения корабля на вершине волны при исключении неэффективных частей листов. Для многих кораблей учет эффективности продольных связей корпуса, согласно приведенным выше правилам, значительно уменьшает момент инерции сечения корпуса, но надо думать, что такое уменьшенное сечение более верно отображает действительность, чем полное сечение.

II. Случаи потери устойчивости. На практике было отмечено много случаев выпучивания листов палубы палубы миноросами; на этих кораблях также наблюдались случаи, когда нарушалась устойчивость и листов обшивки дна.

На одном корабле наблюдалось выпучивание палубы главной палубы при первом испытании корабля в море; палуба не была покрыта



Рис. 11.

деревом. Расстояние между бимсами было 600 мм и толщина настель, потерявшего устойчивость, была равна 7 мм ($\mu = \frac{a}{l} = 86$). После испытания корабли доски палубы получили остаточную деформацию в ряде точек. Следует иметь в виду, что вынуживание листов в большинстве случаев прототипируется ближайшими продольными ребрами, прежде чем достигнет значительной величины и прежде чем будет произведен предел текучести. После прекращения напряженного состояния лист принимает первоначальную форму. Поэтому возможно, что вынуживание листов на многих кораблях, особенно на катаносных, происходит часто, но остается незамеченным вследствие их малости и отсутствия остаточных деформаций.

12. Броня как прочная связь. Тяжелая бортовая броня не участвует при работе связей на растяжение, так как отдельные плиты брони не имеют стыковых соединений. При сжатии она, вероятно, всегда оказывает некоторое сопротивление, величину которого, однако, нельзя определить даже приблизительно. При малых сжимающих усилиях это сопротивление, очевидно, пренебрежимо мало вследствие неплотного контакта между стыками отдельных плит брони. В другом предельном случае, когда сжимающие напряжения пройдут предел текучести материала и когда плиты брони по своим стыкам будут непосредственно упереться одна в другую, броня может стать весьма эффективной. Однако в обычных условиях такой случай, вероятно, никогда не имеет места. Поэтому тяжелую бортовую броню лучше всего не учитывать при расчете прочности корпуса, конструкция которого сама по себе и без брони должна обладать достаточной прочностью. Бортовую броню можно рассматривать в качестве резерва, который может сыграть роль в таких исключительных случаях, как посадка на мель или при больших повреждениях в бою.

Легкая бортовая и палубная броня, имеющая стыки на длинках или шпанго, может быть включена в расчет прочности при растяжении и при сжатии в соответствии с прочностью ее стыковых соединений.

13. Деревянная палуба и деревянная обшивка за броней. Все деревянные связи обычно засчитываются в общую прочность корпуса в виде эквивалентных им стальных связей с площадью, равной $\frac{1}{10}$ при растяжении и $\frac{1}{4}$ при сжатии¹.

14. Влияние заклепочных отверстий, стыковых швов, люков и других вырезов. Вдоль каждого шпангоута, бимса или ребра жесткости получается линия неизбежного ослабления растянутых связей корпуса вследствие наличия заклепочных отверстий. В правильно спроектированном корпусе все другие линии ослабления корпуса должны иметь приблизительно такую же или большую прочность, как и указанные выше линии неизбежного ослабления, прочность которых поэтому и должна быть принята в качестве минимальной прочности при расчете. При определении нейтральной оси и момента инерции сечений корпуса обычно вычитают заклепочные отверстия в растянутой части сечений, в то время как для сжатой части сечения этого не делается. Однако такой метод не является рациональным и ведет к ошибкам. Линия или пояска, ослабленный заклепочными отверстиями вдоль бимсов и шпангоутов, повторяется, но имеет очень малую ши-

¹ J. H. White, The Design and Construction of Ships, 4, 263.

рину. Например, при диаметре заклепок 22 мм и расстоянии между шпангоутами 1200 мм ширина ослабленного пояса получается равной всего лишь около $\frac{1}{100}$ ширины шпации. Ясно, что такое ограниченное ослабление не может существенно повлиять на положение нейтральной оси при изгибе корпуса. Нейтральная ось не может иметь скачка на каждом шпангоуте и она может лишь немного сместиться или показаться в соответствии с ослаблением нижней или верхней части сечения. Предположим, например, что корабль находится на вершине волны. Площадь сечения вдоль шпангоута в бимсе, выше нейтральной оси, уменьшится на одну восьмую, если шаг заклепок равен восьмью диаметрам. Однако если это уменьшение распределить по всей шпации, то оно будет равно лишь около $\frac{1}{8 \cdot 50} = \frac{1}{400}$. Такой же величиной измерятся среднее увеличение деформаций в верхней части корпуса меряется среднее увеличение деформаций в верхней части корпуса корабля. Поэтому нейтральная ось переместится вниз на величину, равную около $\frac{1}{1000}$ расстояния между наиболее напряженным волокном и нейтральной осью. Таким перемещением можно без опасности пренебречь. Таким образом положение нейтральной оси может вычисляться без учета заклепочных отверстий, выходящих выше и ниже оси. Эти же соображения позволяют пренебречь и другими небольшими вырезами, как, например, вырезами для бортовых иллюминаторов или ослаблениями по стыкам. При вычислении момента двардаи следует руководствоваться тем же правилом.

Определением таким путем растягивающие напряжения будут относиться к неослабленным частям связей, т. е. к большей части конструкции корпуса; для обшивки, проходящих через заклепочные отверстия и другие места ослаблений, эти напряжения должны быть увеличены пропорционально уменьшению площади сечения связей. Такой метод учета напряжений был предложен еще в 1894 г.¹ Ридом и Стайбери (T. C. Reid and G. Stebbins) и хотя этот метод и не получил признания, но он дает более правильное представление о распределении напряжений, чем общепринятый в настоящее время метод. Пользуясь этим методом, можно вполне выявить высокие напряжения, которые могут возникнуть в отдельных местах конструкции корпуса, например, в районе, ослабленном стыковыми соединениями. При обычном методе расчета прочности эти напряжения ускользают от внимания, хотя они могут являться причиной серьезных беспокойств, даже если общая прочность корпуса будет обеспечена удовлетворительно.

Если в листах имеются большие вырезы, например, палубные люки, особенно если эти вырезы имеют большую длину или поворачиваются в том же поясе, то соответствующая площадь сечения пояса, имеющая вырезы, не должна включаться в расчет прочности. Большие напряжения, получаемые в углах вырезов люков, должны быть учтены отдельно.

Должно быть предусмотрено компенсирование ослабленных вырезами связей прочного корпуса, если их площадь сечения уменьшится больше, чем на 20% своей первоначальной величины².

15. Наибольшие допусковые напряжения. Хорошо выполненный на основе правильных последовательно примененных предположений

¹ Eng. Rec. Arch. 1894.

² Am. Bureau of Shipping, "Data for Building and Classing Steel Vessels".

расчет общей продольной прочности может являться ценным средством сравнения прочности вновь строящегося корабля с прочностью существующего корабля того же типа. Однако расчетные напряжения настолько сильно зависят от учитываемых обстоятельств, которые вряд ли одинаковы для любых двух кораблей, что эти напряжения не всегда можно непосредственно сравнивать. Поэтому мы не будем приводить здесь пространных количественных данных или пытаться дать правила для допускаемых напряжений, а ограничимся приведем лишь небольшое число фактов.

При проектировании английских сторожевых классов «Пасофиндер» («Painfinder») были допущены наибольшие напряжения на растяжение 950 ат для мягкой стали и 1250 ат для стали высокого сопротивления и на сжатие 700 ат для мягкой стали и 950 ат для стали высокого сопротивления.

Английский миноносец «Кобра» («Cobra»), который сломался и пошел в открытое море, имел расчетное растягивающее напряжение в листах вала на подошве волны 1500 ат.

При проектировании лайнеров «Лузитания» («Luzitania») и «Магеллан» («Magellan») допускаемое напряжение на растяжение было принято равным 1670 ат при пределе текучести материала 3600 ат.

На английском линейном крейсере «Худ» («Hood») было допущено напряжение 1550 ат для стали высокого сопротивления.

На современных линкорах для стали со средним содержанием углерода напряжения около 1670 ат для главной палубы и 1250 ат для килевых листов могут считаться безопасными. Согласно опубликованным результатам испытания миноносцев «Престон» («Preston») и «Брюс» («Bruce»), проф. Линдبلاد (A. P. Lindblad)¹ выяснил, что на подошве волны средние листы палубного стрингера этих кораблей теряют устойчивость при сжимающем напряжении 2300 ат, а на вершине волны имеет место потеря устойчивости килевых листов при сжимающем напряжении 1750 ат. Величина этих напряжений была очень близка к напряжениям, принятым в проектах этих кораблей. Водонатяжение этих кораблей 1190 г.

7. Сдвиг

1. Элементарные соображения. Кривая срезающих сил, получаемая интегрированием кривой нагрузки, дает величины вертикальных срезающих сил, действующих в поперечных сечениях корпуса, но не дает указания относительно распределения этих сил по сечению. Разделив срезающую силу на всю площадь сечения, найдем среднее напряжение, которое, однако, для такой тонкостенной балки, как корабль, будет много меньше максимального. Известно, что касательные напряжения изменяются при переходе от одной точки сечения к другой, но в эквивалентном бруске эти изменения ничтожно меньше в стенке, чем в поперек.

Мы не можем непосредственно определить вертикальные касательные напряжения, но мы можем найти для каждой точки сечения величину равнодействующих им горизонтальных касательных напряжений. Это можно сделать, если конструкция не очень сложная.

Вопрос наиболее просто решается для сплошного призматического бруса. Касательное напряжение в какой-либо точке сечения такого

¹ Soc. Nav. Arch. Mar. Eng. 1911.

бруса определяется выражением:

$$\varphi = \frac{Qm}{Ib} \quad (17)$$

где Q — величина срезающей силы в рассматриваемом сечении бруса;

I — момент инерции сечения относительно нейтральной оси;

m — статический момент относительно нейтральной оси части площади сечения, находящейся выше или ниже рассматриваемой точки;

b — толщина или ширина сечения бруса в рассматриваемой точке.

Разыскать касательные напряжения в сечениях корпуса — более трудная задача вследствие сложности конструкции. Однако если считать корпус корпуса строго проволочным, то в расчет надо принимать только продольные связи.

2. Идеализированное односрубное судно. Начнем с изучения касательных напряжений в односрубном судне, не имеющем переборок, второго дна и продольных балок. Вследствие симметрии относительно диаметральной плоскости можно ограничиться рассмотрением лишь одного борта.

Пусть S_1 и S_2 — два поперечных сечения на расстоянии Δx друг от друга и NW — нейтральная ось эквивалентного бруса (рис. 12, а).

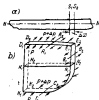


Рис. 12.

Рис. 12, б изображает поперечный элемент корпуса, ограниченный сечениями S_1 и S_2 ; M_1N_1, M_2N_2 — элемент нейтральной поверхности, которая предполагается плоской и горизонтальной на длине Δx ; $A_1, A_2, B_1, B_2, C_1, C_2$ — линии пересечения ка-



Рис. 13.

ружной поверхности корпуса плоскостями, нормальными к этой поверхности и параллельными линии M_1N_1 . Следует отметить, что эти линии в общем случае не параллельны линии M_2N_2 , а образуют с ней некоторые углы θ , которые выражают наклон поверхности корпуса в соответствующих точках.

Рассмотрим теперь равновесие части палубы, заключенной между A_1A_2 и нейтральной линией D_1D_2 . По линии A_1D_1 действует суммарное нормальное усилие P , и если забайкившие моменты в сечениях S_1 и S_2 не равны, то по линии A_2D_2 действует суммарное нормальное усилие $P + \Delta P$. В результате действия этих усилий получается сила ΔP , параллельная нейтральной оси. Эта результирующая сила должна быть уравновешена продольной срезающей силой, действующей вдоль линии A_1A_2 , так как вследствие симметрии срезающей силы вдоль средней линии D_1D_2 не может быть.

Так как палуба практически параллельна нейтральной оси, то

$$\theta = 0 \text{ и } \Delta P = q dx$$

или

$$q = \frac{1}{t} \frac{dP}{dx}. \quad (18)$$

Для сечения B, B_1 , взятого на борту корпуса, сила ΔP представляет собой результирующую силу от нормальных напряжений, действующих в сечениях S_1 и S_2 в части конструкции $BE D$, заключенной между рассматриваемым сечением B, B_1 и средней линией D, D_1 .

Предположим, что борт — наклонный, вследствие чего линия B, B_1 образует угол θ с линией M, M_1 , и элемент сечения обшивки борта, показанный на рис. 13, имеет площадь $t dx \cos \theta$. Касательные напряжения в этом элементе должны действовать параллельно кромке B, B_1 , и продольные составляющие их должны уравновешиваться с силой ΔP .

т. е.

$$\Delta P = q \cos \theta dx \cos \theta,$$

откуда снова

$$q = \frac{1}{t} \frac{dP}{dx}.$$

Для дна сечения C, C_1 удобнее рассматривать равновесие части, заключенной между этим сечением и каковой линией K, K_1 , но формула получится такая же. Нормальное напряжение в какой-либо точке, отстоящей на расстоянии y от нейтральной оси, равно

$$p = \frac{M y}{I_0},$$

где I_0 — момент инерции всего (обоих бортов) сечения корпуса относительно нейтральной оси.

Сила P , представляющая сумму нормальных напряжений, действующих в любом сечении между диаметральной плоскостью и рассматриваемой точкой сечения, равна

$$P = \int p t ds = \int \frac{M y}{I_0} t ds,$$

причем интегрирование производится вдоль контура сечения от рассматриваемой точки до центральной линии палубы D или киля K . В обоих случаях получится одинаковая численная величина интеграла и потому надо выбирать то направление интегрирования, которое требует меньшей вычислительной работы. M и I_0 — постоянные для данного сечения, а интеграл $\int y t ds$ представляет собой статический момент относительно нейтральной оси площади, заключенной между центральной линией и рассматриваемой точкой сечения. Этот статический момент был уже обозначен буквой m , а потому можно написать:

$$P = \frac{M m}{I_0}$$

и

$$\frac{dP}{dx} = \frac{m}{I_0} Q + M \frac{d}{dx} \left(\frac{m}{I_0} \right),$$

Подставляя последнее равенство в (18), получим:

$$q = \frac{1}{r} \left[\frac{m}{l_0} Q \pm M \frac{d}{dx} \left(\frac{m}{l_0} \right) \right]. \quad (19)$$

Если поперечные сечения корпуса корабля по его длине не меняются, то величина $\frac{m}{l_0}$ постоянна, и поэтому

$$q = \frac{Qm}{l_0 r}. \quad (20)$$

Эта формула идентична с формулой для призматической балки. У действительного корпуса корабля имеется заметный уклон бортов и изменены конструкции по направлению к оконечностям, однако величина $\frac{m}{l_0}$ изменяется незначительно, поскольку высота корпуса остается неизменной. При увеличении высоты корпуса к оконечностям вследствие сдвигатости величина $\frac{m}{l_0}$ соответственно уменьшается и второй член в выражении (19) получается отрицательным, вызывая, следовательно, некоторое уменьшение величины q . Однако обычно влияние этого члена незначительно, и поэтому с достаточной точностью может применяться более простая формула (20).

Эта формула для точек на нейтральной оси принимает вид:

$$q_n = \frac{m_0 Q}{l_0 l_n}, \quad (21)$$

где m_0 — статический момент относительно нейтральной оси части одной половины площади сечения, лежащей выше или ниже этой оси;

l_0 — момент инерции всего сечения для обоих бортов;

Q — полная величина срезающей силы, действующей во всем сечении;

l_n — толщина обшивки на уровне нейтральной оси для одного борта.

Если l_n не особенно велика, то обычно q_n является наибольшим касательным напряжением.

Рис. 14 даст общее представление о распределении касательных напряжений в сечении корпуса, когда гравитация направлена по оси z .



Рис. 14.



Рис. 15.

ция листов по всему контуру сечения одинакова. На этом рисунке величины касательных напряжений отложены нормально к контуру сечения. Видно, что касательные напряжения, достигая максимальной ве-

личны у нейтральной оси, уменьшаются по направлению вверх и вниз и принимают нулевое значение в точках *B* и *K*.

3. Действительный корабль. Рассмотрим теперь среднее сечение большого военного корабля, имеющего двойное дно, несколько палуб и продольных переборок и построенного из листов равной толщины (рис. 15). В этом случае распределение касательных напряжений всегда может быть определено достаточно точно.

Для такого сечения, как *AA*, проведенного нормально к палубам выше нейтральной оси, касательные напряжения могут быть найдены для каждой палубы отдельно по формуле (20), как и для однопалубного корабля. Однако для этого слага от сечения *AA* палубы не должны быть продольно связаны друг с другом и должны быть надлежащим образом подперты и вполне устойчивы.

Для такого сечения, как *CC*, находящегося с внутренней стороны продольной переборки, или для такого сечения, как *BB*, находящегося снаружи этой переборки, определение касательных напряжений более сложно. Точное определение этих напряжений в наружной и внутренней обшивке двойного дна или в продольной переборке не представляется возможным. Распределение касательных напряжений должно зависеть от внутренних упругих свойств конструкции. Пунктирную линию на рис. 15, показывающую величину касательных напряжений в разных точках сечения, нужно рассматривать только лишь в качестве иллюстрации общего их распределения. Метод приближенного определения касательных напряжений был предложен Суэтиро (Dr. K. Suehiro)¹.

4. Срез у поворота и скулы. В упомянутой выше работе Суэтиро для диаграммы вычисленных касательных напряжений для сечения коммерческого судна с двойным дном, простирающимся по ширине до поворота скулы. Он показал, что для судов такой конструкции, в которой отсутствуют продольные переборки, скуловой пояс должен воспринимать всю перерезывающую силу, передаваемую из борта (стенки борта) тяжелой и жесткой двойной декой. Этим Суэтиро объясняет часто наблюдавшееся у подобных судов ослабление пазов скулового пояса обшивки и угольников крайнего междупалубного листа, т. е. дефектов, обычно объясняемых другими причинами.

На военных кораблях также неблагоприятные условия обычно существуют, так как второе дно или доходит до продольных переборок, или же на больших кораблях оно продолжается выше до бронзового шельфа, благодаря чему уменьшается напряженность скулового пояса. Если же, однако, легкий крейсер должен быть построен с двойным дном, доходящим до поворота скулы, и без бортовых продольных переборок, то во избежание ослабления конструкции должна быть увеличена прочность скулового пояса и его пазовых соединений.

8. Потеря устойчивости стенок

1. Происхождение и характер потери устойчивости. Появляющиеся в тонких стенках балок сжимающие диагональные напряжения, обусловленные наличием в них касательных напряжений, стремятся образовать морщины в этих стенках. Это стремление проявляется в

¹ „On Shearing Stress in a Ship's Structure“, *Jap. Soc. Nav. Arch.*, 1912, and „London Engineering“, Jan. 29, 1922.

наибольшей степени в районе нейтральной оси и, если лист стенки не подкреплён ребрами жесткости, то потеря устойчивости ее становится возможной при сравнительно небольших напряжениях. При потере устойчивости стенки в ней образуются одна или больше волнообразных деформаций, распространяющихся наклонно от пояса к пояску балки. Если стенка подкреплена поперечными ребрами, способными поддержать лист стенки, то волнообразные деформации стенки становятся значительно короче, так как они могут распространяться только от ребра к ребру. Подобного рода выпучивание, образующее ряд волнообразных деформаций, называется потерей устойчивости («сатинг»). При достаточном близком расположении ребрах и в балках малой высоты выпучивание стенки может получиться только при очень больших касательных напряжениях или при очень малой толщине стенки.



Рис. 16.

Рис. 16 показывает полученную в опытах проф. Лилли¹ волнообразную деформацию неподкреплённой ребрами стенки балки, открытой на поясах и нагруженной по середине сосредоточенным грузом. Выпучивание стенки такой балки начинается непосредственно под грузом, где сжимающие напряжения получаются наибольшими. Направление сжимающих напряжений в этом месте вертикальны и поэтому волна выпучивания получается горизонтальной с вершиной вблизи середины высоты стенки. Непосредственно за этим районом линия главных напряжений наклоняется, образуя довольно быстро с нейтральной осью угол в 45° , и поэтому центральная волна по обе стороны середины пролёта отклоняется вверх и все другие волны наклоняются под углом в 45° , простираясь от пояса к пояску балки, как видно на рисунке. Нижний конец каждой волны находится приблизительно на одной вертикали с верхним концом предыдущей волны, и, следовательно, длина волны получается равной $\frac{h}{\sqrt{2}}$, где h — свободная высота стенки балки. При других испытаниях балок, стенки которых были подкреплёны ребрами, поставленными в расстоянии h друг от друга, волны от потери устойчивости стенки шли диагонально между углами каждой секции. Такая же картина наблюдалась, когда расстояние между ребрами не было точно равно высоте стенки.

Описанное явление выпучивания может получаться и в бортовой обшивке корпуса, если работа ее, как стенка корпуса, не облегчается присутствием продольных переборок и второго дна и если она не имеет достаточных подкреплений.

Рассмотрим многоугольник, не имеющий продольных переборок. Стенкой балки здесь являются борта и пояски — палубы и днище. Касательные напряжения с большими значениями из жесткости рас-

¹ W. E. Lilly, Engineering, 1900, vol. LXXXIII.

преданы по всей высоте бортов между нижним скуловым поясом или шпунтовым поясом и ширестреком. Эта конструкция отличается от листовых балок, применяемых в мостостроении, тем, что в ней расстояние между рабрами стенок — здесь шпангоутами — много меньше высоты стенки. Хотя неизвестны случаи потери устойчивости бортов, все же интересно рассмотреть, что может произойти при потере устойчивости.

Предположим, что корабль находится на вершине волны, и рассмотрим участок бортов между двумя смежными шпангоутами $F-F'$ и $P-P'$ (рис. 17), расположенный в расстоянии около четверти длины от носа. Когда срезающая сила увеличится до известного предела, обшивка в районе нейтральной оси может оказаться неспособной сопротивляться действию сжимающих напряжений, эффект которых увеличивается одновременно действующими в перпендикулярном направлении растягивающими напряжениями. Получится вальное выпучивание с образованием дуги волны A_1A_2 и двух впадин волны, наклонных под углом 45° к нейтральной оси и простирающихся от шпангоута к шпангоуту. При дальнейшем увеличении срезающей силы волновые впадины вызовут появление новых волн, образующихся выше и ниже волн A_1A_2 . Согласно опытным данным, длина волны у нейтральной оси будет



Рис. 17.

$$l = \frac{s}{\sqrt{2}}. \quad (22)$$

где s — расстояние между шпангоутами.

Общее распределение главных нормальных напряжений в бортовой обшивке показано на рис. 20А. Волны образуются нормально к главным сжимающим напряжениям; поэтому следует ожидать, что выше нейтральной оси, где главные сжимающие напряжения по мере приближения к нижнему пояску (киллю) принимают почти горизонтальное направление, волны будут располагаться почти вертикально, становясь совершенно вертикальными у самого пояска. Выше нейтральной оси, по мере увеличения расстояния, волны будут располагаться почти параллельно этой оси. Так как здесь главные сжимающие напряжения быстро уменьшаются, то величина этих волн будет уменьшаться, и уже в районе ширестрека, где действуют, главным образом, лишь растягивающие напряжения, волны исчезнут.

Потери устойчивости переборок, подкрепленных только системой вертикальных стоек, будет происходить так же, как и бортов. Во всех случаях лучшим средством для предотвращения потери устойчивости будет установка легких добавочных ребер в виде треугольных стрингеров на бортах и горизонтальных угольников на переборках.

2. Определение величины напряжений, вызывающих потерю устойчивости. Представляется интересным определить наименьшую величину касательного напряжения, при которой может иметь место потеря устойчивости, так как затем можно будет определить необходимый для обеспечения устойчивости верхний предел отношения между короткой стороной панеля рассматриваемой конструкции и толщиной селеста. Результатом исследования этого вопроса является работа Тимоненко «Theory of Elastic Stability», 1936 г.; соответствующие выводы этой работы приведены в разд. 27.

Величина напряжений, при которых теряется устойчивость, зависит от отношения $\frac{a}{t}$, где a — короткая сторона панели, и от отношения между сторонами панели $\frac{a}{b}$.

В разд. 27 показано, что для мягкой стали с пределом текучести на срез 1400 ам и при отсутствии продольных подкрепляющих ребер потеря устойчивости не может произойти при $\frac{b}{t} = \frac{a}{t}$, меньших 85. При продольных подкрепляющих ребрах, при которых отношение между сторонами панели становится равным $\frac{a}{b} = \frac{a}{t} = 3$, критическое значение величины $\frac{a}{t} = 81$; при $a = b$, т. е. при одинаковом расстоянии между поперечными и продольными ребрами, критическое значение $\frac{a}{t} = 113$.

На таких кораблях, как миноносцы, на которых в соответствующих районах обшивки могут существовать большие срезающие усилия, безопасное расстояние между поперечными или продольными ребрами может быть принято равным 80 t. Это же правило применимо к переборкам и другим листовым балкам корпуса. Ранее было показано, что для предотвращения потери устойчивости листов, подвергающихся действию простого сжатия, расстояние между подкрепляющими продольными ребрами должно быть 60 t; при наличии таких ребер, следовательно, предотвращается возможность потери устойчивости и от действия касательных напряжений.

3. Выпучивание всего борта. На миноносцах, имеющих сильно закругленные борта и легкие шпангоуты, особенно при отсутствии продольных переборок, может случиться, что шпангоуты окажутся неспособными локализовать волнообразование обшивки борта, как то предполагалось. В этом случае выпучивание листов обшивки может увеличиться и распространяться на всю высоту борта между палубой и концами флюр, причем сами шпангоуты будут деформироваться. Такое явление общей потери устойчивости («bulging») бортов наиболее вероятно в районе четверти длины корпуса от носа. В результате увеличенной деформации шпангоутов высота корпуса в этом месте уменьшится, напряжения в тонких корпусах увеличатся и может произойти разрыв или полное разрушение конструкции. Наиболее эффективным средством, предотвращающим такое разрушение, являются продольные переборки, а также поперечные переборки, ригели шпангоутов и баллерсы.

В. Распределение напряжений¹

1. **Линии напряжений.** На рис. 20, А—Н иллюстрируется общая картина распределения напряжений в обшивке борта и настеле палубы корпуса однопалубного корабля и показано влияние на линии напряжений надстроек и продольных бортовых переборок для случая нахождения корабля на вершине волны. Рисунок сделан на основании подсчетов величин напряжений для какого-либо частного случая, однако он соответствует законам общего распределения напряжений для рассматриваемого случая изгиба. Направление главных нормальных напряжений и наибольших касательных напряжений соответствует показанным на рис. 20 линиям напряжений лишь в случае правильного распределения материала. Если же, например, некоторые листы настеля палубы будут ненормально утолщены, то соответствующие линии напряжений, приближаясь к утолщенным листам и в их районе, будут изменять свою кривизну, и распределение напряжений не будет таким простым, как показано на рис. 20, С. В каждом сечении продольные компоненты деформаций, в зависимости от отстояния палубы от нейтральной оси, соответствуют упругому изгибу корпуса корабля в данном сечении, но в некоторых точках, вследствие кривизны линий и их сгущения, могут быть большие напряжения и деформации.

2. **Главные напряжения в бортах.** На рис. 20, А показаны линии главных растягивающих и сжимающих напряжений в бортах корпуса и в надстройках. Эти линии везде пересекаются под прямыми углами и пересекают нейтральную ось под углом в 45° . В верхней части борта линии растягивающих напряжений искривляются по направлению к миделю и сгущаются на средней половине длины корпуса, где они параллельны нейтральной оси и палубе. В направлении к оконечностям эти линии встречают кромку палубы под углом. Это является следствием наклона бортов к диаметральной плоскости в наличие палубы, которая, как говорит, вытягивает и поглощает линии напряжений в этой части корпуса, заставляя их переходить через кромку палубы и затем идти по палубе вдоль судна. Как показано на рис. 20, С. В нижней части бортов и по длине линии растягивающих напряжений идут вниз и внутрь, встречая линию киле под прямым углом.

Линии сжимающих напряжений вверх от нейтральной оси пересекают кромку палубы под большим углом, равным 90° у миделя, и идут поперек палубы, пересекая среднюю линию палубы под прямым углом. В нижней части бортов эти линии искривляются по направлению к миделю и располагаются так же, как и линии растягивающих напряжений в верхней части борта, но большинство линий сжимающих напряжений переходит через скулу на днище, по которому и продолжают идти вдоль корабля. Особого рисунка для иллюстрации распределения сжимающих напряжений по днищу не дается, так как он оказался бы аналогичным рисунку для палубы.

Для сравнения на рис. 18 приводятся диаграмма линий главных нормальных напряжений в пустотелой балке прямоугольного сечения

¹ J. B. Chalmers, Graphical Determination of Forces in Engineering Structures, 1891; P. Jenkins, Inst. Nav. Arch., 1899; J. Bruns, Inst. Nav. Arch., 1896; K. Saitoh, Engineering, Sept., 1911, and Jap. Soc. Nav. Arch., 1912.

с опертными концами и нагруженной равномерной нагрузкой. Этот рисунок заимствован из книги проф. Морлея¹.

3. Главные напряжения в палубе. На рис. 20, С показаны линии главных напряжений в палубе при отсутствии надстроек и продольных переборок. Для пояснения рассмотрим сперва следующие простейшие случаи. В сплошном прямоугольном брусе, подверженном такому же

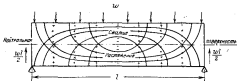


Рис. 18.

изгибу как корабль, все сланги имеют место в вертикальных плоскостях и линии главных напряжений в верхней грани идут параллельно центральной линии на протяжении всей длины бруса. В пустотелой балке прямоугольного сечения действие ее вертикальных стенок (бортов) на поперек приведет к появлению продольных сдвигающих усилий, которые вызовут вдоль линии соединения продольные деформации и напряжения. Эти деформации будут создавать сланг в соседнем шпартном материале поперек, благодаря чему линии главных напряжений в поперек будут отклоняться внутрь на угол, равный приблизительно 45° . Постепенно, как это показано на рис. 19, линии напряжений изменят



Рис. 19. Пустотелая прямоугольная балка ориентировочно распределенные линии напряжений в верхней поперек.

кривизну и примут направление, параллельное центральной линии, и пересекут среднее сечение в некотором расстоянии от стенок. Таким путем касательные напряжения в поперек прилегают к внутренним частям поперек балки к участку и ее работе на изгиб.

Корпус корабля отличается от прямоугольной пустотелой балки главным образом тем, что стенки (борта) корпуса в оконечностях сближаются с диаметральной плоскостью. Действие бортов на палубу здесь также будет проявляться, главным образом, в сдвигающих усилиях; однако при наличии эмсоков и жестких шпангоутов борта могут вызвать некоторое растяжение палубы, направленное во внешнюю сторону. Разнодействующая растяжения у кромки палубы, ве-

¹ А. Morley, Strength of Materials, 1938.

ровно, составляет малый угол с касательной к контуру палубы. Продольные составляющие этих растяжений будут создавать продольное напряжение в палубе у миделя, образуя или способствуя образованию прямых линий продольных растягивающих напряжений по всей палубе. Поперечные составляющие этих усилий, имеющие сравнительно-небольшую величину и появившиеся на обоих бортах корпуса, будут взаимно уравновешиваться, вызывая небольшое поперечное сжатие палубы. Последнее явление создаст линии сжимающих напряжений, нормальные к линиям растягивающих напряжений и пересекающие центральную линию палубы под прямым углом, как и в полой корабчатой балке. Линии растягивающих напряжений, начинаясь у кромок палубы, искривляются внутрь, но благодаря сближению бортов с диаметральной плоскостью это искривление здесь менее заметно.

В средней части палубы из-за наличия в ней локос линии напряжений в районе углов локос отклоняются и сближаются, вызывая этим увеличенные местные напряжения в углах локос.

4. Главные напряжения в рубках и влияние их на распределение напряжений в палубе. Если рубка имеет прочную конструкцию и прочно соединена с палубой, то она образует жесткую балку, которая сопротивляется растяжению и сжатию палубы. В соответствии с этим вдоль линии соединения рубки с палубой будут возникать касательные напряжения, которые изменяются от нуля в средней части длины рубки до максимума у ее концов (рис. 20, F). В данном случае взаимодействие между палубой и рубкой будет обратное тому, которое устанавливается между бортами и палубой. Линии растягивающих напряжений в палубе будут здесь отклоняться к рубке и поглощаться ею, благодаря чему палуба будет в некоторой степени разгружаться от растягивающих напряжений (рис. 20, E). Однако чем больше допустимых пределов длина и жесткость рубки, тем быстрее изменяется картина линий напряжений и тем больше вероятность появления больших местных напряжений у концов рубки, особенно в ее углах. Это будет рассмотрено более подробно в разд. 12.

Расположение линий напряжений в продольных стенках рубки показано на рис. 20, A. Оно аналогично расположению линий напряжений в верхней части бортов корпуса. Так как по кромкам сопряжения рубки с палубой действуют лишь касательные напряжения, то линии главных напряжений в палубе и в стенках надстройки должны пересекаться с этими кромками под углом в 45° . Здесь, опять некоторые линии будут переходить через кромку рубки и обуславливать появление растяжения в палубе рубки. Чем большей жесткостью обладает рубка, тем меньше линий она поглощает. При достаточном количестве расширительных (скользящих) соединений рубка будет участвовать в удлинении палубы как неработавшая конструкция и влияние ее не будет оказывать заметного влияния на распределение напряжений; это влияние будет сказываться лишь в районе деста комингса и в районе палубы у расширительного соединения. На рис. 20, A показаны окна и двери в стенке надстройки и влияние их на отклонение и ступенчатые линии напряжений у углов вырезов.

5. Влияние продольных переборок. Продольные переборки, прочно соединенные с палубой и днищем и идущие более чем на половину длины корпуса, играют ту же роль, что и борта, образуя дополнительные стенки судовой балки. Такая переборка по обе стороны от линии соединения вызовет в палубе систему линий напряжений, подобную той,

которая называется бортом (рис. 20, G). Так как передача усилий между переборкой и палубой, как и в случае рубки, происходит полностью посредством касательных напряжений, то линии главных напряжений здесь также будут пересекаться с кромкой переборки под

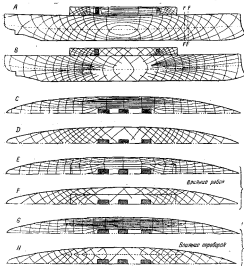


Рис. 20. Распределение напряжений в корпусе на кромке юбки:

A—главные растягивающие и сжимающие напряжения, B—наибольшие касательные напряжения, C—главные растягивающие и сжимающие напряжения, D—наибольшие касательные напряжения, E—главные растягивающие и сжимающие напряжения, G—главные растягивающие и сжимающие напряжения, F и H—наибольшие касательные напряжения.

углом в 45° . Касательные напряжения на кромке переборки будут равны нулю в ее средней части и максимальными на ее концах.

Нагрузка бортом корпуса будет уменьшаться постепенно, насколько будут нагружаться продольные переборки. Суммарные растягивающие усилия в палубе у носового конца будут несколько меньше, чем в случае отсутствия переборки, и напряжения, вероятно, будут лучше распре-

делены; однако у концов переборок они могут сильно возрасти. Поэтому желательно такие переборки протягивать настолько возможно дальше в нос и корму. У концов очень длинных кораблей они должны, сканчиваясь, плавно переходить в высокие подпалубные и децкие балки.

5. Наибольшие касательные напряжения. Линии наибольших касательных напряжений показаны на рис. 20, В, D, F и H, из которых изображены две системы этих линий, нормальных друг к другу и наклонных под углом 45° к главным линиям нормальных напряжений. В бортах линии касательных напряжений поворачиваются по направлению к нейтральной оси, как показано на рис. 20, В, где касательные напряжения достигают наибольшей величины. У миделя линии касательных напряжений наклонены к нейтральной оси под углом 45° , но здесь их величина равна нулю.

В палубе касательные напряжения достигают наибольшей своей величины у бортов на одной четверти длины судна, как это видно на рис. 20, D; здесь одна система линий касательных напряжений идет по касательным к кромке палубы, а другая — нормальна к этим кромкам. На середине длины корпуса касательные напряжения являются лишь в результате действующих нормальных напряжений и действуют под углом 45° к центральной линии палубы. Линии касательных напряжений везде пересекают центральную линию палубы под углом в 45° , но интенсивность их здесь равна нулю.

В районе рубок или продольных переборок одна система линий касательных напряжений в палубе переходит по касательным в длину соединенных концов переборок (рис. 20, F и H).

10. Прогобы

1. Вычисление вертикальных упругих прогибов. Прогиб эквивалентного бруса происходит, главным образом, вследствие его гигиба, а также, хотя в меньшей степени, вследствие сдвига.

Прогобы ищутся от прямой линии, соединяющей концы нейтральной оси, принимая стрелку прогиба у концов корпуса равной нулю. Как указал Вайс в своем докладе в Институте корабельных инженеров (Inst. Nav. Arch.) в 1905 г. об опытах с миноносцем «Wolff», стрелка прогиба для любого сечения с абсциссой x должна вычисляться по формуле:

$$E y = \iint_0^x \frac{M}{I} dx dx - \frac{x}{L} \int_0^L \frac{M}{I} dx dx, \quad (23)$$

где x — расстояние сечения от конца нейтральной оси, принятого в качестве начала координат;

L — общая длина корпуса корабля.

Интегрировать лучше всего графически. Сначала вычисляют для нескольких сечений корпуса значения величины $\frac{M}{I}$ и, выбирая за начало координат O один из концов корабля, по этим значениям строят соответствующую кривую OBA , показанную на рис. 21. Двойным интегрированием этой кривой получается кривая OPA' , ординаты которой пропорциональны вертикальным прогибам корпуса относительно прямой OA , касательной к изогнутой нейтральной оси в начале коор-

динат; они представляют собой первый член выражения (23). Соединяя соседние точки этой кривой, получим прямую OA' , ординаты которой представляют собой второй член выражения (23). Действительные вертикальные прогибы корпуса равны разностям ординат кривой $OP'A'$ и прямой OA' , деленным на величину B . Например, перемещение корпуса в какой-либо точке будет равно $y_s = P'P''$.

При определении моментов инерции сечений корпуса рекомендуется руководствоваться теми же правилами, которыми руководствуются при расчете общей прочности, пренебрегая заключенными отверстиями и не учитывая из-за потери устойчивости тонкие незаделанные

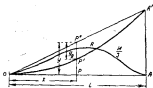


Рис. 21.

листы. Очевидно, что прогиб зависит от общей жесткости корпуса, на которую не могут заметно повлиять отдельные заключенные отверстия вдоль шпангоута, а то время как потеря устойчивости листов, особенно если она захватывает несколько листов и распространяется на несколько шпангоутов в районе миделя, может существенно уменьшить момент инерции и увеличить прогиб.

Стрелка прогиба от сдвига определяется по формуле:

$$y_s = \int \int \frac{G \theta^2 dy dz}{G \theta} dx, \quad (24)$$

где G — модуль при сдвиге.

Двойной интеграл в квадратных скобках берется для всей площади данного поперечного сечения, считая OY вертикальной осью координат и OZ — горизонтальной, расположенной перпендикулярно к оси абсцисс, причем последняя совпадает с нейтральной осью сечения. Последнее интегрирование распространяется на всю длину корпуса вдоль оси OX . Ясно, что вычисления в общем случае будут очень громоздкими, так как выражение в квадратных скобках должно подсчитываться для большого числа сечений и так как касательные напряжения θ должны определяться для каждого листа и для каждой балки в каждом сечении. Для большого же корабля сложной конструкции определить величины касательных напряжений для каждого отдельного конструктивного элемента сечения даже невозможно, и, следовательно, этот способ применим только к кораблю простой конструкции, например, к миноносцу.

Простое приближенное решение может быть получено, если пред-

положить, что касательные напряжения равномерно распределены по высоте стенки и пренебречь вальцами поясков. Тогда будем иметь:

$$y_s = \frac{1}{G} \int_0^s \frac{Q}{A} dx, \quad (25)$$

где A — общая площадь сечения стенок, составляющих стенку балки, т. е. вертикальных и близких к вертикали частей наружной и внутренней обшивки, а также непрерывных продольных переборок. Эта формула дает несколько заниженные прогобы.

Обычно прогобы от среза намного меньше прогобов от изгиба и поэтому ими можно пренебречь. Но если свободная длина балки мала относительно ее высоты и если требуется большая точность, то прогобы от среза должны приниматься во внимание. Так, например, прогобы от среза должны учитываться при оценке жесткости концов корпуса, свешивающихся за килевлономы при постановке корабля в док.

2. Измерения вертикальных прогобов. Измерения прогобов корпуса корабля представляют значительный интерес, так как, сопоставляя измеренные прогобы с расчетными, можно оценить степень точности тех допущений, которые принимаются при расчетах прочности корпуса. Прогобы измеряют при спуске и доковании кораблей и при их плавании. Производились также наблюдения прогобов при изменении нагрузки и температуры. Наиболее точные и полные экспериментальные данные в этом отношении были получены на английском миноносце «Вольф» («Wolf»). Эти данные должны быть тщательно изучены всеми интересующимися данным вопросом. Американские опыты, производившиеся в 1931 г. для определения напряжений и прогобов при общем изгибе миноносцев «Престон» («Preston») и «Врус» («Bruce»)¹, были, вероятно, наиболее обширными из всех когда-либо раньше производившихся, но результаты их не были опубликованы.

Некоторые замечания, относящиеся к этому вопросу, приведены в докладе автора².

Как показали измерения, сделанные в американском флоте³ Смитом (S. F. Smith) на трех 150-метровых угольщиках «Нертуп» («Nertup»), «Орнос» («Ornos») и «Джасон» («Jason»), прогобы корпуса при напряжениях, не выходящих за предел упругости материала, могут быть очень значительными. На «Нертупе», построенном по обычной поперечной системе набора, наибольшая стрелка прогиба палубы на миделе относительно концов вследствие неравномерности загрузки получилась равной 16,5 см. На «Орносе» и «Джасоне», построенных по системе Истервуда, наибольшие стрелки прогиба получились соответственно 8,6 и 12,7 см. Было найдено также, что при изменении температуры корпуса только на 7° стрелка прогиба изменяется на 2,5 см.

Танкеры в полном грузу испытывают прогиб, который в некоторых случаях на судах, имеющих дедвейт 10 000 т, достигает 15,3 см.

¹ C. O. Keil, Investigation of Structural Characteristics of Destroyers „Preston” and „Bruce”, Am. Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1931.

² Determination of Stresses in Plating from Strain Measurements, Sec. Nav. Arch. Mar. Eng., 1931.

³ Robert W. Merrill, „Oil Tankers”, London, 1927.

11. Анализ деформаций и прогибов

Предполагается, что деформации измерены или непосредственно на корабле, как то имело место для «Вольфа», «Престона» и «Бруста», или же на модели корабля. Анализ имеет в виду, во-первых, по деформациям подсчитать, как было указано в разд. 4, напряжения и, во-вторых, проверить результаты путем сравнения их с подсчетами на основании принятой теории и сопоставлением с действительными условиями опыта.

1. Сравнение измеренных и расчетных напряжений. Термин «измеренные напряжения» относится здесь к напряжениям, вычисленным

по данным измеренных деформаций. Желательно иметь деформации, измеренные по всему обводу одного или нескольких сечений; в этом случае нормальные напряжения, вычисленные по этим деформациям, должны быть отложены по горизонталям от вертикальной средней линии корабля для разных точек по высоте от киля до прочной палубы (рис. 22). Кривые, вычерченные по точкам для каждого борта корабля, дадут картину распределения напряжений по всему сечению. Эти кривые

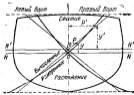


Рис. 22. Кривые напряжений на поперечном сечении.

должны не только отличаться от прямых и пересекаться со средней линией в точке, определяющей положение нейтральной оси, где напряжения равны нулю. Также кривые могут быть сопоставлены с кривыми напряжений, построенными по выражению:

$$p' = \frac{My'}{I},$$

где p' — теоретическое напряжение в точке, расположенной на высоте y' от теоретической нейтральной оси NN' .

Сопоставление полученных кривых позволяет скорректировать допущения, принятые в расчетах, и скорректировать измеренные деформации.

В любой точке нормальные напряжения p , будучи умноженными на элемент площади поперечного сечения dA , дадут силы, которые в отличие от внешних сил и сил тяжести условно можно называть силами напряжения. Влияние каждой непрерывной продольной связи, пересекаемой данным сечением, может быть определено по ее силе напряжения, получаемой умножением площади связи на напряжение, действующее в центре тяжести этой площади. Интегрированием отдельно всех сил напряжений, расположенных выше оси, и отдельно всех сил напряжений, расположенных ниже оси, получим соответственно суммарные силы напряжений выше и ниже оси. Эти силы имеют разные знаки. Одни растягивающие P_1 , а другие сжимающие P_2 .

и, если не было ошибок в вычислениях, то $P_T = P_c$, т.е. если интегрирование произведено по всему сечению, то

$$P_T - P_c = \int p dA = 0. \quad (26)$$

Взяв моменты всех действующих в данном сечении сил напряжений относительно нейтральной оси или относительно какой-нибудь другой горизонтальной линии, например, относительно осевой линии, получим момент M_c , который будем здесь называть моментом напряжения и и:

$$M_c = \int p y dA. \quad (27)$$

Величину этого интеграла можно найти табличным суммированием моментов каждой продольной силы, попавшей в рассматриваемое сечение корпуса корабля.

Дальше для равновесия необходимо, чтобы момент напряжений был равен внешнему изгибающему моменту M_c , величина которого обычно известна; следовательно,

$$M_c = M_c. \quad (28)$$

Таким образом имеются два важных и независимых критерия для проверки сил напряжений, полученных на основании измеренных деформаций. Однако эти критерии могут оказаться недостаточными вследствие различных ошибок, которые необходимо рассмотреть.

а. Неполнота измерений деформаций. Чтобы получить полную картину распределения напряжений, розы деформаций должны быть получены по осмью поперечному сечению. Этого не было сделано в опытах с миноносцем «Вольф», при которых считалось невозможным установить достаточное количество тензосметров на диаметр. Следовательно, далеко неточными были и кривые напряжений типа показанных на рис. 22.

В каждой точке необходимо измерять, как было указано в разд. 4, деформации по крайней мере по трем направлениям. В опытах же с миноносцем «Вольф» измерялись только продольные (горизонтальные) деформации, вследствие чего невозможно было вычислить действительные нормальные напряжения. Судя же по опытам с миноносцем «Престон», в которых измерялась только роза деформаций, ошибки в напряжениях, если принимать в расчет только одну продольную деформацию, может достигнуть от 10 до 15%¹ для кораблей класса миноносцев.

б. Потери устойчивости сжатых связей. Потери устойчивости чаще всего может произойти в шпуре, а иногда и в дековой обшивке кораблей легкой конструкции. Если для таких судов при вычислениях на основании измеренных деформаций моменты напряжений предполагалось, что все продольные связи полностью эффективны, хотя в действительности некоторые из них потеряли устойчивость, то вычисленный момент напряжений окажется больше внешнего изгибающего момента. Это особенно верно, если тензосметры имеют большую базу, например, если их база равна полной высоте шпана. При потере устойчивости такие тензосметры измеряют не действительные упругие деформации, которые очень малы, а обжатие

¹ Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1931.

шипгоутов друг с другом. В этом случае ударные деформации и вычисленные по ним силы напряжений окажутся преувеличенными, а момент напряжений — больше внешнегогибающего момента.

В опыте с минносцем «Вольфа»¹ вычисленные по замеренным деформациям и по определенному лабораторным путем модулю нормальной упругости $E = 2,2 \cdot 10^6$ кг/см² моменты напряжений при прогибе оказывались значительно большими действительныхгибающих моментов, а именно — на 18% при малой нагрузке и на 34% при большой нагрузке. Это легко объясняется потерей устойчивости палубы, которая за исключением узкого палубного стрингера имела толщину не более 3 мм или меньше 3 мм. При перегибе вычисленные по замеренным деформациям при малой нагрузке моменты напряжений были примерно на 12% меньше действительных моментов, что указывало на коэффициент полезного действия конструкции, большой единицы. Однако по мере увеличения нагрузки моменты напряжений быстро увеличивались и при наибольшей нагрузке были примерно на 19% больше внешних моментов, что указывало на тот факт, что при этой нагрузке начиналась потеря устойчивости днищевой обшивки.

Если исключить трудно объяснимую разницу между величиной момента напряжений и внешних моментов при малых нагрузках в условиях перегиба корабля, то во всех остальных случаях эта разница предположительно объясняется потерей устойчивости. База тензметров 510 мм равнялась расстоянию между шипгоутами.

База приписывает эту разницу, главным образом, скольжению в заклепочных швах, которым он и объясняет фактическое уменьшение модуля нормальной упругости. Однако, как указано в гл. VII, это представляется мало вероятным, так как, в свете последних опытов с заклепочными соединениями, должно было иметь место заметное скольжение при малых нагрузках в условиях прогиба корабля.

Интересный анализ опытов с минносцем «Вольфа» сделал Хофман² (С. Н. Hoffmann).

Потеря устойчивости создает разницу не только в моментах, но также и в силах напряжений выше и ниже нейтральной оси. При потере устойчивости фактические силы напряжений в соответствующих местах уменьшаются и измеренные деформации будут преувеличены, если только не будут применены тензометры с очень короткой базой. В этих случаях кривые напряжений, указанные на рис. 22, будут отличаться от идеальных (от прямых), нейтральная ось переместится и проверка по равенству (26) сил напряжений выше и ниже оси не будет выполняться.

в. Ошибка в модуле нормальной упругости. Этот модуль просто определяется в испытательных лабораториях и может считаться хорошо известным для судостроительной стали. Величины этого модуля могут измениться только в случае изменения структуры металла при помощи специальной тепловой обработки или сварки и ковки. Иногда представляются ошибочными предположения, что модуль нормальной упругости меняется, если между измеренными и вычисленными деформациями выявляются несоответствия — вследствие ли потери устойчивости или скольжения в заклепочных соединениях. В этих случаях говорят о кажущемся или действительном

¹ Izv. Nav. Arch., 1905.

² Trans. Inst. Nav. Arch., 1925.

модуле упругости, но предпочтительнее называть источник ошибок своим именем или оговаривать, что он неизвестен.

При модельных испытаниях, если конструкция модели сделана из нержавеющей стали, величина модуля упругости может значительно измениться. В зависимости от качества и обработки материала модуль нормальной упругости может значительно уменьшаться с увеличением пределов напряжений в результате повторных циклов нагрузки. Вследствие этого в материале модели после ряда быстро меняющихся нагрузок при ее изгибе может обнаружиться больший модуль упругости в районе нейтральной оси, чем вблизи наиболее напряженной части конструкции.

Допущенная в модуле упругости ошибка сама по себе не влияет на проверку по равенству сил напряжений, но, как это имело место в опытах с минноосцем «Вольфа», при наличии этой ошибки равенство между моментами напряжений и внешними моментами будет нарушено.

2. Сравнение измеренных и расчетных прогибов. Замеренные прогибы от общего изгиба при натурных и модельных экспериментах должны сравниваться с теоретическими, вычисленными по выражению (23). В исключительных случаях, если требуется большая точность и если свободная длина корпуса невелика при относительно большой его высоте, необходимо учитывать прогиб от сжимающих сил, определенный выражением (24).

Величина прогибов зависит от жесткости сечений, измеренной произведением модуля на момент инерции сечения (EJ). Величина модуля E , как указано выше, может считаться известной и постоянной; что же касается момента инерции J , то его величина зависит от степени эффективности продольных связей корпуса, входящих в состав рассматриваемого сечения. Эта степень эффективности уменьшается в случае потери устойчивости связей, а при очень высоких напряжениях она может уменьшаться и вследствие скользящих в заклепочных швах. Это скользяние, однако, не может быть значительным, если напряжения в заклепках не превышают величины порядка 950—1100 ат. Таким образом потеря устойчивости листов в значительной степени, чем скользяние в заклепках, является основной причиной, влияющей на увеличение прогибов.

В опытах с минноосцем «Вольфа», если считать, что E имеет величину, определенную для материала в лаборатории, измеренные стрелки прогиба получились значительно большими, чем они должны были бы быть уже при очень малых нагрузках. Эта разница между теоретическими и измеренными прогибами была отнесена за счет скользяния в заклепочных соединениях, хотя действительные напряжения были меньше 950 ат везде, кроме вертикального вала и пилубы в районе миделя, где они достигали 1100 ат.

Этот вопрос может быть выяснен только путем дальнейших и более полных опытов. При анализе опытов с минноосцем «Престиг», когда измерялись роли деформаций по всему сечению и в разных частях корпуса, было отмечено, что при надеждающей системе эффективности продольных связей величина модуля упругости, определенная из сопоставления расчетных и измеренных прогибов и моментов напряжений, очень близка к величине, определенной для материала, а именно — равна $2,05 \cdot 10^8$ ат (см. доклад автора)¹.

¹ Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1931.

12. Нарушение непрерывности конструкций¹

В конструкции корпуса корабля нарушения непрерывности конструкций, во многих случаях неизбежные, всегда являются источником концентрации напряжений. Интересно изучить основную причину концентрации напряжений и посмотреть, как ее можно ограничить допустимыми пределами. Чтобы оценить важность этого вопроса, достаточно сослаться на трещины, часто получающиеся в углах рубок и локон на прочной палубе, которые являются иногда причиной серьезных разрушений корпуса. Подобное ослабление конструкции часто

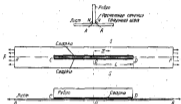


Рис. 23.

происходит у конца полубака и при резком обрыве продольных переборок на быстробегущих кораблях. Серьезные ослабления конструкции также получаются на крейсерах, на которых легкая бортовая броня используется в работе корпуса и внешне закаливается, образуя резкий переход в жесткости конструкции.

На вертикальных судах часто наблюдается устройство заклепок на концах коротких продольных диншевых балок. В заклепочных соединениях в первую очередь перенапрягаются наружные ряды заклепок.

На рис. 20 видно, как у концов рубки и продольной переборки, соединенных с прочной палубой, линии напряжений вследствие концентрации напряжений изменяют кривизну и ступают. Чтобы выяснить основные факторы, связанные с рассматриваемым явлением, полезно сначала проанализировать простейший случай.

1. Основной случай. Рассмотрим длинный прямоугольный лист, к которому приварено с одной стороны короткое ребро (рис. 23). Если этот лист подвергнут растяжению, то ребро будет также привлекаться к участку и удлинение листа сопровождающимися усилиями, которые будут действовать вдоль сварного шва по линии CD. Чтобы не усложнять анализа, игнорируя моментом, возникающим из-за эксцентричной передачи усилий, будем пренебрегать. При опытным исследовании

¹ См. работы автора: "Модель теории распределения срезающихся напряжений в заклепочных и сварных соединениях и ее применение к прочности конструкций корабля", Inst. Nav. Arch., London, 1931; "Распределение напряжений в продольных сварных швах", Journ. Math. and Phys. Mass. Inst. Techn., vol. XIII, No. 2, May 1934.

необходимо установить ребра как на верхней, так и на нижней стороне листа, так как в корпусе корабля связи, соответствующая листу, удерживается от изгиба в своей плоскости шпангоутами и соседними конструкциями.

Приводимое ниже исследование и его общие выводы относятся к принципу также и к клепаной конструкции, хотя распределение напряжений в этом случае не будет таким же постоянным и идеальным, как при сварке. Исследование справедливо лишь при напряжениях, не превосходящих предела упругости материала, и относится одинаково как к растяжению, так и к сжатию, если в последнем случае не происходит потеря устойчивости.

Посередине длины ребра, в точке O , вследствие симметрии, будут отсутствовать смещения ребра относительно листа, а следовательно, здесь будут отсутствовать и касательные напряжения между ребром и листом. Во всех прочих сечениях смещение ребра по отношению к листу будет наблюдаться, и, следовательно, возникнет сдвиг и касательные напряжения q вдоль расчетного сечения сварного шва AM . Эти смещения (сдвиги) и касательные напряжения будут наибольшими у концов ребра. Предположим, что в каком-нибудь сечении, находящемся в расстоянии x от начала координат O , среднее смещение пропорционально действующему в этом же сечении сварного шва касательному напряжению q_x ; тогда, следовательно, можно написать:

$$\text{смещение} = \mu q_x, \quad (29)$$

где μ — коэффициент смещения, который предполагается постоянным для данной конструкции, но может быть разным для разных конструкций.

Принятая пропорциональность между смещениями и напряжениями была подтверждена, хотя окончательно не установлена, экспериментальным путем, и значение коэффициента μ было определено для некоторых случаев.

Касательными напряжениями часть нагрузки листа передается ребру, причем действующие в каком-либо сечении средние растягивающие напряжения в листе будут изменяться от максимума на кромках листа до минимума у сварного шва, а в ребре — от максимума у сварного шва до минимума на верхней кромке ребра.

Пусть:

$L = OD$ — половина длины ребра;

A — площадь сечения листа;

a — площадь сечения ребра;

α — площадь расчетного сечения единицы длины сварного шва AM ;

E — модуль упругости листа и ребра;

p — равномерное растягивающее напряжение на концах листа;

$$m = \sqrt{\frac{\pi(A+\alpha)}{\alpha A_p E}} \text{ — коэффициент, не зависящий от нагрузки листа.}$$

Согласно выводам, полученным в указанных выше работах автора, срединное напряжение в сварном шве в расстоянии x от начала координат определяется выражением:

$$q_x = \frac{p}{\alpha \mu E} \frac{\pi \alpha x}{\sin \alpha L}. \quad (30)$$

Наибольшее значение касательного напряжения, которое получается при $x=L$, равно:

$$q_{\perp} = \frac{r h m L}{\sigma_p E} \quad (31)$$

Как видно из рис. 24, где приведены соответствующие кривые, полученные экспериментальным путем, кривая касаний q_{\perp} имеет гиперболический характер. Кривая q_{\parallel} от точки O очень медленно поднимается почти до самого конца ребра; у конца ребра она круто нарастает

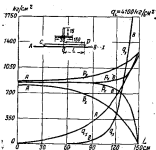


Рис. 24. Кривые напряжений:

$L = 150$ см; $A = 97$ см²; $a = 38$ см²;

$m = 440$ см²; $p = 1800$ см; $E = 2.1 \cdot 10^6$ см;

$A : \mu = 0.5 \cdot 10^{-5}$; $B : \mu = 0.5 \cdot 10^{-7}$.

до своего максимума. Даже при умеренной нагрузке напряжения q_{\perp} может достигнуть предела текучести, после чего устанавливается более равномерное распределение напряжений. Если материал сварного шва твердый и имеет малую эластичность, то коэффициент μ будет малым, и соответственно смещение стенок возле конца будет малым. Но по концам ребра касательные напряжения будут быстро нарастать, достигая своего максимума, что иллюстрируется кривой B рис. 24. Кривая A относится к случаю, когда коэффициент μ имеет большое значение, т. е. в случае более пластичного материала сварного шва. В этом случае напряжения получаются более умеренными.

2. Продольные балки корпуса. В рассмотренном выше случае к листу по концам была приложена равномерно распределенная нагрузка, которая при отсутствии ребра вызвала бы в листе равномерное напряжение p . В корпусе нормальные напряжения в связях корпуса изменяются в соответствии с изменением величиныгибающего момента. Для иллюстрации примем, чтогибающий момент в каком-

либо сечения корпуса связан с изгибашим моментом на миделе M_0 параболическим законом:

$$M_x = M_0 - Kx^2, \quad (32)$$

где K — постоянная величина.

Этот закон приближенно соответствует случаю нахождения корабля на вершине или на подошве стандартной волны. Нормальные напряжения в палубе или днище, в районе примерно средней половины длины корпуса, могут быть представлены выражением:

$$P_x = P_0 - Cx^2, \quad (33)$$

где

$$P_0 = \frac{M_0 y}{I}; \quad C = \frac{Ky}{I}. \quad (34)$$

Обозначения I и y имеют те же значения, что в обычной формуле для изгиба. Изгибашим моменты и нормальные напряжения являются максимальными на миделе.

Рассмотрим длинный стрингер при нахождении корабля на подошве волны. Балка предполагается идущей на длине L в нос и в корму от миделя. В этом случае, как было выведено в работе автора, указанной в списке на стр. 36, наибольшее касательное напряжение у концов балки определяется выражением

$$q_x = \frac{6mL}{m_0E} \left[P'_0 - CL^2 + \frac{2C}{m^2} (mL \operatorname{ctg} mL - 1) \right]. \quad (35)$$

Если стрингер простирается до оконечностей корпуса, где напряжения от изгиба корпуса пренебрежимо малы, то он тем самым как бы закреплен к неподвижным частям и составляет одно целое со всей конструкцией корпуса. Нормальные напряжения в нем на всей длине будут близки к напряжениям в длинных листах. При более коротком стрингере, который все же для простоты будем предполагать симметрично расположенным относительно миделя, касательные напряжения по длине его скрепления с днищем будут увеличиваться от нуля на миделе до максимума q_x на концах. Если представить себе, что стрингер уменьшается по длине, то напряжения на его концах будут увеличиваться до некоторого уменьшения длины, а при дальнейшем укорочивании стрингера напряжения q_x будут быстро падать, приближаясь к нулю на миделе.

На рис. 25 показаны величины и характер изменения касательных напряжений q_x для полудлины длинных стрингеров, прикрепленных к днищу на корабле, длиной 153 м, если полуудлины их L изменяется в пределах от 4,3 до 49 м. Кривая q_x проведена через точку, соответствующую максимальным значениям касательных напряжений q_x для стрингеров разной длины. Здесь же дается кривая изгибашим моментом M . Максимальные напряжения изменяются от величины 590 ат при длине $L=49$ м до величины 3000 ат при длине $L=4,3$ м. Если стрингер делать еще короче, то максимальное значение напряжений q_x резко падает.

Этим объясняется, почему на нефтеналивных судах заклепочные соединения на концах продольных длинных балок бесшпангоутной системы часто растрескиваются. Таких недопустимых концентраций напряжений можно избежать или, по крайней мере, уменьшать их величи-

ну скосом стрингеров у концов и усилением крепления их концов к деке за счет увеличения площади сечения закосок или скрепок.

3. Рубки. Рассмотрев рубку, находящуюся на прочной палубе в средней части корабля, как показано на рис. 20, и предположим, что корабль находится в условиях перегиба, т. е. на вершине волны. Палуба подвергается двум главным деформациям: она растягивается и в то же время изгибается с кривизной, несколько меньшей, чем кривизна нейтральной оси. Рубки участвует в обеих этих деформациях.

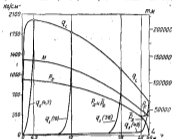


Рис. 22. Кривые напряжений по стрингерам, прикладываемым к деке:

q_x — продольные изгибающие напряжения для стрингеров, q_y — касательные напряжения в стрингерах; $P_2 + A_2$ — напряжения в листе; P_2 — напряжения в палубе; P_1 — напряжения в рубке; P_0 — напряжения в деке; M — общий изгибающий момент.

Растяжение палубы, наибольшее в средней части корпуса, обусловлено наличием касательных напряжений в листе комингса бортов рубки. Каждый борт рубки будет вести себя так же, как и ребра рассмотренного выше основного случая. В середине длины рубки сдвиг будет отсутствовать, у концов ее он будет максимальным и будет стремиться вызвать трещины в палубе и в бортах рубки у ее углов. На практике было отмечено много случаев появления таких трещин, особенно в листе комингсов под дверями. Касательные напряжения между комингсом и палубой вызывают в бортах рубки растягивающие напряжения. Эти напряжения эквивалентны на растягивающим напряжениям, обусловленным изгибом палубы вместе с рубкой⁴. Согласно теории изгиба, поперечные сечения рубки, в следовательно, и ее верхняя и задняя переборки должны оставаться нормальными к прочной палубе и нормальные растягивающие напряжения в сечении надстройки должны линейно увеличиваться от верхней палубы к палубе рубки, пропорционально расстоянию от нейтральной оси. Так как рубка имеет большую высоту, то напряжения в ее верхних частях могут быть весьма большими. В рубках, имеющих легкую конструкцию, этот закон не будет соблюдаться строго, но все же

⁴ J. Foster King, On Large Deckbeams, Inst. Nav. Arch., 1912.

на практике на многих кораблях наблюдались серьезные повреждения рубок в виде трещин в углах окон и нарушения непрерывности в верхних частях рубок.

Обычно все повреждения в нижних и в верхних частях рубок корабельные инженеры приписывали непосредственно напряжениям от изгиба. Мерой против повреждения рубок, впервые предложенной 50 лет тому назад А. Деним¹ (Denby) и впоследствии осуществленной на большом числе кораблей, было применение расширительных (скользящих) соединений в палубе и в бортах рубок. Скользящие соединения подразделяют на две или более конструктивно несвязанные короткие части, чем разгружают ее от изгибающих напряжений. Поперечная плоскость, проходящая через конец скользящего соединения, свободна от нормальных напряжений и не остается плоской и нормальной к прочной палубе, как это должно было бы быть согласно теории изгиба. При перегибе корпуса эта плоскость наклонится по направлению к миделю, и вследствие этого продольные напряжения в верхних связях рубки уменьшатся. Однако этот благоприятный эффект скользящих соединений несколько не уменьшает концентрации касательных напряжений между листами комингсов надстроек и верхней палубы. Действительно, если скользящие соединения расположены не очень близко друг к другу, не ближе, чем это обычно практикуется, то концентрации напряжений проявятся не только у концов рубок, но также у концов каждой ее секции, т. е. в районе каждого скользящего соединения. Однако большие касательные напряжения у концов рубок можно избежать увеличением площади сечений заклепок или сварных швов и утолщением палубного настила и комингсов рубки. При наличии этих мер скользящие соединения окажутся выгодными с точки зрения уменьшения нормальных напряжений в верхних связях рубок, которые в этом случае могут иметь настолько легкую конструкцию, насколько это допустимо по другим соображениям.

Продольная переборка в районах, примыкающих к верхней палубе или к линцу, будет вести себя подобно надстройке. Если такая переборка соединяется в сечениях корпуса, в котором напряжения от его изгиба или значительны, то нарушение непрерывности необходимо уменьшать постепенным сужением конструкции переборки, протягивая эту сужающуюся конструкцию достаточно далеко к оконечностям прочного корпуса.

4. Люки. Рассмотрим случай, показанный на рис. 20, где несколько больших люков в прочной палубе нарушают непрерывность средних поясов настила этой палубы, а то время как бортовые поясы ее настила остаются непрерывными. Обычно люки подкреплены комингсами, которые часто соединяются с шахтами, идущими до палубных надстроек, благодаря чему жесткость комингсов люков увеличивается. Листы настила палубы между люками обычно делаются меньшей толщиной, чем непрерывные поясы снаружи люков.

Если настил палубы подвергается растяжению, то подкрепляющие люк комингсы AB, CD и EF, показанные на рис. 20, будут сопротивляться удлинению, как отдельные балки, а в результате в углах люков получатся концентрации касательных напряжений. В то же время легкие листы между люками будут подвергаться сдвигу вдоль ле-

¹ Inst. Nav. Arch., 1933.

ний BC и DE , вследствие чего в углах локсов B , C , D и E возникает другая система касательных напряжений. Этим объясняется появление трещин в углах котельных и машинных локсов в прочных палубах. Мерой для предотвращения этого является утолщение листов и закругление углов у ковшей локсов. Эти явления имеют особенно большое значение для быстроходных кораблей легкой конструкции, как, например, для миноносцев, подвергающихся большому кручению, которое создает дополнительную концентрацию напряжений в углах локсов.



Рис. 26. Напряжения в углах локсов.

Б. Груширование прерывистых конструкций. Часто в конструкции корпуса крейсеров и миноносцев, особенно когда они имеют короткий полубак, неизбежно неблагоприятное группирование прерывистых связей. Обычно полубак заканчивается вперед носовой трубы, т. е. вблизи переборки носового котельного отделения. Непосредственно перед этой переборкой помещаются главные толкающие системы, подразделяемые продольными переборками, доходящими до поперечной переборки носового котельного отделения. На легких крейсерах бортовая броня, обычно работающая в составе прочного корпуса, заканчивается около переднего конца носового котельного отделения, которое она защищает.

Таким образом на этих кораблях, естественно, получается нежелательное сочетание прерывистых конструкций корпуса. Корпус в районе котельного отделения представляет собой тонкостенную узкую трубу, которая соединяется у носовой переборки с очень жесткой конструкцией корпуса, подкрепленной продольными и поперечными переборками и баширодобным полубаком. Если в этом районе резко прерывается бортовая броня, то получающийся нарушение непрерывности конструкции корпуса еще больше увеличивается. Необходимо при этом учесть, что рассматриваемый район корпуса подвергается особенно большим динамическим и баллистическим и крутящимся усилиям при ходе корабля против волны.

Совершенно необходимо, насколько возможно, устранить и смягчить такие нарушения непрерывности конструкции корпуса. Для этого необходимо, чтобы утолщенные связи (палубный стрингер, швертбоек, килевые и днищевые пояса обшивки) хорошо перекрывали этот район, постепенно уменьшаясь по своей толщине. Бортовая броня должна быть достаточно протянута в нос от этого района с постепенным уменьшением ее толщины.

В 1924 г. лайнер «Мажестик» («Majestic», б. «Imperator»), совершавший рейсы на Атлантической пассажирской линии, получал такой

повреждение своей верхней палубы, которое сделало опасным его дальнейшее плавание.

Этот случай особенно интересен тем, что судно было построено по правилам классификационного общества и должно обладать достаточной общей прочностью, следовательно, авария его корпуса могла произойти только вследствие недостаточной местной прочности. Действительно, в средней части этого судна создались неблагоприятные условия, нарушившие непрерывность конструкций в верхней прочной палубе корпуса: вырез с острыми углами для дымохода и элеваторов, вентиляционные шахты, расширительные соединения в находящиеся на верхней палубе надстройках, обрывы подпалубных балок и стальные накладки листов палубного стрингера оказались на линии разрыва палубы, как это видно на рис. 27. На левом борту разрыв распространялся вниз по ширестреку, где он был остановлен крутыми портами, вероятно, подкрепленными удвоенными листами.

Разрушение по всей вертикали началось у бортового угла выреза для дымохода и затем начало распространяться на толстые удвоенные листы стрингера. Так как эти листы были покрыты сверху деревянным настлом, а снизу были закрыты подволокой салона, то разрушение их не было замечено, пока летом 1924 г. не произошло разрушение средней части палубного настла, имеющего толщину 16 мм, по линии А—А. Окончательное разрушение стрингерных листов в части ширестрека произошло в декабре того же года при плаваньи корабля в бурную погоду. При этом был слышен громкий звук, напоминавший выстрел, после чего обследование обнаружало полное разрушение прочной палубы от одного борта до другого. Подробное описание и интересный анализ этого случая даны Эльсбергом (E. Ellsberg) в журнале «Marine Engineering» за август 1925 г.

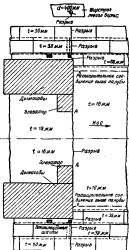


Рис. 27. Виз на верхней прочной палубе парохода «Манестер» в районе разрыва от снаряда.

В 1929 г. совершенно такое же разрушение прочной палубы произошло на другом почти таком же по своей конструкции лайнере «Левифан»¹ («Leviathan»). Произведенные лабораторные испытания материала свидетельствовали о разрушении материала от усталости, как то можно было заключить по кристаллической структуре металла в районе всех поврежденных листов.

Вместо пластической деформации и мелкозернистой (шелковистой) структуры, которых можно было бы ожидать от пластической (вязкой) стали, в разрыве была обнаружена крупнозернистая хрупкая сталь, указывающая на разрыв от усталости, происшедшей в основном от большой концентрации напряжений, при которой был пройден предел текучести материала. Однако важно отметить, что даже и без

усталости в районе не обнаруживаются сколько-нибудь значительные признаки пластической деформации, если разрыв, начинаясь с местной трещины, происходит вследствие прогрессирующего растяжения.



Рис. 28.

6. Соединенная шварой. Известно, что в несогласных заклепочных швах, если напряже-

ния не превышают предела текучести, наиболее нагруженными являются заклепки крайних рядов. Несколько объяснений этой особенности распределения нагрузки между рядами заклепок было дано, но легко видеть, что она является прямым следствием общего положения, изложенного в этой главе.

На рис. 28 показано соединение шварой двух листов фланговыми заклепочными швами. Когда такое соединение растягивается, то наибольшее касательные напряжения будут в конечных точках *A* и *B* сварного шва, а наименьшее — в некоторой промежуточной точке, положение которой зависит от отношения толщин соединяемых листов. В заклепочном соединении распределение нагрузки будет следовать такому же закону, что и в сварных швах.

Математический анализ работы шва шварой, иллюстрированный численными примерами, дан в упомянутой на стр. 56 работе автора и рассматривается в разд. 41 настоящей книги.

7. Общие замечания и заключения. На корабле можно легко найти много различных случаев нарушенной непрерывности конструкций, однако приведенные выше примеры в достаточной степени выясняют сущность и важность затронутого вопроса. В практике кораблестроения главной вниманием обычно уделяется нормальным напряжениям. Учитывается также концентрация этих напряжений в острых углах вырезов и в местах нарушения непрерывности связей и принимаются меры для уменьшения степени концентрации напряжений, как, например, закругляются углы, устанавливаются кницы или применяются другие конструкции. Однако не всегда уделяется должное внимание вопросу о передаче главных напряжений в районах нарушения непрерывности конструкций через касательные напряжения. Благодаря касательным напряжениям отдельные связи составной конструкции ра-

¹ J. L. Wilson, „The s/s „Leviathan“, Damage, Repair and Strength Analysis“, Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1930.

ботают совместно. При нагибе корпуса его борта, т. е. стенки балки, передают растягивающие и сжимающие продольные усилия палубе и днищу, т. е. поясам балки, посредством сдвига. Продольные усилия шкестрека передают касательные напряжения через крошку палубы палубному стрингеру. Касательные напряжения прилегают к участку в работе корпуса продольные связи днища и палубы в надстройке палубы. При выполнении этих функций касательные напряжения распределяются неравномерно, в особенности в местах присоединения к главной конструкции коротких конструкций, у концов которых развивается концентрация этих напряжений.

Чтобы избежать больших местных переувражнений, продольные балки и конструкции, присоединяющиеся к палубе и днищу, должны по возможности непрерывно протягиваться в нос и корму и заканчиваться в тех сечениях корпуса, в которых изгибающие моменты, а следовательно, и напряжения от его нагиба, имеют малую величину. В этом случае конструкция участвует в общую работу корпуса и распределение напряжений в них будет такое же или очень близкое к тому, какое устанавливается в непрерывных связях при общем нагибе эквивалентного бруса.

В случаях присоединения коротких связей по избежанию чрезмерной концентрации напряжений необходимо предусмотреть у их концов усиление конструкции и увеличение работающих на срез площади сечения заклепок или сварного шва.

Математический анализ рассматриваемого здесь вопроса очень громоздок и выходит из рамок этого труда. Интересующиеся этим вопросом могут найти соответствующий материал в трудах, указанных в начале этого раздела.

ГЛАВА III

ПОПЕРЕЧНАЯ ПРОЧНОСТЬ

На больших линейных кораблях и крейсерах поперечная прочность обеспечивается поперечными переборками корпуса и не нуждается в специальной проверке, за исключением очень широких кораблей для случая постановки их в док. Вопрос о поперечной прочности на минносцах надо рассмотреть; но особенно важное значение этот вопрос приобретает для подводных лодок, для которых он требует как теоретического, так и экспериментального изучения.

13. Поперечная прочность корабля в доке

1. **Общая передача нагрузки конструкции корпуса.** Прочность главных поперечных переборок, если рассматривать их как балки, на больших кораблях намного больше прочности поперечных шпангоутов, почти всегда интеркостальных в районе днища. Поэтому можно вообще пренебречь шпангоутами и с достаточной точностью считать, что только переборки оказывают эффективное сопротивление поперечному изгибу в срезу корпуса корабля.

Рассмотрим, каким образом при стоянке корабля в доке вес корабля передается на кильблоки. Вес брони и другие веса, поддерживаемые бортами выше броневых шельфов, передаются на борты, которые представляют собой весьма высокие и жесткие балки. Верхние концы водонепроницаемых флюров, установленных в плоскости переборок и являющихся частью их конструкции, доходят до броневых шельфов и образуют опоры для бортовых конструкций. Вес палуб и всего того, что они поддерживают, передается бортами, паллерсами и второстепенными переборками на главные трюмные поперечные и продольные переборки. Вес угля и нефти в бортовых ямах и других грузов, расположенных вблизи бортов, поддерживается набором днища, с которого и передается на переборки. Весь грузом, расположенных в районе диаметральной плоскости, как, например, механизм, артиллерийских башен, погребов и др., передается или непосредственно на киль и соседние с ним конструкции и отсюда непосредственно на кильблоки или передается через переборки и паллерсы, на вышележащих заметных поперечных изгибах конструкции корпуса: эти веса, однако, обычно не превосходят 25% общего веса корабля.

При докстоянке корабля одновременно на центральные и боковые кильблоки поперечные переборки оказываются опирающимися в трех-четыре точках и вообще не будут испытывать значительных напряжений. Продольные бортовые переборки, если они размещаются непосредственно над боковыми кильблоками, — а это так и должно быть, —

являются главными конструктивными, передающими нагрузку на кильблоки. Они, вероятно, снижают большую часть нагрузки с главных поперечных переборок и практически всю нагрузку с переборок бортовых отсеков и передают эти нагрузки на боковые кильблоки. В общем можно утверждать, что при наличии боковых кильблоков, надлежащим образом установленных под продольными переборками, поперечные напряжения корпуса корабля в доке будут умеренными. Однако на современных больших кораблях ширина на по сравнению с высотой главных поперечных переборок настолько велика, что даже при двух рядах боковых кильблоков с каждого борта при некоторых обстоятельствах нагрузка на поперечные переборки может быть все же очень значительной. Связанная с этим нагрузка на кильблоки, часть поперечной переборки нагружена не только весом броне и топлива в бортовых системах, но также весом конструкций бортов, палубных стрингеров и всех грузов, расположенных вблизи к борту. Таким образом поперечная переборка представляет собой консольную балку, нагруженную большим изгибающим моментом в большой срезающей силой, действующими к борту от кильблоков. Условия загрузки поперечных переборок особенно ухудшаются, если корабль имеет полный груз топлива, обычно помещаемого в бортовых бункерах.

Особое внимание должно уделяться сечению корабля в местах сцепления боковых кильблоков в носу, корме, где внутренним доковыми килем приходится поддерживать соответственно большую свешивающуюся нагрузку.

На современных линейных кораблях с центральными башнями должно быть обращено особое внимание на правильную передачу сосредоточенного веса башни и погребов боезапаса на кильблоки. Лучше всего установить непосредственно под барбетом клетку из поперечных и продольных переборок. Здесь рекомендуется иметь одну центральную и по одной бортовой продольной переборке, а доковые килы — непосредственно под последидами.

Если корабль докруется только на среднюю доковую дорожку, то сравнительно большая часть веса должна быть передана вертикальным килем на поперечные переборки, которые поэтому на больших и широких кораблях будут подвергаться большим изгибающим и срезающим усилиям. В этом случае продольные переборки будут играть роль вспомогательных балок, передающих веса на поперечные переборки. На таких кораблях в общем случае достаточно проверить прочность поперечных переборок в средней части корпуса, где они расставлены реже и ширина их наибольшая.

2. Расчет прочности поперечной переборки при постановке корабля в док на среднюю дорожку. Для расчета выбрана главная поперечная переборка в средней части корпуса, обычно находящаяся между двумя котельными отделениями, а также соответствующая нагрузка, приходящаяся на эту переборку. Так как трудно учесть закон распределения нагрузки на переборку, то необходимо, чтобы принимаемые при этом допущения были одинаковыми для различных сравнимых случаев постановки кораблей в док. Переборку можно рассмотреть как высокую и короткую балку, опертую посередине и загруженную на ее свободных свешивающихся частях длиной. Изгибающие моменты могут быть определены таким же графическим способом, какой применяется для определения изгибающих моментов, связанных общим продольный изгиб корпуса.

Момент инерции должен быть вычислен для среднего сечения переборки, в котором действует наибольший изгибающий момент. В сечении переборки должны быть включены поперечные флоры под переборкой и пояска наружной обшивки и внутреннего дна шпиртой, равной 30 толщинам (разд. 20). Если переборка, расположенная выше броневой палубы, идет от борта до борта и находится непосредственно над главной переборкой, то ее следует учесть при подсчете момента инерции сечения; если же эта переборка не идет от борта до борта, то в расчет она не принимается. Палубы, непосредственно связанные с переборкой, т. е. броневая палуба и на некоторых кораблях вторая палуба, должны учитываться как пояска шпиртой, равной 30 толщинам. Поддержкой, которую переборка может получать через борт от непосредственно с ней несоединенной верхней палубы, как определенной и незначительной, можно пренебречь. После того как найден момент инерции сечения переборки, можно определить обычным путем напряжения в ней.

Этот метод расчета неизбежно является весьма приближенным, но он может дать указания как для конструирования переборки и ее соединения с остальными частями, так и для решения вопроса о постановке корабля в доке.

Пример. Корабль водоизмещением 10 300 т докарывается только на средней валь. Найден наибольший момент в конкретной переборке, доходящей до броневой палубы и расположенной между котельным отделением. Бортовые артиллерийские батареи 8-дюймового калибра находятся почти непосредственно над переборкой на внешнем борту (рис. 29).

Нагрузку на переборку считают равной весу груза на корабле в пределах длины котельного отделения, исключая 25% веса корпуса и броневой палубы, который передается продольной диаметральной переборкой непосредственно на валь.

Общая нагрузка, действующая на переборку, составляется из следующих частей (в тоннах):

корпус, сварки и запасы	120
броневая палуба	54
два башки с подкреплениями и боезапасом	162
бортовые браня	113
узел	107
котлы с дымоходами	168
общий вес на один борт переборки	820

Кривая нагрузки, а также построенные кривые срезающих сил и изгибающих моментов показаны на рис. 29.

Для среднего сечения переборки:

изгибающий момент	$M = 6200 \text{ мт}$
момент инерции	$I_y = 11\,400 \text{ см}^4$
расстояние наиболее удаленной точки сечения от нейтральной оси	$y = 4,55 \text{ м}$
максимальное (сжимающее) напряжение	$p = \frac{6200}{11\,400} \cdot 4,55 \times 10^8 = 2400 \text{ ат}$

Статический момент площади сечения, лежащей по одну сторону нейтральной оси, относительно этой оси $m_y = 1850 \text{ см}^3$; следовательно, касательное напряжение

$$q_s = \frac{m_y Q}{I_y b} = \frac{1850 \cdot 820}{0,8 \cdot 11\,400} \cdot 10 = 1400 \text{ ат.}$$

Главные нормальные напряжения, растягивающее и сжимающее, у нейтральной оси равны $1,3 \cdot q_s = 1820 \text{ ат.}$

где mb — шаг заклепок;

n — число рядов заклепок;

k — коэффициент, учитывающий увеличение диаметра выключенных отверстий против диаметра заклепок;

r — срединное напряжение в заклепках.

При двух рядах заклепок диаметром $d = 16$ мм, при $m = 4$ и при $n = 1,4$, получим:

$$r = \frac{4 \cdot 0,3 \cdot 2 \cdot 1400}{n \cdot 1,4 \cdot 1,3} = 1420 \text{ мм},$$

что ближе к правилу текучести заклепки на сре.

Видно, что полученные напряжения в переборке чрезмерны; это указывает, что корабль этого типа и размеров не может доводиться лишь на одну среднюю кипельную дорожку, даже если учесть некоторое благоприятное влияние поперечного набора. Действительно, корабль, рассмотренный в этом примере, имеет бортовые доковые кили.

14. Прочность замкнутого шпангоутного кольца

(Общее решение)

Шпангоут предпологается плоским, причем в этой же плоскости находится действующее на него внешнее поле сил. Эти силы могут быть распределенными, как, например, силы плавучести и объемные силы, или же сосредоточенными в виде сосредоточенных грузов, для случая паллеров, переборок, кильблоков и др. Форма шпангоута может иметь совершенно произвольную кривизну, или содержать точки разрыва кривизны, как, например, в местах притыкания палубных бимсов.

1. Метод деформаций. Если шпангоут имеет замкнутую произвольную форму, то внутреннее поле напряжений и равнодействующую пару (равнодействующий момент напряжений) можно приближенно определить для любого сечения, если проинтегрировать по всему шпангоутному кольцу угловые и линейные деформации и приравнять полученные интегралы нулю. Это дает три уравнения, достаточных для определения двух сил напряжения (нормальной и поперечной) и момента напряжений (изгибающего) в сечении, выбранном за начало координат.

Хотя кривизна нейтральной оси резко меняется в районе бимсовых килей или брагов, но поскольку при напряжениях ниже предела текучести угол между касательными в смежных точках не изменится больше, чем на бесконечно малую величину первого порядка, то интегрирование можно выполнять отдельно для каждой части с каждой стороны этих особых точек, а затем результаты просто суммировать.

Рассматриваемый метод расчета неприменим, если имеются основания предполагать, что в какой-либо точке по нейтральной оси шпангоутного кольца может наблюдаться явление текучести материала.

Пусть показанная на рис. 30 замкнутая кривая $ОАО$ представляет собой нейтральную ось замкнутого шпангоута произвольной формы, нагруженного системой известных сил, при которых наибольшее напряжение в шпангоуте не превосходит предела упругости материала. Примем точку O за начало координат; касательную к обводу шпангоута в этой точке будем считать осью абсцисс OX и нормаль к ней —

ось ординат OY . Примем эти координатные оси неподвижными в пространстве. Перемещения относительно осей могут иметь все точки шлангута, кроме сечения с нулевым координат, которое предположим жестко заделанным; следовательно, OX остается все время касательной к нейтральной оси в точке O .

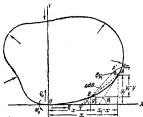


Рис. 30.

Возьмем какую-либо точку A на шланготе с начальными (до приложения сил) координатами x и y ; касательная в этой точке к кривой образует с осью OX угол θ . После деформации эта касательная повернется на угол $\Delta\theta$, и координаты точки получат приращение Δx и Δy . Эта деформация происходит частично вследствие натяга шлангута, а частично — вследствие действующих в его сечении осевых и срезающих усилий. С достаточной для практики точностью можно ограничиться рассмотрением лишь деформаций от катба.

Изгибающий момент для балки, имеющей первоначальную кривизну, определяется следующей приближенной формулой:

$$M = EI \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{r} \right), \quad (35)$$

где r и R — радиус кривизны соответственно до и после катба.

Зависимости между радиусом кривизны, длиной элемента балки и соответствующим ей центральным углом до деформации и после деформации будут (рис. 31):

$$r d\theta = ds; \quad R(d\theta + \Delta d\theta) = ds + \Delta ds.$$

Пренебрегая растяжением элемента Δds ¹, получим:

$$\Delta d\theta = \frac{ds}{R} - d\theta = \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{r} \right) ds.$$



Рис. 31.

¹ Даже при удлинении в 2000 см Δds равняется около 0,001 от ds .

Сравнивая с (36), получаем:

$$\Delta d\theta = \frac{M}{EI} dx.$$

Общее угловое перемещение точки A относительно точки O будет равно:

$$\Delta\theta_1 = \int_0^A \frac{M}{EI} dx. \quad (37)$$

Изменение координат точки A , происходящее вследствие изгиба, можно найти следующим приближенным методом (см. рис. 30). На кривой OA возьмем какую-либо точку B с координатами x и y . Вследствие углового перемещения в этой точке линия BA повернется на угол $\Delta d\theta$, и точка A переместится по дуге круга в положение A' . Пусть угол, образуемый линией BA с осью Ox , равен ϕ ; тогда линейные перемещения точки A параллельно координатным осям, происходящие вследствие поворота элемента в точке B , будут:

$$\Delta x_1 = -AA' \sin \phi$$

и

$$\Delta y_1 = AA' \cos \phi,$$

ко

$$AA' = AB \Delta d\theta, \quad \sin \phi = \frac{y_1 - y}{AB}$$

и

$$\cos \phi = \frac{x_1 - x}{AB};$$

поэтому

$$\Delta x_1 = -\Delta d\theta (y_1 - y); \quad (38)$$

$$\Delta y_1 = \Delta d\theta (x_1 - x). \quad (39)$$

Подставляя значение $\Delta d\theta$, найденное выше, и интегрируя от O до A , найдем следующие выражения для изменения координат точки A' :

$$\Delta x_1 = - \int_0^A (y_1 - y) \frac{M}{EI} dx; \quad (40)$$

$$\Delta y_1 = \int_0^A (x_1 - x) \frac{M}{EI} dx. \quad (41)$$

¹ Мы здесь преобразовали не только перерезывающую силу, но и распирающую в светиле от действующей по касательной в данной точке нейтральной оси нормальной силой P . Если желательно, последнюю силу можно принять в расчет, тогда этого необходимо в выражении (40) для определения Δx_1 прибавить член $\int_0^A \frac{P}{EA} dx$ и в

выражении (41) для определения Δy_1 прибавить член $\int_0^A \frac{P}{EA} dx$.

Если теперь мы распространим интегрирование на весь контур от O до O , то мы должны будем положить:

$$\begin{aligned}x_1 &= 0; & y_1 &= 0; \\ \Delta x_1 &= 0; & \Delta y_1 &= 0.\end{aligned}$$

Отсюда, полагая E — const, получаем следующие основные выражения для замкнутого шлангоута¹:

$$\int_0^0 \frac{M}{r} ds = 0; \quad (42)$$

$$\int_0^0 y \frac{M}{r} ds = 0; \quad (43)$$

$$\int_0^0 x \frac{M}{r} ds = 0, \quad (44)$$

В шлангоутах, симметричных относительно вертикальной оси, что обычно и бывает на практике, начало координат следует брать в точке симметрии на кале, и в этом случае можно ограничиться интегрированием лишь половины контура шлангоута. Могут существовать и иные специальные условия, при которых еще более упрощаются пределы интегрирования в полученных выше выражениях. Если интегрирование начинается и кончается не в начале координат, а в других каких-либо точках, например, в точках A и B , относительно которых известно, что суммарное угловое перемещение шлангоута между ними

¹ Понижением переменных в уравнениях (38) и (39) получим:

$$\Delta x_1 = -\Delta \theta dy \quad \text{и} \quad \Delta y_1 = \Delta \theta dx,$$

где $\Delta \theta$ — общий угол поворота до произвольной точки S .

Следовательно,

$$\Delta x_1 = - \int_0^A \left[\int_0^S \frac{M}{Er} ds \right] dy; \quad (40')$$

$$\Delta y_1 = \int_0^B \left[\int_0^S -\frac{M}{Er} ds \right] dx; \quad (41')$$

соответствующие основные уравнения принимают вид:

$$\int_0^0 \left[\int_0^S \frac{M}{r} ds \right] dy = 0; \quad (43')$$

$$\int_0^0 \left[\int_0^S \frac{M}{r} ds \right] dx = 0, \quad (44')$$

которые эквивалентны уравнениям (42) и (44).

Наиболее удобно интегрирование выполнять интегратором, но в общем случае проще пользоваться уравнениями (41) и (44), которые допускают возможность выполнить интегрирование при помощи правила Симпсона.

равно нулю, т. е. что они не поворачиваются по отношению друг к другу, то выражение для определения усилий примет вид:

$$\int_A^B \frac{M}{I} ds = 0; \quad (45)$$

$$\int_A^B (y - y_0) \frac{M}{I} ds = 0; \quad (46)$$

$$\int_A^B (x - x_0) \frac{M}{I} ds = 0. \quad (47)$$

Каковы бы ни были пределы интегрирования, эти уравнения дают возможность определить величину неизвестных реакций, входящих в выражение M , а именно — величину действующих в сечении с началом координат: изгибающего момента, нормальной и поперечной сил. После того как усилия P , Q , M , будут определены, легко можно найти соответствующие музурные усилия во всяком другом сечении шпангоута, с учетом действующих на него внешних сил¹.

2. **Принцип наименьшей работы.** Полученные выше выражения для расчета прочности замкнутых шпангоутов могут быть выведены, исходя из принципа наименьшей работы (теорема Кастляно). Согласно этому принципу, деформация конструкции под действием всякой системы внешних сил будет такой, что соответствующая ей работа внутренних сил упругости, равная работе внешних сил при этой деформации, будет минимальной. Другими словами, конструкция с минимальной затратой энергии сама приспособляется к восприятию действующих на нее усилий.

15. Поперечная прочность мнуносцев

1. **Действующие усилия.** На мнуносцах поперечные переборки эллиптические и котельные отделений расположены настолько далеко друг от друга, что участки шпангоутов в поперечной прочности корпуса весьма существенно. Это обстоятельство, так же как и стремление к облегчению конструкции, обуславливает необходимость тщательной проверки прочности шпангоутов. Деформации шпангоутов могут быть разбиты на следующие группы:

- От действия сил веса и сил поддержания воды.
- От динамических усилий.

Силы инерции при качке корабля стремятся вызвать перекося шпангоутов.

Когда корабль идет по возмущенному морю и вращается в волнах, то поперечное сжатие воды вызывает избирательное (*crushing*) его шпангоутов, которое обычно более резко выражается в носовой оконечности, но может быть значительным даже в средней части длины корабля. На одном мнуносце, на котором палуба была ослаблена очень длинным вырезом лежа, реально наблюдалась поперечное сжа-

¹ Формулы от (45) до (47), будучи приближенными, дают практически достаточно точное решение, если высота шпангоута и радиусы кривизны не больше одной четверти — одной шестой величины радиуса.

тие корпуса, проявившееся в виде остаточной деформации, причем вырез лонка в средине своей длины сделался уже¹.

При ходе корабля косо к волне появляются крутящие моменты, действие которых будет рассмотрено в следующей главе.

в) Потеря устойчивости бортов от палубы до верха флор вследствие сдвигов, как указано в разд. 5, п. 3.

г) Выгиб бортов, происходящий непосредственно от продольного изгиба корпуса.

Все эти деформации не требуют пояснений кроме последней, которая раньше, по сведениям автора, не была предметом внимания в практике кораблестроения.



Рис. 32.



Рис. 33.

2. Выгиб бортов при общем изгибе корпуса. Рассмотрим район корпуса в средней части длины между двумя соседними поперечными переборками или другими очень жесткими поперечными сечениями корпуса, расположенными в расстоянии l друг от друга. При общем изгибе корпуса эти сечения поворачиваются друг относительно друга на некоторый угол ϕ (рис. 32). Продольные усилия P_1 , действующие, как указано в разд. 7, п. 2, по разным направлениям выше и ниже нейтральной оси, будут давать вертикальные составляющие усилия T , которые будут стремиться обмякнуть палубу и днище. Если поперечный набор палубы и днища не обладает достаточной жесткостью сам по себе или не подкреплен такими внутренними жесткими связями, как продольные переборки и шпалеры, эти силы вследствие вертикальных деформаций палубы и днища будут вызывать выгиб бортов наружу, как преувеличенно показано на рис. 32 и 33.

Подобную деформацию можно наблюдать при изгибе трубки, наибольшее поперечное сжатие которой происходит в точках максимального изгиба. В корпусе корабля этот эффект получается наибольшим в районе мадвеля, где изгибающий момент, а следовательно, и кривизна достигают наибольших значений.

Получающиеся здесь вертикальные усилия T будут равно

$$T = P_1 \phi = \frac{M \omega_0}{l} \phi,$$

где ω_0 — статический момент части площади сечения, лежащей выше или ниже нейтральной оси относительно этой оси.

¹ J. A. Thorngustoff, Inst. Nav. Arch., 1905.

Угол наклона ϕ определяется следующим приближенным выражением, если предположить постоянство изгибающего момента и момента инерции сечения на рассматриваемом участке корпуса длиной l :

$$\phi = \frac{Ml}{EI}.$$

Подставляя это значение ϕ в выражение для T , получим:

$$T = \frac{M^2 m l^2}{E I^3}. \quad (48)$$

Для получения силы, действующей на одну шпангоут, надо положить l равной длине шпангоута. Полученное выражение показывает, что при постоянном изгибающем моменте величина силы T приблизительно обратно пропорциональна произведению куба высоты борта на площадь сечения палубы или днища. Плето, на котором действует сила T , вызывает выгиб бортов корабля, увеличивается с увеличением ширины корабля. Поэтому стремление к штабу бортов будет увеличиваться при уменьшении высоты борта, увеличении ширины корпуса и при облегчении конструкции палубы и днища.

В качестве примера рассмотрим манюсез воловьешцедем 300 т, длиной 61 м; $I = 1660 \text{ см}^4$; $m_0 = 680 \text{ см}^2$; $l = 9 \text{ м}$ (котельное отделение); $E = 2,1 \cdot 10^9 \text{ ат}$; изгибающий момент при постановке на стандартную волну $M = 1150 \text{ т}$. Тогда

$$T = \frac{1150^2 \cdot 680 \cdot 9}{1660^3 \cdot 2,1 \cdot 10^9} \cdot 100 = 1,4 \text{ ат}.$$

На каждой из 30 шпангоут котельного отделения вертикальное усилие будет равно всего лишь около 70 кг, т. е. весу одного человека. Влияние этой силы будет равносильно востроению ряда людей в одну линию по всей длине палубы в районе котельного отделения, при котором на каждую шпангоут приходится один человек.

В рассмотренном примере вертикальное усилие получалось пренебрежимо малым. Однако надо принять во внимание, что:

1) это есть дополнительная нагрузка на палубу, когда она уже испытывает большие сжимающие усилия и, следовательно, может прогибаться и терять устойчивость;

2) высота волны всегда может быть много больше $\frac{1}{20}$ своей длины, как это здесь предполагалось действительно, французские исследователи наблюдали высоту волн, равную $\frac{1}{10}$ ее длины, при длине волн от 61 м до 92 м¹;

3) вследствие вертикальных колебаний центра тяжести корабля, идущего против волн, силы инерции могут значительно увеличить изгибающий момент, особенно при положении на пологих волнах;

4) при выгибе шпангоутов наружу высота эквивалентного бруса уменьшается, быстро уменьшается момент инерции, I увеличивается — и условия работы конструкции ухудшаются.

Хотя в обычных условиях силами T можно пренебречь, однако в некоторых исключительных случаях они могут вызвать существенные напряжения. Действительно, представляется вероятным, что вы-

¹ W. H. White, Manual of Naval Architecture, 1903.

греб бортов в некоторых случаях может являться той последней причиной, которая приводит к разрушению конструкции корпуса минносца. Поэтому на подобных кораблях такой вид разрушения должен быть предупрежден установкой между поперечными переборками паллерсов или других жестких конструкций, обеспечивающих вертикальную жесткость конструкции и неизменяемость формы поперечных сечений корпуса при всех условиях.

3. **Применение основных уравнений.** Мы теперь покажем, как использовать приведенные в разд. 14 выражения для расчета прочности шпангоутов минносца и других кораблей, имеющих подобную же простую конструкцию корпуса.

Рассмотрим замкнутый шпангоут минносца (рис. 34). Так как здесь имеется симметрия формы и нагрузки относительно диаметральной плоскости, то в шпангоуте в точках пересечения его с этой плоскостью будут отсутствовать угловые и линейные перемещения. Поэтому одну из точек пересечения шпангоута с диаметральной плоскостью выгодно принять в качестве начала координат и ось симметрии — в качестве одной из осей координат, так как в этом случае выражения для изгибающих моментов будут наиболее простыми и интегрирование будет распространяться лишь на одну половину обвода шпангоута. Расположим начало координат на киле, ось ординат граничащей с осью симметрии диаметральной плоскости и ось абсцисс — по направлению касательной к шпангоуту в начале координат O . Если в диаметральной плоскости установлен паллерс, как показано на рис. 34, то перемещение вдоль него равно нулю.

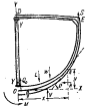


Рис. 34.

Интегралы выражений (42), (43) и (44) могут быть вычислены или графически, или при помощи приближенного правила Симпсона. Впрочем пределы интегрирования должны быть приняты от O до D . При применении правила Симпсона обвод по центральной оси шпангоута (на рис. 34 — средняя жерновая линия), между точками O и D , разбивается на равные участки, и для каждой точки деления определяются значения величины M/I . В точке E , в месте соединения шпангоута с бимсом, кривая имеет резкий изгиб, но при надлежащем креплении конца бимса непрерывность здесь не будет нарушена. Однако здесь может резко измениться величина M/I , что заставляет при использовании правилом Симпсона выполнять интегрирование отдельно для бимса и отдельно для шпангоута.

При вычислении моментов инерции I следует учитывать поски листов шириной, равной 30-кратной толщине листа, как это обычно принято. Момент инерции бимсовой килы зависит от конструкции ее заделочного соединения; обычно он может быть принят равным моменту инерции сочленя бимса. Если шпангоутная рама имеет постоянное сечение по осевому срезу обвода, то I может быть исключено из уравнений.

Изгибающий момент M в какой-либо точке A (рис. 34) определяется известными внутренними усилиями (P , Q , и M_0) в сече-

ние O и известными внешними силами, действующими между сечением O и A .

Величина этогогибающего момента в точке A равна:

$$M = M_0 + P_1 y - Q_1 x + \Sigma M_i,$$

где x, y — координаты точки A ;

ΣM_i — момент относительно точки A внешних сил, действующих на отрезок OA .

Осевая и срезывающая силы в сечении A равны проекциям всех указанных выше усилий на направленные касательной и на направленные нормали в точке A ; осевая сила будет равна:

$$P = P_1 \cos \theta + Q_1 \sin \theta + (\text{сумма проекций всех внешних сил}),$$

где θ — угол, составляемый касательной в точке A с осью абсцисс.

Срезывающая сила в точке A определяется аналогичным выражением.

Внешние силы, действующие на шпангоут, могут быть разбиты на следующие группы:

1) W — вес шпангоута и других связанных с ним и поддерживаемых им конструкций.

2) L — вес внутренних грузов, приходящийся на шпангоут, как то: груз, вес машин и др.

3) H и V — горизонтальная и вертикальная составляющие давления воды, приходящегося на рассматриваемую шпангоутную шпацию. Если корабль находится в доке, то давление воды заменяется реакциями кильблоков.

4) S — срезывающая сила, вызванная реакцией соседних шпангоутов и равная разности между силами веса и силами поддержания воды. Сила S может быть получена по кривой срезывающих сил как разность между ординатами этой кривой, ограничивающими рассматриваемую шпангоутную шпацию. С достаточной степенью приближения можно принять, что сила S действует в вертикальной или почти вертикальной части шпангоута, так как срезывающие условия практически воспринимаются бортами корпуса корабля. Здесь пренебрегают создаваемым силой S моментом, ось которого находится в плоскости шпангоута и который стремится изогнуть шпангоут в его плоскости.

При наличии продольных переборок часть силы S будет передаваться на шпангоут.

Таким образом для суммарного момента внешних сил ΣM_i получим выражение:

$$\Sigma M_i = M_p + M_L - M_D - M_V \pm M_p. \quad (40)$$

Знаки отдельных членов этого выражения соответствуют обозначениям на рис. 34. Имея выражения для M , после его подстановки в формулы (42), (43) и (44) и интегрирование, получим три уравнения, решая которые найдем значения неизвестных усилий P_1 , Q_1 и M_0 .

После этого можно вычислить усилия и напряжения, действующие в различных сечениях шпангоута.

4. Типичные случаи. Рассмотрим теперь более подробно несколько типичных случаев применительно к минносцам и подобным им легким кораблям.

1) Замкнутый шпангоут, не имеющий пиллерсов. Предполагая симметричность загрузки, получим отсутствие срезающей силы в сечении O , т. е. $Q_0=0$, а выражение длягибающего момента M примет вид:

$$M=M_0 + P_0 y + \Sigma M_1. \quad (50)$$

Так как в сечении D отсутствуют угловые и осевые перемещения, то $\Delta\theta_0=0$ и $\Delta x_0=0$; следовательно,

$$\int_0^D \frac{M}{I} ds = 0 \quad \text{и} \quad \int_0^D y \frac{M}{I} ds = 0. \quad (51)$$

Найдя значения констант-интегральных функций для сечений, соответствующих делениям, можно вычислить значения интегралов при помощи правила Симпсона, после чего на полученных выражениях найти значения величин M_0 и P_0 . Имея значения этих величин, можно, пользуясь выражением (50), найти значениягибающего момента в любом сечении шпангоута. Выражение для вычисления осевой силы P в произвольном сечении шпангоута A будет:

$$P=(P_0 - H) \cos \theta + [Q_0 - W - L + V \pm S] \sin \theta. \quad (52)$$

Подобное же выражение может быть написано для вычисления величины срезающей силы.

2) Замкнутый шпангоут поддерживается одним средним пиллерсом. Такой пиллерс действует в виде двух равных и противоположно направленных усилий Y , приложенных в точках O и D шпангоута; его собственным сжатием или растяжением под действием этих усилий можно пренебречь.

Ггибающий момент в каком-либо сечении шпангоута определяется выражением:

$$M=M_0 + P_0 y - Q_0 x - \Sigma M_1. \quad (53)$$

Так как угловые $\Delta\theta$, осевое Δx и поперечное Δy перемещения в сечении D равны нулю, то

$$\int_0^D \frac{M}{I} ds = 0; \quad \int_0^D y \frac{M}{I} ds = 0; \quad \int_0^D x \frac{M}{I} ds = 0.$$

Из этих уравнений могут быть найдены неизвестные внутренние усилия в точке O : P_0 , Q_0 и M_0 . Величина осевой силы P определится выражением (52); величина силы Y , действующей по оси пиллерса, будет равна $Y=2Q_0$.

3) Замкнутый шпангоут поддерживается одним пиллерсом с каждого борта (рис. 35). В данном случае одно неизвестное усилие, т. е. Q_0 , равно нулю, но зато появляется новое неизвестное усилие в виде реакции пиллерсов Y , которое войдет в выражения для внутренних усилий для сечений шпангоута на участке его GBF . Пиллерсы предполагаются шарнирно закрепленным на своих концах, поэтому опорные моменты его равны нулю. На участках шпангоута OC и FD гибающие моменты определяются прежним выражением (50); на участке же шпангоута GF гибающие моменты:

$$M=M_0 + P_0 y + Y(x - c) + \Sigma M_1, \quad (54)$$



Рис. 35.

где c — отстояние паллерсов от диаметральной плоскости.

Так же, как и в предыдущем случае, мы будем иметь два уравнения:

$$\int_0^D \frac{M}{I} ds = 0 \quad \text{и} \quad \int_0^D y \frac{M}{I} ds = 0.$$

Третье уравнение в данном случае может быть написано в следующем виде, учитывая, что при несжимаемом паллере относительное вертикальное смещение точек G и F равно нулю:

$$\int_0^r (x-c) \frac{M}{I} ds = 0. \quad (55)$$

Выражение для условия P будет то же, что и в первом случае, с той лишь разницей, что для участка GF в скобки последнего члена этого



Рис. 36.



Рис. 37.

выражением должна быть включена реакция паллерса Y . В точке G существует равновесие между реакцией паллерса Y , осевыми силами P_{00} и P_{0r} и срезывающими силами Q_{00} и Q_{0r} , как это видно на рис. 36. Если паллерс расположен нормально к шпангоуту, что имеет место для среднего паллерса, то $P_{00} = -P_{0r}$ и каждая срезывающая сила равна $\frac{1}{2}Y$. Если паллерс расположен не нормально к шпангоуту, как показано на рис. 36, то осевые и срезывающие силы в точке приложения его к шпангоуту получаются далеко не одинаковыми, и поэтому необходимо определить значения P и Q для каждой стороны паллерса. Для вычисления напряжений в шпангоуте, надо принять наибольшее из полученных значений.

Схематически показанные на рис. 36 силы в действительности являются равнодействующими сложной системы напряжений.

6) Шпангоут поддерживается второй палубой и линией паллерсов в диаметральной плоскости (рис. 37). В этом случае сечения шпангоута в точках O , C и D не бу-

дут иметь на поперечных, на угловых сечениях, и поэтому получим следующие уравнения:

$$\int_0^D \frac{M}{I} ds - 0; \int_0^D y \frac{M}{I} ds - 0; \int_0^D x \frac{M}{I} ds - 0;$$

$$\int_0^D \frac{M}{I} ds - 0; \int_0^D y \frac{M}{I} ds - 0; \int_0^D x \frac{M}{I} ds - 0.$$

В первых трех уравнениях интегрирование производится от O через H и E к D . Во вторых трех уравнениях интегрирование производится от C через H и E к D . Из этих шести уравнений могут быть определены шесть неизвестных усилий в точках O и C : P_0 , Q_0 , M_0 и P_c , Q_c , M_c . Затем можно легко вычислять усилия, действующие в любом сечении шпангоута. Выражение для изгибающего момента в сеченнах шпангоута ниже второй палубы будет такое же, как и для однопалубного корабля, а для сечений, расположенных выше второй палубы, оно представится в виде:

$$M = M_0 + P_0 y - Q_0 x + M_c + P_c (y - y_c) - Q_c x + \Sigma M_1, \quad (56)$$

причем при вычислении величины ΣM_1 должна быть учтена также нагрузка, действующая на баче CH .

Реакция нижнего пиллерса равна $2Q_0$, а реакция верхнего пиллерса равна $2(Q_0 - Q_c)$.

16. Поперечная прочность подводных лодок

1. Подводная лодка некруглого сечения. Выводы предыдущего раздела относятся и к подводным лодкам, но у этого типа кораблей имеются некоторые особые условия, требующие их рассмотрения. Так как вес подводной лодки уравновешивается ее водоизмещением, а давление воды на корпус подводной лодки, соответствующее ее водоизмещению, гораздо меньше общего давления воды при наибольшей глубине ее погружения, то мы не сделаем заметной ошибки, пренебрегая влиянием веса подводной лодки и предполагая, что давление воды на ее корпус соответствует глубине погружения до ее осей. Предположим для примера, что наибольшая глубина погружения подводной лодки равна 90 м и что высота ее равна 6 м, тогда наибольшая ошибка получится порядка $\frac{2}{90}$, т. е. $\sim 2\%$; однако эта ошибка будет еще меньше, так как основные грузы подводной лодки размещаются непосредственно в нижней части шпангоутов. Корпус подводной лодки овальной или эллиптической формы симметричен относительно горизонтальной и вертикальной осей, поэтому при расчете прочности шпангоута можно ограничиться рассмотрением лишь одной из его четырех одинаковых частей.

При эллиптической форме поперечного сечения вычисления получаются много проще, чем при других формах сечений, хотя и приходится вычислять величину эллиптических интегралов графически или другим каким-нибудь методом, но делается это довольно просто, и решение, полученное для данного эксцентриситета, легко

можно применять к эллиптическому сечению любых размеров с тем же эксцентриситетом¹.

Изложенный в предыдущем разделе метод перемещений применим для трех типовых случаев, т. е. при отсутствии пиллерсов, при одном ряде пиллерсов и при двух рядах пиллерсов. Рис. 38 показывает овальный шпангоут подводной лодки, симметричный относительно вертикальной оси. На этом рисунке отмечено положение нейтральной оси шпангоута и показаны кривые изгибающих моментов для трех указанных выше типовых случаев.

1. При одном пиллерсе с каждого борта, закрепленном весом подводной лодки, будем иметь изгибающий момент на участках OG и FD :

$$M = M_0 + P_0 y - \frac{1}{2} \varpi (x^2 + y^2);$$

на участке GF

$$M = M_0 + P_0 y + Y(x - x_0) - \frac{1}{2} \varpi (x^2 + y^2),$$

где ϖ — давление воды на единицу длины шпангоута;

Y — реакция пиллерсов;

x_0 — отстояние пиллерсов от средней линии.

Три неизвестные усилия M_0 , P_0 и Y могут быть найдены из следующих трех условий:

1) сумма углов поворота по обводу от O до сечения 12 равна нулю, т. е.

$$\int_1^2 \frac{M}{I} ds + \int_3^9 \frac{M}{I} ds + \int_{11}^{12} \frac{M}{I} ds = 0;$$

2) сумма вертикальных перемещений от сечения 2 до 10 равна нулю, т. е.

$$\int_1^9 (x - x_0) \frac{M}{I} ds = 0;$$

3) сумма горизонтальных перемещений от O до сечения 12 равна нулю, т. е.

$$\int_1^2 y \frac{M}{I} ds + \int_3^9 y \frac{M}{I} ds + \int_{11}^{12} y \frac{M}{I} ds = 0.$$

Осевые усилия в сечениях шпангоута могут быть найдены по выражениям:

для участков OG и FD

$$P = (P_0 - \varpi y) \cos \theta + \varpi x \sin \theta;$$

для участка GF

$$P = (P_0 - \varpi y) \cos \theta + (\varpi x - Y) \sin \theta.$$

¹ Решение этой задачи дано в работе автора: „The Strength of Elliptic Sections under Field Pressure“, *Im. Nav. Acad.*, 1930.

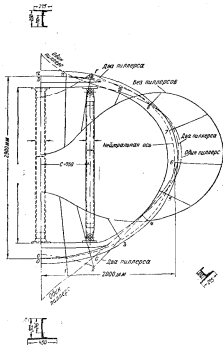


Рис. 28.

У точек O и F сила P имеет по два значения: одно слева от пиллерса, определяемое верхним уравнением, а другое справа от пиллерса, определяемое нижним уравнением. Величина угла θ находится графически.

Суммарное напряжение определяется по формуле:

$$p = p_1 + p_2 = \frac{P}{A} + \frac{My}{I},$$

которая в этом случае практически дает такой же результат, как и более сложные формулы для криволинейных балок, так как расстояние y наиболее напряженного волокна от нейтральной оси здесь во всех точках мало по сравнению с радиусом кривизны шпангоута. Легко видеть, что вызванное осевой силой P напряжение p_1 всегда является сжимающим. Что же касается сжимающих и растягивающих напряжений p_2 от изгиба, то из них надо брать то, которое алгебраически складывается с p_1 , дает наибольшее численное значение суммы $p_1 + p_2$.

Для подводной лодки, габариты которой показаны на рис. 38, при расстоянии между шпангоутами 450 мм и при глубине погружения 46 м, как было найдено из численных расчетов, наибольшие изгибающие моменты получаются в сечениях 2 и 12, где они соответственно равны 2,9 и 4,12 тм. В сечении 2 действующая сила от пиллерса осевой силой P оказалась равной 23,27 т, а напряжения — равным 1240 кг/см², причем оно оказалось и наибольшим по абсолютной величине для всего шпангоута. В самой нижней γ и в самой верхней точках шпангоута O и D изгибающие моменты, которые для симметричной конструкции должны были бы быть одинаковыми, оказались здесь разными по величине. Хотя в сечении 12 величина изгибающего момента и большая, но напряжения здесь умеренные ввиду большой прочности шпангоута в этом районе. На рис. 38 кривая изгибающих моментов вычерчена так, что величина этих моментов отложена по нормали к нейтральной оси шпангоута в каждом его сечении. На рисунке видно, что в данном случае изгибающие моменты хорошо распределяются. Очень важно правильное размещение пиллерсов. Ввиду того, что форма шпангоута близка к круговой, напряжения p_2 от осевой силы в большинстве случаев составляют наибольшую часть от суммарных напряжений.

2. При наличии одного среднего пиллерса будем иметь изгибающий момент

$$M = M_0 + P_0 y + \frac{1}{2} Yx - \frac{1}{2} \pi (x^2 + y^2).$$

Неизвестные усилия M_0 , P_0 и Y можно найти из следующих трех уравнений, выражающих равенство нулю суммарных угловых и линейных перемещений по всему обводу от O до сечения 12:

$$\int_0^{\pi} \frac{M}{I} ds = 0; \quad \int_0^{\pi} x \frac{M}{I} ds = 0; \quad \int_0^{\pi} y \frac{M}{I} ds = 0.$$

Для случая, показанного на рис. 38, изгибающий момент достигает своего абсолютного максимума у основания пиллерса, где он равен 8,2 тм; здесь же имеют место и наибольшие напряжения, равные

1480 кг/см². У головы пиллерса напряжения составляют 1400 кг/см², а в сечении 7 они равны 1270 кг/см².

3. При отсутствии пиллерсов неизвестные усилия M , и P , можно найти из следующих двух уравнений, выражающих равенство нулю суммарных угловых и горизонтальных перемещений по всей обводу от O до сечения 12:

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M}{I} dx = 0 \quad \text{и} \quad \int_0^{\frac{\pi}{2}} y \frac{M}{I} dx = 0,$$

где

$$M = M_0 + P_0 y - \frac{1}{2} w (x^2 + y^2).$$

Изгибающие моменты, а следовательно, и напряжения в этом случае получаются очень большими. Для рассмотренного (рис. 38) частного случая изгибающий момент в сечении O достигает величины 13,5 тм, а в сечении 12 он равен 15,7 тм. Напряжения имеют наибольшее значение, равное почти 6000 кг/см², между сечениями 6 и 7; при этом будет происходить разрушение, вызываемое влиянием сжатия верхней и нижней частей шпангоута и разрыва в бортовой части. В верхней и нижней частях шпангоута растягивающие напряжения больше сжимающих, как видно из численных подсчетов¹.

Из рассмотренных показанных на рис. 38 крайних изгибающих моментов, построенных для рассмотренных выше трех случаев осевого шпангоута, ясно большое влияние наличия и расположения пиллерсов на величину наибольшего изгибающего момента такого шпангоута.

При пользовании возможным здесь методом для расчета шпангоута необходимо иметь в виду, что небольшие ошибки в исходных данных и численных вычислениях оказывают большое влияние на результаты расчета. Поэтому при расчете шпангоутов этим методом должна соблюдаться большая точность как при измерении входящих в расчетные выражения сжимающих с чертежа ординат, так и при выполнении численных вычислений. Число промежуточных, на которое разбивается шпангоут для приближенного вычисления интегралов, должно быть достаточно большим, особенно в тех районах шпангоута, в которых сечение его сильно меняется.

Метод Марбека². Этот метод особенно хорошо применим к замкнутым круговым шпангоутам любой формы с переменным сечением вдоль обвода и подвходящимися равномерному наружному или внутреннему давлению. Он базируется на тех же основных формулах, которые были приведены выше, но при определении изгибающих моментов и реакций Марбек пользуется изысканным графическим методом и получает решение в очень удобном и наглядном виде. Этот метод также применим к круговым и некруговым аркам, которые могут встретиться в некоторых конструкциях корпуса подводных лодок.

2. Подводные лодки круглого сечения. В начале подводного судостроения для подводных лодок применялась осевая форма сечения корпуса, но соображения более удобного внутреннего размещения, однако большинство конструкторов предпочитало круглую форму се-

¹ В переводе на константы данные авторов таблицы с численными расчетами, малоизученными применением рассмотренной приближенной схемы расчета. — *Pub.*

² *Bull. de l'Association Technique Maritime*, 1928. „Calculation of the Transverse Strength of Submarines by Marbec's Method", Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1923.

чения по соображениям большой ее прочности. Как при той, так и при другой форме главной надежды по обеспечению прочности возлагалась на систему прочных шпангоутов. Наружную обшивку рассматривали, главным образом, как укрепленье шпангоутов, а не как самостоятельный элемент прочности. При этом безопасных напряжений в шпангоутах от сжатия легко можно было добиться, но по мере того, как требовалось увеличение диаметра подводных лодок и глубины их погружения, выявилась необходимость принимать меры против разрушения корпуса подводной лодки от потерь устойчивости.

В целях экономии веса толщина наружной обшивки была уменьшена, но было обнаружено, что если даже шпангоуты могут воспринять полностью всю нагрузку от давления воды, то все же обшивка может не выдержать изгиба продольных волокон на кромках шпангоутов, будучи одновременно подверженной обшивке продольному сжатию от давления воды на оконечности лодки. Наружная обшивка может оказаться также слабой для восприятия сжимающих напряжений, имеющих большую величину в середине пролета между шпангоутами, где напряжения от поперечного сжатия складываются с напряжениями от продольного изгиба между шпангоутами. Это может случаться даже при довольно часто поставленных шпангоутах. Но если шпангоуты будут поставлены широко, то при этом, кроме того, появляется опасность, что листы обшивки могут разрушиться от выпучивания, являющегося следствием неустойчивости конструкции. Было предложено несколько различных формул, но ввиду сложности вопроса существовала большая разница в мнениях относительно наилучшего метода проектирования корпуса подводных лодок. Так обстояло дело вплоть до первой мировой войны. Во время этой войны в Германии усилили постройку подводных лодок большого тоннажа с увеличенной глубиной погружения, с увеличенными скоростями и районом плавания и с увеличенным вооружением; это потребовало всемерной экономии веса корпуса. Были проведены модельные испытания различных форм корпуса подводной лодки, которые показали, что для экономии веса корпуса необходимо придерживаться точно круговой формы шпангоутов и сделать больше внимания прочности обшивки. Дальнейшие модельные испытания, осуществленные в 1917 г., имели основной целью исследовать влияние величины шпангоута на прочность корпуса и жесткости шпангоутов на устойчивость обшивки. Эти испытания производились на моделях диаметром 2,4 м и послужили базисом для установления соответствующих теоретических расчетных формул.

Результаты произведенных экспериментальных и теоретических исследований приведены в труде Зайнда и Гюнтера (K. Sanda и K. Günther), опубликованном после войны¹. Было найдено, что прочность корпуса подводной лодки должна рассматриваться не просто как прочность ряда кольцевых шпангоутов, соединенных между собой тем или иным способом, но как прочность сложного полого тела, и в простейшем случае — как замкнутой цилиндрической оболочки. Именно обшивка, а не шпангоуты является наиболее важным моментом конструкции корпуса подводной лодки. Прочность корпуса зависит не только от площади и момента инерции сечения шпангоутов, но также, главным образом, от толщины обшивки, отношения между диаметром корпуса и толщиной обшивки и отношения между величиной шпангоута

¹ „Wart und Reicherei“, Heft 8, 9, 10, 1920 и Heft 17, 1921.

в диаметре корпуса. Увеличение жесткости шпангоутов может даже повести к ослаблению корпуса вследствие высоких напряжений, которые в этом случае могут возникнуть в обшивке на опорных кромках набора, а также вследствие невозможности использовать всю прочность наружной обшивки при ее обжатии. При легких шпангоутах и большом расстоянии между ними обшивка становится основной прочной частью корпуса, подобно обшивке катана, а роль шпангоутов в этом случае сводится лишь к предохранению обшивки от возможной потери ею устойчивости.

Таким путем может быть значительно облегчен вес корпуса. Облегчение веса корпуса, достигнутое в Германии при постройке в конце войны больших подводных лодок, доходило до 40%.

За последние годы большие экспериментальные и теоретические исследования были произведены в американском флоте Сандерсом, Винденбургом и Триллингом (Sander, Windenburg, Trilling)¹; эти исследования привели к значительному упрощению расчетных формул, ранее полученных Занденом и Миссом (Zandén, Mises). Эти упрощенные формулы, а также некоторые из прежних основных будут ниже приведены без подробного вывода из, чтобы не загружать книгу слишком длинными математическими выкладками. Приним обозначения:

- w_0 — наружное давление воды;
- w_c — критическое давление, соответствующее потере устойчивости;
- P_1 — поперечные напряжения (в продольных сечениях обшивки);
- P_2 — продольные напряжения (в поперечных сечениях обшивки);
- P_0 — предел текучести;
- D — диаметр корпуса по центральной оси наружной обшивки или шпангоутов;
- t — толщина обшивки;
- L — свободная длина обшивки между шпангоутами;
- x — расстояние между шпангоутами;
- b — ширина прилегающей к обшивке полки шпангоута;
- I — момент инерции сечений шпангоутов, включая носок обшивки шириной, равной $3b$;
- m — величина, обратная коэффициенту Пуассона.

При малом расстоянии между шпангоутами и при достаточной их жесткости исключается возможность потери устойчивости обшивки; однако в этом случае необходимо убедиться, что продольные и поперечные напряжения в ней не превосходят предела текучести материала. Наибольшие продольные напряжения в обшивке обычно получаются из ее опорных кромок, но эти напряжения — местного характера и не имеют большого значения, как это подтвердилось на испытаниях.

Наибольшие поперечные напряжения в обшивке получаются посередине между шпангоутами (точка *B*, рис. 39); они являются суммой



Рис. 39.

¹ „Strength of Thin Cylindrical Shells under External Pressure“, „Collapse by Instability of Thin Cylindrical Shells under External Pressure“, Am. Soc. Mech. Eng., vol. 53, 1931, vol. 55, 1934.

напряжений от кругового обжатия и дополнительного изгиба. Эти напряжения могут достигать предела текучести материала при давлении воды, определяемом следующей приближенной формулой, предложенной Винкленбургом¹ на основании экспериментального и теоретического исследования:

$$\omega_0 = \frac{3r_1^2}{1,05 \cdot D}, \quad (57)$$

где D — диаметр по нейтральной оси обшивки;
 r_1 — предел текучести.

Коэффициент 1,05 в этой формуле учитывает изгиб обшивки между шпангоутами.

Основное требование к близко расположенным шпангоутам заключается в том, чтобы они не теряли устойчивости, прежде чем в обшивке появятся напряжения, равные пределу текучести, причем прочность их не должна быть намного больше, чем нужно для выполнения этого требования.

Спыт показал, что для этого критическое давление, выдерживаемое шпангоутами, т. е. давление, соответствующее потере ими устойчивости, должно лишь на 10% превышать давление, определяемое формулой (57). Пользуясь формулой Лива для устойчивости круглого шпангоута, получим:

$$\omega_c = \frac{3EI}{sD^3} = 1,1\omega_0, \quad (58)$$

где D — диаметр шпангоута по его нейтральной оси.

Момент инерции шпангоута, требуемый этой формулой, равен:

$$I = \frac{sD^3\omega_0}{21,8E}. \quad (59)$$

Если шпангоутное расстояние увеличится до некоторого предела, зависящего от отношения $\frac{r}{D}$ и $\frac{f}{D}$, обшивка между шпангоутами примет форму, показанную на рис. 40. При этом про-



Рис. 40.

дольные напряжения существенно не увеличатся, а поперечные напряжения достигнут предела текучести при давлении воды, равном:

$$\omega_1 = \frac{3r_1^2}{D}. \quad (60)$$

Рассмотрим теперь опасность разрушения от потери устойчивости обшивки. При малом расстоянии между шпангоутами критическое

¹ D. F. Windenburg, Vessels under External Pressure, „Mechanical Engineering“, Aug., 1937.

давление за устойчивость обшивки будет возможным, и потеря устойчивости вызовет образование большого числа волн между смежными шпангоутами; при увеличении расстояния между шпангоутами критическое давление и число волн будет уменьшаться.

Соответствующие расчетные формулы были даны Мизесом¹ и Такугавой² (Mises, Tokugawa) для цилиндрической оболочки, подкрепленной поперечными ребрами и нагруженной радиальным и осевым давлением. Эти формулы были проверены экспериментальным путем. Они несколько сложны; в них входит число волн, на которое разбивается оболочка при потере ею устойчивости, обозначенное буквой n . Пользоваться этими формулами затруднительно по той причине, что наименьшее критическое давление не всегда соответствует наименьшему числу волн, так что необходимо составлять особые таблицы или диаграммы, включающие целый ряд неизвестных величин, для того чтобы определить число, соответствующее наименьшему критическому давлению.

Вспираясь, главным образом, на экспериментальных данных, Вирленбург предложил следующую приближенную формулу, в которую не входит число волн n :

$$p_{cr} = \frac{2,6E \left(\frac{t}{D}\right)^{3/2}}{\frac{r-b}{D} - 0,45 \left(\frac{t}{D}\right)^{1/2}} \quad (61)$$

Эта простая формула дает результаты, близкие к данным более точных формул, о которых сказано выше, и может быть использована при проектировании. В формуле (61) принято во внимание и осевое давление, но ею можно пользоваться и при его отсутствии, так как получается лишь небольшая ошибка, идущая в запас прочности.

Если расстояние между шпангоутами настолько велико, что они перестают оказывать влияние на устойчивость обшивки, то критическое давление определяется следующей формулой Брайена³:

$$p_{cr} = \frac{2mE}{m^2 - 1} \left(\frac{t}{D}\right)^3 = 2,2E \left(\frac{t}{D}\right)^3 \quad (62)$$

выведенной в предположении, что при потере устойчивости образуются две волны и что $m=10/3$.

В результате указанных выше теоретических и экспериментальных исследований в настоящее время считают, что обшивка является основным элементом прочности корпуса подводных лодок, причем ее устойчивость служит главным критерием прочности и предела того давления воды, при котором напряжения в ней не превысят предела текучести материала и которое определяется выражением (57).

Помещая шпангоуты снаружи прочного корпуса между его прочной и легкой обшивками, можно получить значительную экономию места при большой жесткости шпангоутов. Найдено, что вес корпуса

¹ E. Mises, „Der kritische Auswendruck für axial belastete zylindrische Röhre“, Fest. zum 70. Geburtstag von Prof. A. Steudt, Zürich, 1929.

² Proc. World. Eng. Congress, vol. 28, Tokyo, 1928.

³ Am. Soc. Mech. Eng., vol. 25, 1924.

⁴ Camb. Phil. Soc., vol. 6, 1888.

на современных подводных лодках уменьшился на величину порядка 35% по сравнению с весом корпуса на прежних подводных лодках.

Численный пример. Подводная лодка имеет глубину погружения 91,5 м, обшивка прочного корпуса имеет толщину 19 мм; наружные шпангоуты состоят из алюминия, содержащихся листов углеродными и высококачественными ферритными сплавами, которые соединены с легкой обшивкой и ее поддерживают (см. рис. 142). Диаметр по центральной оси прочной обшивки $D=6,1$ м; шпангоутное расстояние $s=915$ мм; $b=125$ мм. Давление воды, соответствующее заданной глубине погружения, равно $w_0=0,15$ кг/см². По выражению (53) находим соответствующее такому давлению напряжение в обшивке:

$$p = \frac{0,15 \cdot D w_0}{2t} = \frac{0,05 \cdot 610 \cdot 9,15}{2 \cdot 1,9} = 1540 \text{ кг.}$$

Предел текучести материала обшивки $p_t = 3800$ кг; коэффициент безопасности при этом получается

$$\frac{3800}{1540} = 2,5.$$

В данном случае отпадает необходимость в расчете шпангоута вследствие его извешенно большой жесткости и прочности.

Если бы шпангоуты были поставлены внутри корпуса, то их момент инерции следовало бы считать по формуле (32) методом последовательных приближений, так как входило в эту формулу значение D заранее неизвестно.

Давление, при котором термине устойчивости обшивки, должно быть вычислено по формуле (47). При этом, принимая

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$$

и имея

$$\frac{r}{D} = 0,003; \quad \frac{s-b}{D} = 0,123,$$

получим:

$$w_{0, \text{кр}} = \frac{2,8 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot (0,003)^{3/2}}{0,123 - 0,45 \cdot (0,003)^{1/2}} = 26 \text{ кг/см}^2.$$

Коэффициент безопасности на устойчивость обшивки равен:

$$\frac{38}{26} = 2,8.$$

Действительная конструкция корпуса подводной лодки более сложна, чем предполагается в приведенном здесь расчете. В то время как прочность ее увеличивается благодаря присутствию различных продольных связей, она ослабляется наличием люков, которые поэтому требуют их дополнительного подкрепления. В районе оконечностей подводной лодки диаметр корпуса уменьшается и часто получает овальную форму; в последнем случае может быть применен метод расчета шпангоутов, описанный в начале настоящего раздела.

ПРОЧНОСТЬ НА КРУЧЕНИЕ

17. Крутящие моменты и особенности конструкции

Обычно напряжения от кручения корпуса невелики и поэтому им уделяют мало внимания при расчете прочности корпуса. Только несколько исследований удублировано по этому вопросу, и он еще остается во многом неизученным.

Корпус корабля, представляющий собой как бы длинную пустотелую трубу, подкрепленную диафрагмами, естественно, обладает большой прочностью при работе его на кручение. В этом отношении в особенности благоприятных условиях находятся военные корабли, имеющие двойное дно, бортовые переборки и большое число палуб. Поэтому она, в сущности, состоит из двух и больше оболочек и имеет большую величину полярного момента инерции относительно осей кручения. Напряжения от кручения получаются заметными только на однопалубных кораблях, особенно если палуба ослаблена длинными и многочисленными лаками и имеет легкий настил между палубными стрингерами. Такие условия могут быть на миноносцах и других быстроходных кораблях. Большая скорость требует легкой конструкции корпуса и вызывает большие динамические усилия при ходе корабля против волны. На практике наблюдались случаи, обнаруживавшие недостаточную прочность корпуса миноносцев при работе его на кручение.

Крайним примером малой прочности корпуса на кручение может служить пловучий док вследствие отсутствия в нем палубы. Поэтому плавучие доки обычно строят короткими сегментными, которые не подвергаются большим крутящим моментам. Но для односекционного дока, если предусматривается его морская транспортировка, вопрос о его прочности на кручение следует специально рассмотреть.

Обратимся, главным образом, к кораблям класса миноносцев.

1. Крутящие моменты. При ходе корабля косо по направлению к волнам на него действует крутящая пара, которая в дальнейшем часто называется крутящим моментом, образующаяся вследствие действия в продольных направлениях возмущающих моментов носовой и кормовой оконечностей. Эти крутящие моменты будут достигать наибольшей величины при положении корабля на пологой или на вершинной волне под углом 45° к ее направлению. Крутящие моменты в сечении корпуса будут изменяться от нуля на концах его до максимума в средней части. Наиболее неблагоприятное положение корабля относительно волн в некоторой степени должно зависеть от формы обводов корпуса. Однако для целей сравнения прочности различных кораблей принято считать, что корабль находится под углом в 45° к

волне и что длина волны равна $\frac{L}{\sqrt{2}}$, где L — длина корабля, а высота волны равна $1/20$ длины. Предполагая при этом, что корабль находится в статическом равновесии, мы установили некоторые фиктивные стандартные статические условия, показанные на рис. 41. Полученные при этих условиях крутящие моменты будут, конечно, очень отличаться как по величине, так и по распределению вдоль корабля, от действительных крутящих моментов корабля, идущего против волн. При

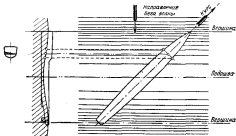


Рис. 41.

этом минуса с большой скоростью косо против волны силы поддержания, которые только и учитываются при статическом кручении, складываются с динамическими силами, которые могут быть очень большими.

Когда корабль с большой скоростью прелезает в косо набегающую волну, он получает резкий удар с одного борта в носовой оконечности, проходящийся, возможно, во высоте на полубак и обуславливающий наличие большого крутящего момента. Этот удар имеет характер импульса и сразу же передается в корму корпусом корабля, вызывая и тем упругое кручение вследствие оказываемого инерцией массы корабля сопротивления. Наибольшие напряжения от кручения, вероятно, появятся в районе конца полубака и будут уменьшаться до нуля по направлению к корме.

Другой тип динамического кручения создается силами инерции массы корабля при его боковой качке. При данной амплитуде качки оно будет достигать наибольшей величины при боковой качке корабля при ходе его нормально к бегу волны.

Местные динамические крутящие моменты от боковой качки будут возникать в местах, где сосредоточены тяжелые грузы, например, орудия и торпедные аппараты, расположенные на большой высоте. Эти местные крутящие моменты будут вызывать резкие скачки на общей кривой динамических моментов корпуса и в некоторых случаях могут потребовать их специального рассмотрения.

Для построения кривой статического крутящего момента делит корабль на некоторое число равных участков и для полученных таким образом равноотстоящих сечений определяют восстанавливающий момент, приходящийся на единицу длины корабля и соответствующий наклонной ватерлинии. Отложив от оси корабля OX в виде ординат величины этих восстанавливающих моментов, вычерчивают кривую $\frac{dT}{dx}$, интегрированием которой получают кривую крутящих моментов T .

Наклонную ватерлинию для выбранных сечений находят геометрически, как показано на рис. 41, где профиль корабля спроектирован на профиль волны.

Величину динамического крутящего момента, создаваемого ударом волны о борт носовой части корпуса, трудно определить или изобразить по какой-либо стандартной схеме.

Динамическое кручение, происходящее в результате боковой качки корабля, может быть удовлетворительно рассчитано, по крайней мере для случая доложения корабля, нормального к бегу волны. Для этого необходимо задаться определенной амплитудой и периодом боковой качки, которые известны для данного корабля или могут быть заданы; во всяком случае они будут не обязательно такими же, как и для корабля-прототипа. В момент достижения кораблем наибольшего угла крена при качке равнодействующий восстанавливающий момент от давления воды будет равен равнодействующему крутящему моменту от сил инерции масс корабля, т. е. будет равен полярному моменту инерции массы корабля относительно оси вращения, возможному из угловое ускорение корабля в этот момент. Однако для отдельных участков длины корабля в несколько, скажем, шпаций, восстанавливающие пара и пара сил инерции не будут равны друг другу, т. е. не будут взаимно уравновешиваться; это и будет обуславливать изменение величины общего крутящего момента на данном участке. Разность между указанными парами в различных сечениях корпуса представляет собой величину скорости $\frac{dT}{dx}$, с которой динамический крутящий момент увеличивается вдоль оси корабля. Так же, как и в случае статического кручения, можно построить кривую значения $\frac{dT}{dx}$ и, интегрируя ее, получить некую кривую крутящих динамических моментов T . Связанные с этим вычисления вследствие неграмотности здесь не приводятся.

2. Особенности конструкции. Трубчатая форма корпуса мотовосков, благоприятная для сопротивления кручению, сохраняется лишь в среднем районе его длины. Потерянные переборки на мотовосках сравнительно редко расставлены, обшивка очень тонкая и в многих отделениях отсутствуют связи, усилывающие прочность корпуса на кручение. Палубные кромки образуют аксиальные углы в поперечных сечениях корпуса. Толстые листовые пояски выносятся лишь в верхнем и нижнем пояске эквивалентного бруса, а все промежуточные пояски в целях экономии веса делаются тонкими. В частности, на главной палубе средние пояски выноса, перерезаемые люками и, следовательно, не имеющие значения для общей прочности, делаются гораздо тоньше, чем стрингеровых поясков, причем этот перепад в толщинах листов иногда бывает очень резким.

Известно, что касательные напряжения от кручения «стекут» по перерезным сечениям стенок трубы, подобно течению жидкости при ее установившемся движении. Поэтому в толстых листах эти касательные напряжения могут быть малыми, в то время как в смежных тонких листах они будут большими, а в местах нарушения непрерывности, например, в местах перехода от толстых листов к тонким и на кромках палубы, получится концентрация напряжений.

Ввиду этого на кораблях, подвергающихся большим крутящим моментам, следует избегать резких переходов в толщинах между продольными поясами обшивки и палубы. Некоторая часть палубы может быть усилена рубками, борта которой стоят на палубном стрингере, но на голой палубе все рубки необходимо избегать резких переходов в толщинах листов.

Касательные напряжения от кручения корпуса, складываясь с продольными напряжениями от его нагиба, могут вызвать выщипывание легкого настила палубы в ее средних районах между палубными стрингерами, а также большую концентрацию напряжений в углах люков и других отверстий в палубе; эти углы поэтому должны быть надлежащим образом усилены и подкреплены.

Тяжелые сосредоточенные грузы, как то: орудия и торпедные аппараты, находящиеся на тонком настиле средней части палубы, должны быть надежно связаны с нижним набором и палубными стрингерами с целью устранения большого местного срезающего усилия в настиле палубы при качке корабля.

Особое внимание должно быть уделено району палубы в месте окончания подпалубки, так как здесь наиболее вероятно появление больших динамических крутящих моментов.

18. Определение величины напряжений от кручения

1. Аналитический метод. Согласно вышесказанной теории, распределение величины касательных напряжений в листах на толщину листов постоянно по всему контуру замкнутого сечения корпуса, имеющего одну палубу. Следует, однако, отметить, что эту теорию нельзя считать совершенной применительно к трубчатой конструкции, имеющей острые входящие углы или другие нарушения непрерывности, как то имеет место на кингстонках.

Допустим, что листы обшивки настолько тонки, что распределение напряжений в них можно принять равномерным по толщине листа.

Пусть q — среднее касательное напряжение в какой-либо точке контура сечения, t — толщина листов в этой точке, T — крутящий момент в сечении и A — общая площадь, расположенная внутри средней линии контура. Срезающее усилие, приходящееся на единицу длины контура, может быть найдено из уравнения статики по выражению:

$$(qt) = \frac{T}{2A}. \quad (63)$$

Пусть, далее, L — полная длина контура, l — длина некоторой части контура по средней его линии, dl — элемент длины, δ — относительный угол закручивания, т. е. относительный угол вращения двух сечений,

находящихся друг от друга в расстоянии, равном единице, можно показать, что

$$\delta = \frac{1}{2AG} \int_0^l q \, dt = \frac{q l}{2AG} \int_0^1 \frac{dt}{t}. \quad (64)$$

Простые формулы (63) и (64) дают решения для криволинейных сечений без резких изменений в толщинах и при отсутствии таких деформаций всего сечения, при которых изменится величина площади A .

Если имеются две палубы, то весь контур разобьется на два потока, по которым текут токи напряжений, и каждый из них имеет свою

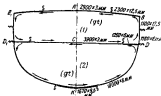


Рис. 42. Поток срезающихся напряжений при кручении.

долю участия в сопротивлении действию внешней крутящей пары (рис. 42). Угол закручивания у обоих контуров будет общий и направление течения срезающихся усилий будет у них одно и то же, но во второй палубе, входящей в состав обоих контуров, направление течения сил напряжений от верхнего потока будет обратным по отношению к направлению течения сил напряжений от нижнего потока.

Обозначим верхний поток знаком (1), нижний (2) и поток во второй палубе (1, 2).

Срезающееся усилие во второй палубе будет:

$$(qt)_{1,2} = (qt)_1 - (qt)_2. \quad (65)$$

Каждый из потоков дает момент напряжений, равный соответственно T_1 и T_2 , причем суммарный крутящий момент равен $T = T_1 + T_2$. Поэтому, в соответствии с выражением (63),

$$T = 2A_1 (qt)_1 + 2A_2 (qt)_2. \quad (66)$$

Согласно выражениям (64) и (65), учитывая, что угол закручивания для обоих контуров одинаков, получим:

$$\begin{aligned} 2G\delta &= \frac{(qt)_1}{A_1} \int_{L_1} \frac{dt}{t} - \frac{(qt)_2}{A_2} \int_{L_2} \frac{dt}{t} = \\ &= \frac{(qt)_1}{A_1} \int_0^1 \frac{dt}{t} - \frac{(qt)_2}{A_2} \int_{L_{1,2}} \frac{dt}{t}. \end{aligned} \quad (67)$$

Выполнив интегрирование путем суммирования величин, получаемых делением длины каждого листа на его толщину, найдем значения величин $(q\bar{r})_1$ и $(q\bar{r})_2$, пользуясь выражениями (66) и (67). После этого касательное напряжение в любой точке каждого листа может быть получено делением соответствующего срезающего усилия единицы длины контура на толщину листа. Во второй пазухе силы напряжения получаются по выражению (65) и касательные напряжения — по выражению $(q\bar{r})_{1,2} : t_{1,2}$.

2. **Опытные данные**¹. Опыты показывают, что разрушение прямоугольных стальных труб под действием кручения происходит значительно раньше, чем это должно было бы быть согласно приведенной выше теории. Это объясняется наличием концентраций напряжений в углах труб. Например, труба размером 76×152×8 мм из стали с временным сопротивлением после отпуска 3400 ат и пределом текучести 2500 ат начала разрушаться при срезающем напряжении около 740 ат, а то время как ожидаемый предел текучести материала должен был бы быть около $0,577 \cdot 2500 = 1450$ ат.

Численный пример. На рис. 42 представлено медленное сечение корабля, названного легкой корабль.

Рассмотрим сначала это сечение в предположении отсутствия второй пазухи, принимая площадь внутри контура сечения равной $A = 54$ м². Крутящий момент равен $T = 1800$ мт.

Срезающее усилие по выражению (63)

$$(q\bar{r}) = \frac{1800}{2 \cdot 54} = 166 \text{ кг/см.}$$

В пазухе стрингера толщиной 12,5 мм касательное напряжение

$$q_1 = \frac{(q\bar{r})}{t} = \frac{166}{1,25} = 133 \text{ ат.}$$

В пазухе кильблока толщиной 3 мм касательное напряжение

$$q_2 = \frac{166}{0,3} = 553 \text{ ат.}$$

Предполагая, что пазухи пазухного стрингера имеют ординарный эллиптический вид, при диаметре выемки 12,5 мм и угле $A_{1/2}$ получим срезающее напряжение в различных равных около 520 ат.

При наличии второй пазухи, расположенной на 3,1 м ниже главной пазухи, надо воспользоваться выражениями (65) и (66). Входящие в эти выражения интегралы следует вычислять суммированием величин $\frac{t}{r}$ для листов равной толщины. Например, для потока (1):

$$\int_{t_1}^r \frac{dt}{t} = 22 \frac{t}{t} = 2 \left[\frac{2500}{3} + \frac{2300}{12,5} + \frac{1100}{12,5} + \frac{1160}{6} + \frac{1260}{6} + \frac{3990}{3} \right] = 4900.$$

Подобным же образом находим:

$$\int_{t_2}^r \frac{dt}{t} = 4300;$$

$$\int_{t_{1,2}}^r \frac{dt}{t} = 3000.$$

¹ W. Neugebauer, „Torsion of Rectangular Tubes“, Jour. of Appl. Mech., Sept. 1937.

Измеренным методом

$$A_1 = 25 \text{ см}^2; A_2 = 29 \text{ см}^2.$$

По выражению (55)

$$1800 = 2 \cdot 25 (\varphi')_1 + 2 \cdot 29 (\varphi')_2.$$

По выражению (57)

$$\frac{(\varphi')_1}{25} \cdot 5000 - \frac{(\varphi')_2}{25} \cdot 3000 = \frac{(\varphi')_2}{29} \cdot 4000 - \frac{(\varphi')_1}{29} \cdot 3000.$$

Решив эти уравнения, найдем следующие значения для соответствующих условий:

$$(\varphi')_1 = 150 \text{ кг/см}; (\varphi')_2 = 180 \text{ кг/см};$$

$$(\varphi')_{1,2} = 180 - 150 = 30 \text{ кг/см}.$$

Средняя величина усилия, а следовательно, и касательные напряжения в листах наружного контура сечения, получились того же порядка, что и в случае отсутствия второй палубы; этого и следовало ожидать, так как вторая палуба, расположенная близко к оси кручения, почти не работает.

ГЛАВА V ПРОЧНОСТЬ БАЛОК

Конструкция корпуса современного военного корабля состоит из ряда жестких поверхностей или диафрагм: переборок, палуб, бортов, днаща и двойного дна, которые взаимно поддерживают друг друга и на которых уравниваются силы веса и силы напора с внешней стороны воды. Обе эти группы сил действуют как в плоскостях, совпадающих с указанными жесткими диафрагмами, так и в плоскостях, нормальных к ним; поэтому эти жесткие диафрагмы должны быть способны сопротивляться растяжению, сжатию, изгибу и сдвигу в их собственной плоскости, а также передавать нормальную к их плоскости нагрузку на их оборный контур.

Для выполнения таких функций диафрагмы должны иметь хорошо развитую систему закрепления балок.

В настоящей главе будут рассмотрены именно такие балки, представляющие простые катаные профили, или составные балки более сложного профиля.

Балки, образуемые склеив диафрагмами, например, поперечные переборки, уже были рассмотрены в предыдущей главе, в разд. 13.

18. Катаные балки

1. *Общее.* При расчете прочности балок обычно предполагается, что нагрузка действует в плоскости стенки балки и что нейтральная ось ω сечения MN совпадает с осью OX , нормальной к стенке и проходящей через центр тяжести O сечения, т. е. параллельна оси действующего изгибающего момента (рис. 43). Для расчета применяется обычная формула изгиба:

$$\frac{M}{I} = \frac{\rho}{y}.$$

Эти предположения, однако, во многих случаях далеки от истины. В случае несимметричности поперечного сечения нейтральная ось не всегда нормальна к плоскости стенки и параллельна оси изгибающего момента, а нагрузка на балку не всегда изводится в плоскости симметрии. В результате получится несимметричное распределение усилий и напряжений; это оказывает неблагоприятное влияние на прочность балки, увеличивая ее деформацию и напряжения и вызывая сложное напряженное состояние балки.

2. *Двутавровая балка* (рис. 43). Двутавровая балка симметрична относительно обеих главных осей и поэтому, если нагрузка действует в плоскости стенки, что обычно и бывает, то обычная формула изгиба будет вполне применима. В этом случае ось изгибающего мо-

мента параллельна одной из главных осей, которая к тому же совпадает с нейтральной осью. При изгибе балки растяжению и сжатию ее поперек будут создавать усилия χ , как об этом уже говоралось в разд. 15. Этими усилиями, которые изгибают поперек по направлению друг к другу и вызывают незначительное сжатие стенки, можно пренебречь.

3. Коробчатая балка (рис. 44). Эта балка симметрична относительно оси OX_1 , которая поэтому является одной из главных осей сечения. Если изгибающая нагрузка действует в плоскости стенки, то ось изгибающего момента параллельна оси OX_2 ; но так как коробчатый про-



Рис. 43.

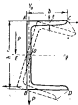


Рис. 44.



Рис. 45.

филь несимметричен относительно оси OY_1 , то некоторую роль в прочности балки будут играть несимметричные относительно этой оси силы. Те же, что и в двутавровой балке, силы χ , действующие в поперек и изгибающие их в направлении друг к другу, вызовет изгиб стенки, так как поперек расположена только по одну сторону стенки (рис. 45). Этот изгиб стенки в действительности вряд ли проявится при напряжениях, меньших предела упругости, но при холодной гибке, при которой напряжения переходят за предел упругости, будет проявляться и указанный изгиб стенки, наличие которого делает эту работу трудной и дорогой. Это явление было изучено теоретически и экспериментально применительно к коробчатым балкам различных размеров¹. Было найдено, что в коробчатой балке сопротивление изгибу ее стенки измерится величиной

$$\frac{bt_f \chi}{t_w^2},$$

где b — ширина поперков;
 t_f — толщина поперков;
 t_w — толщина стенки.

Рекомендуется, чтобы значение этой величины не превышало 50. Это условие удовлетворяется у коробчатых профилей английского стандарта с наибольшей толщиной стенки, но не удовлетворяется у этих профилей с наименьшей толщиной стенки. Так, например, для

¹ К. G. Meidahl, Schiff. Ges., 1933, p. 408.

профиля $10\frac{1}{2} \times 3\frac{1}{2} \times 3\frac{1}{2}$ ", имеющего толщину поясков 0,575", указанная величина получает значения 23 и 66, при толщине стенки 0,675 и 0,475" соответственно.

Рассмотрим теперь распределение напряжений в поясках (см. рис. 44). По ширине пояски нормальные напряжения будут наибольшими вблизи стенки (вдоль кромок *A* и *B*) и уменьшаться по направлению к наружным крокам *C* и *D*. В случае сжатия верхнего пояска он, благодаря указанной выше разнице напряжений, будет стремиться изогнуться и переместиться

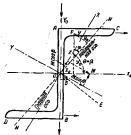


Рис. 45.

вправо в своей плоскости; когда это произойдет, то сжатие вдоль кромок *C* уменьшится и может даже перейти в растяжение. В то же время нижний поясок, будучи растянут, будет стремиться переместиться влево. В результате получится кручение балки, как это показано на рис. 44, а главная ось сечения, нормальная к стенке, уже не будет больше параллельна оси изгибающего момента, который действует в вертикальной плоскости; нагрузка станет несимметричной, что вызовет боковой изгиб балки. Этого не случилось бы, если бы вертикальная плоскость действия нагрузки проходила бы не через точку *O*, а через некоторую точку *E* («центр кручения»), расположенную таким образом, что при этом стенка остается вертикальной к ось OX_0 — центральной осью.

Центр кручения находится на оси OX_0 и расположен от точки *O* на расстоянии

$$\overline{OE} = \frac{I_{xy}^2}{I}$$

где *b* — ширина поясков;

h — высота стенки;

t — толщина поясков;

I — момент инерции сечения относительно оси OX_0 .

Боковой изгиб балки будет рассмотрен применительно к зетовому профилю, для которого эта деформация наиболее ярко выражена.

4. Зетовая балка (рис. 46). Сечение зетовой балки не имеет осей симметрии. Пусть такая балка нагружена в плоскости стенки, которая первоначально занимает вертикальное положение. Примем в качестве координатных осей оси OX_0 и OY_0 , показанные на рис. 46. Главные оси инерции сечения OX и OY образуют угол θ с направлением осей OX_0 и OY_0 . Ось OX есть ось максимального, а ось OY — максимального момента инерции. Обозначим через β угол между осью изгибающего момента и главной осью OX ; так как в данном случае ось изгибающего момента совпадает с осью OX_0 , то $\beta = \theta$.

При этих условиях, т. е. когда ось изгибающего момента не параллельна ни одной из главных осей, балка изгибается не в плоскости изгибающего момента и не в плоскости главной оси, а в плоскости, нормальной к нейтральной оси MN , которая образует некоторый угол φ с осью OX . Распределение напряжений в поперечном сечении будет такое, какое было отмечено выше для коробчатой балки. Но так как в данном случае нижний поясок по отношению к верхнему расположен по другую сторону стенки, то оба пояска будут стремиться отклониться в их плоскости в одном и то же направлении, как это показано стрелками на рис. 46. Таким образом ось балки будет отклоняться в бок (на рис. 46 вправо), одновременно перемещаясь в вниз. При этом напряжении будут как-то меняться, пока не установится положение равновесия. Все части сечения справа (или слева) нейтральной оси будут растянуты, а все части сечения слева (или справа) нейтральной оси будут сжаты. Ось равнодействующей пары от всех напряжений будет параллельна оси изгибающего момента, а момент этой пары по своей величине будет равен величине внешнего изгибающего момента. Изгиб будет производиться около нейтральной оси под действием изгибающего момента в плоскости, нормальной к этой оси, и поэтому напряжение в какой-либо точке P будет определяться выражением:

$$\frac{M \cos(\beta - \varphi)}{I_x} = \frac{\sigma}{r_y}, \quad (68)$$

где I_x — момент инерции;

r_y — ордината точки P относительно нейтральной оси.

Сказанное выше более просто вытекает из следующего рассуждения. Разложим изгибающий момент на два составляющие моменты $M \cos \beta$ и $M \sin \beta$, действующие в плоскостях, нормальных осей OX и OY соответственно. Тогда напряжения в точке, имеющей координаты x и y относительно главных осей, может быть определено как сумма напряжений от каждого из составляющих изгибающих моментов, которые можно считать действующими независимо друг от друга. Если I_x и I_y — моменты инерции сечения относительно главных осей OX и OY , то напряжение в точке P будет равно:

$$\sigma = M \left[\frac{y \cos \beta}{I_x} + \frac{x \sin \beta}{I_y} \right]. \quad (69)$$

Это выражение может быть использовано без знания положения нейтральной оси. По этому же выражению может быть найдено положение нейтральной оси, полагая в нем $\sigma = 0$, что дает:

$$-\frac{y}{x} = \frac{I_x}{I_y} \operatorname{tg} \beta,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \varphi = -\frac{I_x}{I_y} \operatorname{tg} \beta. \quad (70)$$

Теперь можно провести нейтральную ось и измерить ординаты r_A для наиболее напряженных точек сечения A и B ; наибольшее напряжение после этого можно найти также и по выражению (68).

Остается показать, как определяются главные оси в случае, когда они, как в заданном профиле, не являются осями симметрии. Возьмем центр тяжести сечения в качестве начала координат и проведем на-

частьми оси так, чтобы можно было проще всего вычислять моменты инерции сечения относительно этих осей. В зетовом профиле горизонтальная и вертикальная оси OX_1 и OY_1 удовлетворяют этому условию. Так как центробежный момент инерции относительно главных осей OX и OY должен быть равен нулю, то

$$\int xy dA = 0, \quad (71)$$

то

$$x = y_0 \sin \theta + x_0 \cos \theta,$$

$$y = y_0 \cos \theta - x_0 \sin \theta.$$

Подставляя, получим:

$$\operatorname{tg} 2\theta = - \frac{2Z_0}{I_{y_0} - I_{x_0}}, \quad (72)$$

где

$$I_{x_0} = \int x_0^2 dA;$$

$$I_{y_0} = \int y_0^2 dA,$$

$$Z_0 = \int x_0 y_0 dA.$$

Выражение (72) определяет угол θ между главной осью OX и начальной осью OX_0 .

Моменты инерции сечения относительно главных осей равны:

$$\left. \begin{aligned} I_x &= I_{x_0} \sin^2 \theta + I_{y_0} \cos^2 \theta - Z_0 \sin 2\theta, \\ I_y &= I_{y_0} \cos^2 \theta + I_{x_0} \sin^2 \theta + Z_0 \sin 2\theta. \end{aligned} \right\} \quad (73)$$

В зетовой балке, не подкрепленной листом и нагруженной в плоскости ее стенки, боковое перемещение часто значительно больше, чем вертикальное.

Если возможность бокового перемещения будет предотвращена, например, в случае бимса, связанного с настилом палубы, то как показала опыты Бруна (Bruna)¹, перемещение балки в плоскости стенки значительно уменьшится².

20. Катаные балки, соединенные с листом

В корпусе корабля катаные балки разного профиля всегда прикреплены или приварены к листам, для которых они служат подкреплением и опорой. В то же время лист оказывает двойное действие на балку: во-первых, он подкрепляет тот высклок балки, к которому он крепится, а, во-вторых, он в случае несимметричного профиля балки препятствует ее боковому перемещению и кручению.

1. Подкрепление выскока. Благодаря присутствию заклепочного соединения, напряжения при изгибе балки будут передаваться и листу и он поэтому будет принимать участие к работе балки на изгиб. Однако это участие листа будет распространяться только на некоторое расстояние от заклепочного шва, дальше которого лист уже практически не будет работать или будет уклоняться от выполнения своей роли, искривляясь или выкручиваясь. Таким образом только некоторая ширина листа с

¹ *Inst. Nav. Arch.*, 1905.

² В переводе пропущен важный автором численный пример расчета зетовой балки. — *Ред.*

каждой стороны заклепочного шва может считаться эффективной и рассматриваться как составная часть балки. Эта ширина зависит, главным образом, от характера заклепочного шва и толщины листа. Но так как линии напряжений искривляются и так как листы могут опираться или подкрепляться в определенных местах другими балками или угольниками, пересекающими рассматриваемую балку, то эффективная ширина не может быть везде одинаковой. Учитывая, однако, условный (сравнительный) характер расчетов прочности судовых конструкций, можно допустить, что эта ширина постоянна и при обычных расстояниях между перекрестными балками пропорциональна толщине листа.

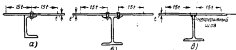


Рис. 43.

На основании произведенного автором анализа большого количества испытаний¹ переборкой рекомендуется считать эффективную ширину листа с каждой стороны балки равной 15 толщине листа. Судя по испытаниям конструктор Бруком² (Bruhn), представляющих собой испытания разного сечения, приваренные к листам обшивки, эта величина эффективной ширины листа, возможно, преуменьшена. При этих испытаниях общая эффективная ширина листа получалась равной 40 толщине листа и оказалось, что ширина листов (между шпангоутами) была полностью эффективна во всех случаях, когда прочность заклепочного соединения была достаточной и не наблюдалось срезания заклепок. При одном ряде заклепок рекомендуется общую эффективную ширину листа принимать равной 30 толщине (рис. 47,а). При двух же рядах заклепок, например, в случае двутавровой балки, эффективная ширина должна быть увеличена на величину расстояния между рядами заклепок (рис. 47,б). При приварке балки двойным сварным швом в эффективную ширину можно включить полную ширину сварки, как показано на рис. 47,в. Если лист подкрепляется второстепенными ребрами, которые пересекаются с основными балками, то эффективную ширину листа можно считать несколько большей³. При расчете прочности балок, соединенных с листом, надлежит обратить внимание надо сделать заклепочному соединению между листом и балкой. В случае недостаточной прочности этого соединения заклепки могут срезаться прежде, чем лист примет полное участие в работе балки. В опытах Бруна при опираемом заклепочном соединении шаг заклепок в большинстве случаев был равен 5—6 диаметрам.

¹ Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1910.

² Int. Nav. Arch., 1908.

³ См. опыты Вейдта при приварке балок, расположенных под углом к листу, в которых лист шириной, равной 25 толщине, оказался полностью эффективным. Расстояние между балками было равным 60 толщине. Int. Nav. Arch., 1905, p. 133—136.—Авт.

2. Поворот доски и изгиб стенки. Хотя лист предотвращает боковое перемещение и кручение балки в целом, но все же вследствие неравнородного состояния свободной полки происходит смещение балки, называемое трипинг («stirring») и заключающееся в том, что свободная полка отходит в сторону, как это показано на рис. 48. Показано, что трипинг сопровождается некоторым изгибом стенки и поворотом нижней полки профиля.

Трипинг препятствует стремлению свободной полки изогнуться по направлению к соединенной с листом полке, противодействуя этим изгибу и повороту свободной полки в противоположном направлении, как показано на рис. 49.



Рис. 48.



Рис. 49.

Оба описанные явления будут тем больше, чем выше и тоньше стенка балки и чем тоньше и шире ее поясок; они увеличиваются также с увеличением длины балки, причем на их величину влияет наличие зазоров. Как показала опыты Бруна, суммарный эффект этих двух явлений в балках, применяемых в корпусных конструкциях, все же, но трипинг более вероятен, чем изгиб стенки.

3. Общие замечания. Введение в судостроение несимметричных профилей, т. е. коробов и зетов, было вызвано, главным образом, облегчением их клепки и удобством соединения их с другими профилями, например, при соединении бимсов со шпангоутами.

С введением сварки затруднения, связанные с применением симметричных профилей, отпали. Сварка для средств эффективно и экономично применять также симметричные профили, как таковой. Применение этого профиля дает расчетную и действительную прочность намного большую, чем при применении ныне употребляемых несимметричных профилей¹. Выгодность для сварных конструкций симметричного профиля иллюстрируется тем, что при отсутствии балок такого профиля считается все же рентабельным получить его из двутаврового путем дорогостоящего разрезания его стенки.

21. Непрерывные составные балки

На военном корабле непрерывные балки, состоящие из листов и угольников, встречаются в виде рассмотренных уже в разд. 13 переборок или в виде флор и ранных шпангоутов, днищевых стрингеров, подпалубных балок и углеренных стоек переборок. Рассмотрим здесь в качестве типичного примера расчет прочности днищевых стрингера.

¹ В. P. Haigh, „Conventional Tests on Mild-Steel Rolled Sections with Electrically Welded Joints“, Inst. Nav. Arch., 1933.

1. Расчет прочности стрингеров двойного дна. Пролет длинных стрингеров равен расстоянию между поперечными переборками. Они нагружены изнутри весом грузов, и снаружи — давлением воды. Эта

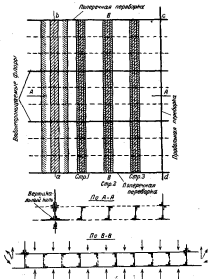


Рис. 50.

противоположно направленные силы далеко не вполне уравновешиваются, и разность их во многих случаях достигает большой величины.

Равнодействующиме неравносоставленных сил и моментов передаются на переборки и вызывают изгиб и срез стрингеров.

На рис. 50 дан эскиз длинных стрингеров в котельном отделении линейного корабля. Заштрихованные части показывают эффективную ширину внутренних и наружных длинных листов, определяемую согласно правилу, приведенному в предыдущем разделе.

Продольные балки получают некоторую поддержку от поперечных флор, зависящую от конструкции последних. При одинаковых и равномерно распределенных стрингерах и поперечных флорах прямоугольной формы днаца *abcd* (рис. 50), заключенный между поперечными переборками и между продольными, бортовой и средней переборками, можно было бы даже рассматривать как однородную пластину, но прочность отдельных флор обычно весьма различна и мала по сравнению с прочностью стрингеров. Поэтому будем предполагать, что основным назначением поперечных флор является лишь обеспечение жесткости стрингеров и передача на них некоторой нагрузки; при этом мы, конечно, несколько увеличим нагрузку стрингеров, особенно тех, которые размещены вблизи переборок или бортов.

При сделанном предположении рассчитать прочность стрингеров можно графически, так же, как это обычно принято при общем расчете эквивалентного бруса. Сначала строится кривая нагрузки для каждого стрингера, как независимо от других работающих балки и нагруженной известным весом и давлением воды, приходящимся на участок длины шириной, равной расстоянию между стрингерами. Затем, кривые перемещающих сил и изгибающих моментов получаются в результате интегрирования кривой нагрузки.

Решение для расчета конструкции двойного дна, в котором флоры и стрингеры принимают соответствующую долю участия в восприятии действующей на перекрытии нагрузки, разработал Schade¹. Это решение основывается на теории изгиба изогнутой упругой пластины, но учитывает также и разность в жесткостях продольных и поперечных балок и принимает во внимание наличие жесткого килля, т. е. конструкция считается ортогональной².

22. Интеркостельные балки

Термин «интеркостельная» относится, главным образом, к стенке балки, предполагая, что эта стенка состоит из отдельных вставок между непрерывными шпангоутами или бимсами. Если стенка балки разрезана по всей высоте, то такая балка считается полностью интеркостельной, хотя бы доски ее оставались непрерывными. Если некоторая часть стенки балки осталась неразрезанной, то такая балка называется «полуинтеркостельной»; такие балки часто обладают практически такой же прочностью, как и непрерывные. Во многих случаях прочность полностью интеркостельной балки может быть значительно увеличена путем склеивания отогнутых фланцев или коротких соединительных угольников интеркостельных частей стенки друг с другом заклепками, проходящими через стенку непрерывной балки, с которой интеркостельная балка перекрывается.

Из сказанного видно, что конструкция интеркостельных балок бывает очень разнообразной.

1. Интеркостельные балки двойного дна. Обычно поперечные флоры делаются интеркостельными, но листы внутренней и наружной обшивки образуют у них непрерывные пояски. Часто нижние шпангоутные угольники этих флор делаются также непрерывными; верхние, или бортовые, шпангоутные угольники обычно делаются интеркостельными и

¹ «Bending Theory of Ship Bottom Structure», Soc. Nav. Arch. and Mar. Eng., 1938.

² Пример расчета перекрытия, приведенный автором, при переводе отужен.—
Редколлектор.

служат только для соединения интеркостальной стенки с верхним пояском. Различные типы таких флор описаны в разд. 54.

В бракетных флорах, показанных на рис. 152, стенка между бракетами полностью отсутствует, а потому такие флоры как балки совсем не обладают прочностью. В флорах из листов с вырезами для облегчения (рис. 150 и 151) прочность стенки зависит от заключочного соединения между стенками соседних панелей. Если смежные интеркостальные флоры по своим вертикальным кромкам имеют фланцы, отсутствующие в разных сторонах, и при помощи этих фланцев соединены со стенками стрингеров заключочными с большим шагом, то сопротивление срезу, а

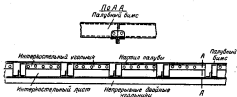


Рис. 51. Полуподпущенная балка с интеркостальными листами.

следовательно, и прочность такого шпангоута как балки не может быть большой. Если же соединение сделано из угольников, склепанных друг с другом через стенку стрингера, то прочность шпангоута получается большой. Водонепроницаемые и тем более нефтенепроницаемые флоры, соединяющиеся со стрингерами на двойных угольниках, образуют шпангоуты, прочность которых близка к прочности непрерывного шпангоута.

2. Интеркостальные балки вне двойного дна. Таковыми балками являются трюмные стрингеры и полуподпущенные балки. Эти балки, как правило, полунтеркостальными. На рис. 51 показана типичная конструкция такой балки. Здесь стенка непрерывна ниже бимсов, где два непрерывных угольника, соединенных коротышками с бимсами, образуют нижний непрерывный поясок балки. Испытания¹ показали, что прочность такой балки мало отличается от прочности непрерывной. С необходимой для практики точностью прочность такой балки может быть определена по обычным формулам изгиба, включая в момент изгиба полностью площадь сечения интеркостальной части и делая вычит только на заключочные отверстия. Разрушаются такие балки при напряжениях, равных временному сопротивлению материала.

У балок полностью интеркостальными, стенка которых состоит из отдельных коротких листов, вставленных между бимсами, наблюдается значительное уменьшение прочности. Очень большое уменьшение прочности получается при полном отсутствии стенок. Поэтому в местах, где требуется разместить нагрузку по большой поверхности, могут быть при-

¹ J. V. Braun, Inst. Nav. Arch., 1905.

менены балки с полунтеркостальными стенками. Полностью интеркостальные балки следует применять лишь для передачи нагрузки на ближайшую непрерывную балку, а также для того, чтобы воспринимать трингину последних.

3. Перекрывающиеся балки. Предположим, что две перекрывающиеся балки так сконструированы, что каждая из них имеет достаточную непрерывность в точке пересечения и в этой точке они имеют одну и ту же стрелку прогиба. Рассмотрим сначала самый простой случай: две балки 1 и 2 (рис. 52) перекрываются по середине своих пролетов в точке O , каждая из них нагружена равномерной, но разной по величине нагрузкой, и обе имеют опоры только на своих концах.

Стрелка прогиба каждой балки в точке их пересечения определяется известным выражением:

$$\delta = \frac{kwl^4}{8l}, \quad (74)$$

где k — коэффициент, зависящий от характера закрепления концов балки; при свободно опертых концах $k = \frac{5}{384}$, при заделанных концах $k = \frac{1}{384}$.

Для того, чтобы перемещения обеих балок были независимы друг от друга, т. е. чтобы в точке их пересечения не возникло никакой реакции, необходимо, чтобы

$$\frac{k_1 w_1 l^4}{8l} = \frac{k_2 w_2 l^4}{8l}, \quad (75)$$

В случае одинакового закрепления обеих балок ($k_1 = k_2$) и одинаковой интенсивности их нагрузки ($w_1 = w_2$) получим:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{l_2^3}{l_1^3}. \quad (76)$$

Из выражения (76) видно, что при вышеприведенных условиях момент инерции должен расти очень быстро при увеличении длины балки.

Если условие (75) не будет удовлетворено, то относительно более жесткая балка будет поддерживать более слабую, воспринимая на себе часть нагрузки последней. Если балка 1 имеет большую жесткость, то воспринимаемая ею нагрузка будет равна $W_1 + W_0$, тогда как нагрузка, воспринимаемая балкой 2, будет равна $W_2 - W_0$, где $W_1 = w_1 l_1$, $W_2 = w_2 l_2$, и W_0 — реакция между балками, действующая как сосредоточенная сила в точке O . Реакцию W_0 можно найти, приравняв друг другу выражения для стрелок прогиба в месте пересечения балок.

23. Допускаемые напряжения

Если балки имеют простую конструкцию и действующая на них нагрузка точно известна, то расчетные напряжения могут рассматриваться как непосредственные и независимые измерители прочности

таких балок. Примером могут служить палубные бимсы в артиллерийских погребах или подпалубные балки, поддерживающие какие-либо известные веса.

Как следует из вышеупомянутых опытов, для балки простой конструкции, находящейся под действием известной нагрузки, расчетные изгибания непосредственно определяют коэффициент безопасности. Если в расчете учтены статические и динамические силы, коэффициент безопасности по отношению к временному сопротивлению может быть принят равным 4, чему соответствует для обычной мягкой стали допускаемое напряжение, равное 1100 ат. Для закалок допускаемое напряжение на срез будет около 800 ат. Эти цифры хорошо согласуются с практикой постройки желвакообразных мостов.

В мостостроении при учете всех неполных и полных, статических и динамических, постоянных и случайных действующих на балки нагрузок принимаются следующие нормы допускаемых напряжений для конструкционной и закалочной стали¹ (в ат):

основное растяжение в сечении (netto)	1270
изгиб	1370
среднее напряжение в стенке	790
среднее напряжение в заплатах	800

¹ T. C. Shedd, Structural Design in Steel, 1934.

ПРОЧНОСТЬ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ ПЛАСТИН ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВОДЯНОГО ДАВЛЕНИЯ

24. Определение напряжений

1. **Постановка задачи.** Листовые перекрытия корабля, преимущественно плоские или слегка искривленные, обычно поддерживаются системой равностоящих шпангоутов и ребер, пересекающихся под прямым углом друг к другу. Действующее на обшивку давление воды мало колеблется на каждом отдельном ее участке. Мы можем поэтому ограничиться рассмотрением плоской прямоугольной пластины, жестко закрепленной по кромкам и подверженной равномерной распределенной нагрузке. Полное определение напряжений и деформаций в этом простейшем случае все же является трудной задачей, точное теоретическое решение которой пока еще не найдено. Однако для целей практики нет необходимости знать напряжения и перемещения во всех точках пластины; в большинстве случаев достаточно знать лишь наибольшее напряжение и точку, где оно существует. Иногда представляет интерес наибольшая стрелка прогиба пластины. Однако часто необходимая для конструктора информация еще более ограничена. В тех случаях, когда требуется лишь, чтобы пластина не была перенапряжена ни в одной точке, необходимо знать только высоту напора, при котором достигается предел текучести. В других случаях, когда в листах может быть допущена некоторая остаточная деформация, необходимо знать высоту напора, при которой получается определенной величины остаточная деформация или при которой остаточная деформация начинает быстро увеличиваться. В некоторых случаях интересно также знать тот наибольший напор, который лист может выдержать без разрушения.

Определяющими элементами задачи являются: высота напора воды h , т. е. интенсивность равномерной нагрузки w , отношение между длиной короткой стороны пластины a ее толщиной $t = \frac{a}{t}$ и отношением между размерами длинной и короткой сторон пластины l .

2. **Теоретическое решение.** Проблема прочности пластины с различных точек зрения рассмотрена в книге С. П. Тимошенко «Сопротивление материалов».

Возьмем прямоугольную пластину, жестко заделанную по кромкам и нагруженную равномерным давлением w . Если длина пластины более чем в два или три раза превосходит ее ширину, то пластину можно практически рассматривать как гнувшуюся по цилиндрической поверхности. Так как пластина не может на кромках смещаться в ее

плоскости, то в ней должны появиться растягивающие напряжения, нормальные к длинной кромке. Эти напряжения, однако, за исключением случая очень больших отношений $\mu = \frac{s}{l}$, будут малы по сравнению с напряжениями от изгиба пластины.

Элементарная полоска, находящаяся посередине длинных сторон пластины (рис. 53, а), не будет иметь заметной поддержки от коротких сторон и будет передавать на свои опоры всю нагрузку, приходящуюся на ее поверхность. Так как полоска предполагается жестко и для жестко заделанной балки, наибольшие напряжения от изгиба будут иметь место



на концах. Разница между изгибом такой полоски и изгибом отдельной балки будет состоять лишь в том, что в полоске будет невозможно поперечное сжатие вследствие присутствия других таких же соседних полосок. Эта разница эквивалентна увеличению для полоски жесткости ее материала, т. е. увеличению модуля E в отношении $\frac{m^2}{m^2 - 1}$



(для стали — на величину около 10%). Если полоска будет перенапряжена, то на опорах материал начнет течь и условия изгиба полоски будут приближаться к условиям изгиба балки, имеющей концы свободно-опорными; при этом напряжения и прогибы в середине пролета полоски будут увеличиваться. Очень длинные прямоугольные пластины довольно редко встречаются в конструкции корпуса корабля, но они все же встречаются в переборках, подкрепленных балками, идущими только в одном направлении. Однако довольно часто отношение сторон опорного контура пластины l даже для наружной обшивки бывает равно или больше двух.



Рис. 53.

Если отношение между сторонами пластины меньше двух, то влияние коротких сторон пластины на ее изгиб становится значительным, и задача делается более сложной (рис. 53, б). Короткие кромки принимают в этом случае значительную часть всей нагрузки, и за счет этого нагрузка на длинные кромки и напряжения пластины на этих кромках уменьшаются. Наибольшие напряжения от изгиба пластины будут в точках А,А, посередине длинных ее кромок. Другой максимум напряжений будет в точках В,В, посередине коротких кромок пластины, но этот максимум будет меньше первого до тех пор, пока прямоугольная пластина не обратится в квадратную, когда напряжения в точках А и В станут одинаковыми. С. П. Тимошенко дал приближенное решение для ряда значений отношения сторон пластины l в случае отсутствия растягивающих напряжений в средней плоскости пластины, т. е. для случая, когда величиной этих напряжений можно пренебречь по их малости. В таких условиях находятся листы обшивки и пе-

реберок корпуса. Интересно сравнить теоретические расчеты таких пластин с экспериментальными результатами.

Наибольший стрелка прогиба в центре пластины выражается следующей формулой

$$t = a \frac{wp^2}{Eh^3}, \quad (77)$$

где a — коэффициент, зависящий от отношения сторон пластины l
 g — длина ее короткой стороны.

Наибольший изгибающий момент посередине длинных сторон пластины дается выражением (на единицу длины кромок):

$$M_d = \beta wp^2, \quad (78)$$

где β — коэффициент, зависящий от отношения g .

В табл. 4 приведены численные значения коэффициентов a и β .

Таблица 4

Равномерно нагруженная пластина с заделанными кромками

g	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	∞
a	0,0433	0,0499	0,0560	0,0624	0,0697	0,0784
β	0,0643	0,0605	0,0557	0,0517	0,0489	0,0463

Так как в приведенном решении пренебрегается влиянием растяжения пластины, то оно должно давать несколько преувеличенные значения для стрелок прогиба и изгибающих моментов по сравнению с действительностью.

Недавно С. П. Тимошенко¹ дал метод расчета заделанных пластин, нагруженных любым образом.

25. Экспериментальное решение задачи

Ввиду трудности теоретического решения задачи здесь предлагается проектирование пластин обшивки основывать на экспериментальных результатах и результатах практического опыта. Действительно, это необходимо во многих случаях для того, чтобы правильно учесть различные другие факторы, кроме давления воды. Достаточно упомянуть о необходимости учитывать: участие обшивки в продольной прочности корпуса, задел в толщинах на коррозиях, обеспечение возможности чеканки и сварки. Все это влияет на конструкцию и требует увеличения толщин листов против необходимой с точки зрения ее сопротивления лишь давлению воды.

Питчер² предложил определять изгибающий момент в точке A (рис. 53) при помощи следующей формулы, подобной формуле (78):

$$M_d = k_d \frac{wp^2}{12}, \quad (79)$$

а наибольшие напряжения в этих точках по выражению:

$$p_d = \frac{6M_d}{h^2} = \frac{1}{2} k_d wp^2, \quad (80)$$

¹ Bending of Rectangular Plates with Clamped Edges, Proc. of Fifth Intern. Cong. for Appl. Mech., 1938.

² Pitchee F., Festigkeit der Schiffe, 1911. Методы русской верфод.—Ред.

Значение коэффициента k_p , который является функцией от r , было определено по результатам опытов, производившихся в Германском морском департаменте проф. Бахом¹. Питчер дал кривую для этого коэффициента, показанную на рис. 56. Согласно этой кривой, коэффициент k_p изменяется от 0,64 при $r=1$, т. е. для квадратной пластины, до единицы при $r=3$, т. е. для настолько длинной пластины, что влияние коротких кромок ее становится пренебрежимо малым.

Коэффициент k_p , разделенный на 12, должен быть несколько меньше, чем теоретический коэффициент β , введенный в формулу (78).

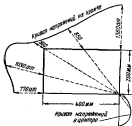


Рис. 54.

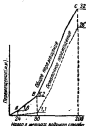


Рис. 56.

при выводе которой не учитывалось растяжение срединной плоскости пластины. Это и имеет место в действительности, за исключением квадратной пластины, для которой коэффициент несколько больше.

Четыре испытания Баха были произведены с двумя квадратными и двумя прямоугольными пластинами следующих размеров:

- I — $800 \times 800 \times 8,4$ мм; II — $800 \times 800 \times 16,8$ мм;
 III — $800 \times 400 \times 8,6$ мм; IV — $800 \times 400 \times 16,8$ мм.

Нагрузка при испытаниях увеличивалась от нуля до максимума и для одного из листов достигала 335 м вод. ст. Стрелки прогиба как обычно, так и остаточные измерялись во многих точках. Напряжения были подсчитаны для нагрузки, при которой был достигнут предел текучести, что определялось по стрелке прогиба в центре листов. Распределение напряжений вдоль кромок IV листа показано на рис. 54. Абсолютный максимум напряжений получился посередине длинной кромки, что согласуется с теорией. Второй максимум на коротких кромках получился вблизи концов этих кромок; это несоответствие с теорией произошло, возможно, вследствие неполного закрепления кромок листов, которое не давало полной заделки кромок, как это можно ожидать для закрепления судовых пластин.

¹ Vcr. Deutsch Ing., 1934.

По опытам Питтнера, второй максимум напряжений получался действительно посередине коротких кромок в точках *B* (рис. 53). Питтнер дал значения коэффициента $K_{\text{кр}}$, которые нужно подставить в формулы (79) и (80) для вычисления по ним изгибающих моментов и напряжений посередине коротких кромок пластин. Значения этого коэффициента показаны на кривой рис. 56.

На рис. 55 даны кривые обших и остаточных перемещений (стрелок прогиба) в центре листа II. Видно, что стрелки прогиба строго пропорциональны давлению до напора 24 м. При этом давлении был достигнут предел текучести и начали появляться остаточные стрелки прогиба, которые медленно увеличивались до тех пор, пока не достигли величины, равной около 18% от величины суммарной стрелки прогиба, что имело место при напоре 80 м. После этого остаточная величина стрелки прогиба начала быстро увеличиваться, и обе кривые начали быстро подниматься, примерно, по прямой линии. Упругие прогибы, измеряемые разностью ординат этих кривых, остаются почти неизменными и составляют лишь небольшую часть от наибольшего общего прогиба листа. Наибольшие прогибы листа были измерены при напоре 200 м, при котором лист еще не разрушился и в нем не было замечено никаких трещин. Испытания прочих листов дали подобные же результаты.

Можно отметить три стадии в водонесении листа: первая стадия — это вполне упругие деформации листа, вторая — характеризуется появлением остаточных деформаций, начинающихся посередине длинных кромок и переходящих постепенно на другие его части. Точка раздела между второй и третьей стадиями резко заметна в толстых листах II и IV и менее заметна в более тонких листах I и III. В этой точке остаточные стрелки прогиба составляют около 20% от суммарных стрелок прогиба и достигшие напряжения в средней поверхности листа составляют заметную часть от обших напряжений. Так как прогиб еще мал, то растяжению не может пока воспринимать значительную часть нагрузки, которая воспринимается, главным образом, при помощи сдвига. В течение третьей стадии упругие перемещения остаются почти неизменными, что, повидимому, указывает и на постоянство растяжения. Но так как обшие перемещения, а следовательно, и поворот опорных осей сильно увеличивается, то растягивающие усилия в листе начинают воспринимать все большую и большую нагрузку. При наибольшем напоре лист получает свободную форму и вся нагрузка воспринимается, главным образом, растягивающими напряжениями в листе. Лист при этих условиях способен выдержать очень большое давление, во много раз превосходящее то, при котором напряжения достигают предела текучести. Эта особенность, которая в наибольшей степени проявляется у тонких листов, представляет большой интерес; ее можно в некоторых случаях полезно использовать, как об этом сказано в разд. 76.

Так как водонесение листа при разных напорах зависит только от $g = \frac{p}{r}$ и от $\mu = \frac{a}{r}$, то можно обобщить результаты испытаний, отнес их к некоторому одному значению величины g . Мы примем значение этой величины, равной бесконечности ($g = \infty$), т. е. примем в качестве стандарта длинный прямоугольный лист. Нам нужно знать коэффициент для заданного значения g , на который следует возмnoжить действующий напор h , чтобы получить такой напор, который вызвал бы в длин-

Таблица 5

Основные результаты опытов Баха

Листы	Толщина листов t , мм	Давня вертикаль стропила A , мм	$r = \frac{A}{t}$	Отклонение стропил r	Напор при нормальном течении A , мм	Напор B , мм	Напор разбрызгиваний C , мм	Отношение между остаточной и общей стропиной прогиба при напоре B , %	Общая стропиная прогиба при напоре C	
									мм	% от r
I	8,4	800	95,2	1	6,1	20,1	241,0	20,8	2,2	0,71
II	16,8	800	47,5	1	54,0	80,5	210,0	18,3	1,3	0,49
III	8,6	400	46,5	2	16,1	48,3	282,0	21,7	1,1	0,70
IV	16,8	400	24,2	2	60,5	181,0	342,0	26,8	0,6	0,38

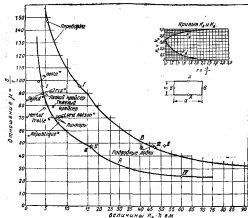
ном прямоугольном листе ($r = \infty$) такое же перемещение и такое же напряжение, какое было в заданном листе при действующем на него напоре. До предела текучести этот коэффициент будет практически равен указанному выше коэффициенту K_1 , значения которого приведены на рис. 56. Мы примем такое же значение этого коэффициента и для напоров, при которых напряжения превышают предел текучести, вплоть до напора, обозначенного на рис. 56 буквой B , при котором остаточная деформация равна около 20% общей деформации и при котором эти деформации начинают быстро увеличиваться.

После этого мы можем построить стандартные кривые A и B , показанные на рис. 56, соответствующие условиям изгиба листов, характерными точками A и B на рис. 55. По горизонтальной оси означены эквивалентные напоры $\delta_1 A$, а по вертикальной — соответствующие значения величины $\alpha = \frac{\delta_1}{r}$.

Кривая A проведена через четыре точки, полученные из опытов Баха с умножением действительного напора на коэффициент k_1 , который был принят равным 0,64 для квадратной пластины и 0,96 для прямоугольной. На рис. 56 видно, что точки для листов II и III совпадают, что и должно быть, если величина k_1 взята правильно, так как r почти одинакова для обеих листов. Кривая для k_1 таким образом подтверждается.

Чтобы установить соотношение между результатами опытов и практикой, на рис. 56 занесено несколько точек для наружной обшивки военных кораблей различных классов с двойным ядром. Для определения α толщина t принималась равной стандартной или нормальной толщине листов деки в середине длины корабля между килевым и скуловым поясками. Размер r принимался равным расстоянию между шпангоутами за вычетом ширины полки шпангоутного угольника. Высота напора принималась равной средней осадке при нормальном водоизмещении. Коэффициент k_1 определялся по диаграмме рис. 56 в зависимости от r с учетом действительных расстояний между стрингерами и флорами в каждом отдельном случае. На рис. 56 видно, что большинство точек лежит вблизи кривой A , следовательно, как правило, напряжения в наружной обшивке, как иному, не превышают

предела текучести при плавании на тихой воде. При наибольшем водонамещении и при плавании на волне, повидимому, напряжения могут переходить за предел текучести на большинстве кораблей. Однако такой переход за предел текучести может, вероятно, местный характер и возможен только в середине длинной стороны опорного контура



прямоугольной пластине, а остаточная стрелка прогиба, которая при этом получается, обычно настолько мала, что не имеет практического значения.

Кривая В также получена на основании опытов Ваха. Она вычерчена по четырем точкам, соответствующим нагрузкам, при которых остаточная стрелка прогиба получалась приблизительно равной 20% от общей стрелки прогиба. Кривая проведена через точку III вместо того, чтобы вести ее между точками II и III, так как точка III не может быть сдвинута вправо, поскольку k_x не может быть больше единицы. Кривая проходит через точку IV, не поместившуюся на рис. 56. Несколько точек для наружной обшивки прочного корпуса подводных лодок при давлении, соответствующем испытательному давлению, располагаются на рис. 56 очень близко к кривой В, однако стрелки прогибов при этих нагрузках неизвестны. Было бы трудно получить для наружной обшивки подводных лодок точки, соответствующие нагрузкам,

при которых остаточная стрелка прогиба составляла бы 20% от величины общей стрелки прогиба, но кривая наружной обшивки дает верными такие подсчеты. Верхняя часть кривой В получена в соответствии с результатами испытаний переборок и по одному испытанию платформы, проведенным в американском военном флоте. Точки соответствуют наибольшим испытательным нагрузкам и остаточным стрелкам прогиба, равным около 15% от величины общей стрелки прогиба. Измерение прогибом проводилось очень тщательно.

В общем точки, занесенные на существующих кривых конструкций, хорошо согласуются с соответствующими кривыми. Эти кривые требуют дальнейшей корректировки на основании опытов, однако и в настоящее время ими можно с известной осторожностью пользоваться для определения толщины листов или расстояния между шпангоутами и ребрами для различных судовых переборок.

Кривой А можно пользоваться для определения толщины наружной обшивки обычных кораблей с двойным дном, как выше было указано; ей можно пользоваться также для определения толщины листов переборок дятанков и листов настила внутреннего дна в системах питательной воды и в нефтяных системах. Нижней частью кривой В можно пользоваться для определения толщины листов системы, предназначенных для большого давления, и как верхнюю предельную толщины наружной обшивки подводных лодок округлого сечения. Верхней частью кривой В можно пользоваться для определения толщины листов обыкновенных водонепроницаемых переборок, платформ, настила внутреннего дна в районе балластных систем и вообще во всех случаях, когда может быть допущена умеренная остаточная деформация.

На кораблях без двойного дна и, в частности, на многоосных, толщина обшивки зависит не только от величины давления воды. Соответствующие точки будут находиться ниже кривой А, что указывает на то, что толщина обшивки у этих кораблей больше, чем требуется по условию статического давления воды.

Применение кривых мы иллюстрируем двумя примерами.

1. Линейный корабль имеет осадку 8,5 м; расстояние между шпангоутами 2,4 м и между стрингерами 1,2 м; ширина полка шпангоутов угольников 90 мм. Определить толщину листов наружной обшивки.

Имеем $r = \frac{a}{s} = \frac{2,4}{1,2} = 2$; по диаграмме на рис. 56 находим $k_2 = 0,96$ и, следовательно,

$$k_2 t = 0,96 \cdot 8,5 = 8,2 \text{ м.}$$

Пользуясь кривой А, находим

$$\rho = \frac{a}{t} = 65.$$

Так как $s = 1200 - 90 = 1110 \text{ мм}$, то $t = \frac{1100}{65} = 17 \text{ мм}$.

Действующая нагрузка на обшивку $w = 8,5 \text{ м/м}^2 = 0,85 \text{ кг/см}^2$, и поэтому наибольшее напряжение посередине длинной стороны по выражению (80)

$$\rho = \frac{1}{2} k_2 w r^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,96 \cdot 0,85 \cdot 65^2 = 1750 \text{ кг/см}^2.$$

Такое напряжение не превосходит предела текучести судостроительной стали.

2. Легкий крейсер имеет осадку 4,7 м; толщина донных листов 10 мм и расстояние между стрингерами в два раза меньше, чем расстояние между шпангоутами; ширина шпангоутного угольника 90 мм. Найти наибольшее допустимое расстояние между стрингерами.

Находим при $\nu = 2$, $k_2 = 0,96$; $k_1 k = 0,96 \cdot 4,7 = 4,5$ м. По кривой А находим $p = 89$. Поэтому $z = z_p = 10 \cdot 89 = 890$ мм и, следовательно, расстояние между стрингерами должно быть $890 + 90 = 980$ мм.

Напряжение по выражению (80)

$$p = 1820 \text{ кг/см}^2.$$

Полученные в этих примерах напряжения оказываются несколько меньше, чем напряжения, даваемые теоретической формулой (78), что подтверждает сказанное ранее о влиянии пренебрежения растягивающими усилиями, получающимися при изгибе листов.

ПРОЧНОСТЬ КОЛОНН И ЛИСТОВ ПРИ СЖАТИИ

26. Колонны

1. Судовые колонны. На военных кораблях колонны встречаются главным образом, в виде пустотелых или сплошных шпаллерсов, или стоек, поддерживающих бимсы. Расчет колонн судовых конструкций является задачей менее определенной, чем в гражданском строительстве, в котором действующие на колонны сжимающие нагрузки могут быть определены с гораздо большей точностью. Величина нагрузки статической и динамической, которой подвергаются шпаллерсы, обычно очень трудно поддается определению: части конструкций, к которым шпаллерсы крепятся, получают угловые перемещения и нагружаются несимметричной нагрузкой, вызывающей в них неизвестные добавочные напряжения. Однако бывают случаи, когда действующая нагрузка может быть оценена достаточно точно, как, например, для шпаллерсов, установленных под барбетами, вращающимися башнями, под шлюзовыми или под другими танками сосредоточивающей грузами. Указанные выше добавочные напряжения, конечно, могут быть практически устранены применением шарнирных опор на концах шпаллерсов, но судовые шпаллерсы почти всегда имеют концы, заделанные вследствие приклеивания их к конструкциям корпуса. Такой метод закрепления концов стоек предпочтительнее как более простой, дешевый и, как по крайней мере это кажется, более надежный. Однако этот метод не всегда будет наилучшим и в некоторых случаях, как указано ниже, все же, несомненно, должны применяться шпаллерсы с шарнирно закрепленными концами.

Колонны могут разрушаться двумя совершенно различными путями: вследствие потери устойчивости или же вследствие постепенного увеличения сжимающего усилия. В обоих этих случаях окончательное разрушение колонны происходит вследствие изгиба, но с той разницей, что в случае потери устойчивости при достижении нагрузкой известного предела малейшее последующее увеличение ее или малейшее ее осевое отклонение вызывают мгновенное и полное разрушение колонны, хотя напряжения в ней в этот момент не превысили предела упругости материала. Во втором же случае, получаемом у сравнительно коротких колонн, увеличение эксцентричной нагрузки, вызывающей изгиб колонны, сопровождается постепенным увеличением этого изгиба до тех пор, пока напряжения в колонне не превысят предела упругости материала, после чего и наступит ее разрушение. Если в последнем случае снять нагрузку раньше, чем предел текучести будет превышен, то колонна вернется к своему первоначальному ненапряженному положению,

Величина нагрузки, вызывающая потерю устойчивости колонны, определяется формулой Эйлера, которая дает большую точность для длинных и тонких колонн и может применяться во всех случаях, где отношение между длиной и радиусом инерции поперечного сечения колонны $\frac{l}{r} > 175$. Для сплошных шпалерсов круглого сечения соответствующее отношение длины шпалерса к его диаметру $\frac{l}{d}$ должно быть около 45.

Для колонны со свободно поворачивающимися концами формула Эйлера имеет вид:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{l}{r}\right)^2}, \quad (81)$$

где $P_{кр}$ — критическое напряжение, вызывающее разрушение (потерю устойчивости).

Для колонны, имеющей заданные концы, критическое напряжение в четыре раза больше, чем для колонны со свободно поворачивающимися концами.

Для шпалерсов военных кораблей отношение $\frac{l}{r}$ обычно меньше 175, и такие шпалерсы поэтому могут разрушиться от простого нагиба раньше, чем будет достигнуто критическое напряжение (предел устойчивости).

Расчет таких шпалерсов должен производиться на изгиб при некоторых предположениях относительно эксцентриситета действующей нагрузки.

2. **Случай добавочных напряжений.** Даже при самом тщательном изготовлении и установке колонны нагрузка никогда не будет действовать на нее совершенно центрально. Невозможная небольшая начальная кривизна оси колонны и небольшая эксцентрисичность нагрузки вызовут в колонне изгибающие моменты. Изгибающие моменты могут также появляться в результате трения в шарнирах свободно опертый колонны. Другими словами, на практике условия работы колонны не могут быть идеальными и никакая теоретическая формула, определяющая момент разрушения колонны, не может учесть этого фактора.

Ниже рассмотрим ясно отличаемые небольшие и неизбежные отклонения от идеальных условий, которые не всегда могут быть достаточно точно оценены, но на практике они часто встречаются и существенно влияют на расчеты или предполагаются известным. Будем называть центральными нагруженными и такие колонны, которые считаются нагруженными без эксцентриситета или в отношении которых приняты все меры, чтобы избежать добавочных напряжений. Основные причины, при которых в колоннах появляются добавочные напряжения, должны быть рассмотрены каждая отдельно в своей чистой форме.

1. Колонна поддерживает балку, свободно опирающуюся на верхний конец колонны и нагруженную двумя неравными силами P_1 и P_2 , так расположенными относительно оси колонны, что балка находится в равновесии. Очевидно, перерезывающие силы P_1 и P_2 , действующие на балку с разных сторон от оси колонны, не будут коллинеарными, и

следовательно, нагрузка $P = P_1 + P_2$ будет прилагаться эксцентрично (рис. 57).

2. Колонна поддерживает жестко соединенную с колонной балку, которая нагружена равными по величине, но направленными в противоположные стороны вертикальными силами P . В этом случае экс-



Рис. 57.



Рис. 58.



Рис. 59.

центрисм не будет иметь вертикальной нагрузки, а будет подвергаться чистому изгибу моментом пары сил M (рис. 58).

3. Сила P приложена в центре верхнего конца колонны и составляет угол θ с ее осью. Разложив силу P на вертикальную и горизонтальную составляющие, получим сжимающую силу $P \cos \theta$, действующую по оси колонны, и нормальную к оси колонны силу $P \sin \theta$, которая создает изгибающий момент, увеличивающийся от верхнего конца к нижнему (рис. 59).

Все эти случаи нагрузки в судовых пиллерсах, жестко закрепленных на своих концах, могут проявляться одновременно. Несимметрично нагруженный, отклонившийся на пиллерс бинс создает нагрузку, действующую эксцентрично и параллельно оси пиллерса; этот бинс может одновременно подвергаться угловым деформациям, нагружая таким образом пиллерс изгибающим моментом. При крене или при перекосях поперечных секций корпуса корабля, возникающих по каким-либо причинам, нагрузка в пиллерсе прикладывается под углом к его оси.

Все эти три причины могут быть представлены как результат действия одной силы P , приложенной к верхнему концу пиллерса в некотором расстоянии от его оси и направленной под



Рис. 61.

Ясно, что пиллерс может лишь незначительно сопротивляться поперечной силе $P \sin \theta$, которая стремится вызвать его боковое смещение, показанное на рис. 61; в этом случае получается наиболее неблагоприятное условие нагрузки пиллерса в виде комбинации из из-

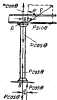


Рис. 60.

гибающего момента и эксцентричного сжатия. На военном корабле, однако, жесткость корпуса обычно настолько велика, что перекосы поперечных осей его не могут вызвать такого значительного искривления пиллерса, показанного на рис. 61. Поэтому обычно поперечными силами можно пренебречь, но все-таки бывают случаи, когда необходимо наличие этих сил учитывать и предусматривать для их восприятия диагональные подкрепления или иные связи. Такие подкрепления приходится делать, например, в пиллерсах, поддерживающих ростерные бимсы под шлюпками.

Если пиллерс жестко закреплен у нижнего конца, то пара сил $P \cos \theta$, действующая у его верхнего конца, будет уравновешена моментом, приложенным в нижнем закрепленном конце пиллерса. Этот момент может быть представлен в виде двух равных сил $P \cos \theta$, из которых одна, направленная вверх, приложена в расстоянии e от оси. Так как все силы, действующие по оси пиллерса, взаимно уравновешиваются, то окончательно останутся лишь две силы $P \cos \theta$, действующие в противоположном направлении вдоль одной и той же вертикальной линии, в расстоянии e от оси пиллерса. Эти две эксцентрично действующие силы производят осевое сжатие пиллерса и изгиб его посто-



Рис. 62.

янным моментом $P \cos \theta \cdot e$. Если пиллерс имеет шарнирное закрепление нижнего конца, то реакция в этом конце, создаваемая моментом, приложенным в верхнем конце, будет в виде горизонтальной силы, показанной на рис. 62, так как в шарнире, если пренебрегать трением, не может возникнуть реактивного момента. Горизонтальная реакция в шарнире может быть определена из условия:

$$R = P \cos \theta \cdot e.$$

В этом случае пиллерс будет подвергаться действиюгибающего момента, увеличивающегося от точки В к А.

Если конструкция, к которой закреплен нижний конец пиллерса, недостаточно жесткая, то получающиеся здесь реакции будут иметь промежуточное значение между рассмотренными выше реакциями при полном закреплении и при шарнирном закреплении этого конца пиллерса.

В этом случае будут существовать и реактивный момент и реактивная сила, создающие переменный по величине момент вдоль пиллерса.

В судовых конструкциях пиллерсы имеют оба конца для закрепления, или свободно опертыми, и поэтому с горизонтальной реакцией R пришлось бы считаться лишь для пиллерсов с закрепленными концами, входящих в состав недостаточно жесткой конструкции. На военных кораблях имеют настолько жесткую конструкцию корпуса по сравнению с жесткостью пиллерса, что горизонтальными реакциями R можно пренебречь. На основании сказанного выше можно при расчете пиллерсов не считаться со всеми силами, нормальными к оси пиллерса, и рассматривать только центральную или эксцентричную нагрузку, параллельную этой оси¹.

¹ Между прочими причинами складывающейся по этому вопросу науке здесь указано достаточно большое значение.

Во избежание дополнительных напряжений при значительных эксцентриситетных нагрузках лучше всего концы пиллерсов закреплять шарнирно. Такой случай может быть для боковых пиллерсов подводных лодок, показанных на рис. 38 (см. также пример в конце этого раздела).

3. **Формула Монкриффа.** Рассмотрим сначала центрально нагруженную колонну. Формула для вычисления критической нагрузки центрально нагруженной колонны должна учитывать различие в колонне небольших, неизбежных на практике, отклонений от идеальных условий. Такой учет по необходимости должен носить эмпирический характер, но он должен базироваться на результатах экспериментов и работы существующих конструкций, т. е. расчетная формула должна быть выведена на рациональной базе и быть согласованной с результатами всех известных надежных опытных исследований. Формула, предложенная Монкриффом¹, удовлетворяет этим условиям. Она базируется на данных более 2000 испытаний, произведенных разными экспериментаторами, включая все надежные испытания до 1900 г., и подтверждается результатами более поздних испытаний.

Монкрифф при выводе своей формулы принял такой эксцентриситет, при котором она дает нижний предел для критической нагрузки, полученной путем экспериментов.

Мы не будем здесь рассматривать подробно развитие этой формулы, но лишь отметим главные моменты этого развития и сделанные при этом допущения. Формула выведена из основного выражения для случая одновременного сжатия и изгиба стержня:

$$P_c = \frac{P}{F} + \frac{P(e + \Delta)}{I} \quad y = P \left(1 + \frac{e + \Delta}{r^2} y \right),$$

где P_c — временное сопротивление материала на сжатие, которое для стали, железа и сплавов может быть принято равным временному сопротивлению материала на растяжение; для различных пород дерева значения временного сопротивления на сжатие приведены в табл. 3;

e — эксцентриситет, обусловленный первоначальной кривизной оси колонны и эксцентриситетом приложенной нагрузки;

P — наименьшее значение сжимающего напряжения, полученное по результатам испытаний колонн на сжатие при принятом Монкриффом предположении относительно величины e ;

Δ — стрелка прогиба от изгиба в среднем сечении колонны;

y — расстояние крайней фибры сечения от нейтральной оси.

Монкрифф сделал допущение, что кривая изгиба колонны является параболой. В этом случае для колонны со свободно поворачивающимися концами было получено:

$$\Delta = \frac{Pe l^3}{48E I^2 - \frac{5}{8} P I^2}.$$

Значения E модуля упругости, входящего в это выражение, даны в табл. 6.

¹ „The Practical Column“, Am. Soc. Civ. Eng. 1901.

Таблица 6

Материалы	Модуль упругости E , кг/см ²	Материалы	Модуль упругости E , кг/см ²
Сварочное железо	$1,87 \cdot 10^6$	Яхта и канадская сосна	$1,1 \cdot 10^6$
Все сорта стали	$2,1 \cdot 10^6$	Сосна желтая;	$1,4 \cdot 10^6$
Сосна белая	$0,98 \cdot 10^6$	Дуб	$1,4 \cdot 10^6$
Дугласова ель	$1,2 \cdot 10^6$		

Подставляя выражение для Δ в выражение для P_c и определяя отсюда $\frac{l}{r}$, получим:

$$\frac{l}{r} = \sqrt{\frac{48E \left(\frac{P_c}{P} - 1 - \frac{e^2}{r^2} \right)}{E P_c + P \left(\frac{e^2}{r^2} - 1 \right)}}$$

Основываясь на результатах испытаний колонн, Монакрифф принял величину $\frac{e^2}{r^2}$ равной 0,5, что соответствует для сплошной цилиндрической колонны эксцентриситету, равному $0,3e$, и представил свою формулу в следующем виде:

$$\frac{l}{r} = \sqrt{\frac{3,6E (P_c - 1,4P)}{P (P_c - 0,88P)}} \quad (82)$$

По этой формуле в Бюро постройки и ремонта американского флота были построены таблицы для расчета паллерсов¹. Как видно, эта формула выведена в предположении, что разрушение колонны происходит от появления в ней чрезмерных сжимающих напряжений, что и наблюдается в действительности у судовых паллерсов и стоек из сварочного железа или стали, если не применяются паллерсы с плоскими концами. У чугунных колонн разрушение может произойти в результате появления чрезмерных растягивающих напряжений, и для использования формулы в этом случае необходимо в ней соответствующим образом изменить знаки.

Если колонна нагружена эксцентричной нагрузкой, причем величина эксцентриситета e известна, то влияние наличия такого эксцентриситета может быть учтено прибавлением его к минимальному эксцентриситету e в вышеприведенной формуле.

Придавая величине $\frac{e^2}{r^2}$ прежнее значение 0,5, мы получим следующее выражение для случая действия эксцентричной нагрузки:

$$\frac{l}{r} = \sqrt{\frac{3,6E \left[P_c - P \left(1,6 + \frac{e^2}{r^2} \right) \right]}{P \left[P_c + P \left(\frac{e^2}{r^2} - 0,88 \right) \right]}} \quad (83)$$

¹ Anderson, „Column Tables for Ship Work“, International Marine Engineering, 1920.

Если колонна имеет концы не свободно опертые, а закрепленные, то в приведенных выше формулах следует величину l заменить на $\frac{1}{2}l$, т. е. величину $\frac{l}{r}$ на $\frac{1}{2} \frac{l}{r}$, где l — длина колонны. Если нет уверенности в полном закреплении концов колонны, то должно быть принято некоторой промежуточное значение между $\frac{l}{r}$ и $\frac{1}{2} \frac{l}{r}$.

Для колонны переменного сечения, имеющей закрепленные концы, площадь и радиус инерции должны вычисляться для наименьшего поперечного сечения колонны. Для колонны с шарнирными концами, если плоскость разрушения ее определяется конструкцией опорных шарниров, радиус инерции должен приниматься соответствующим этой плоскости при том условии, однако, чтобы он не превосходил более чем в два раза наименьшего радиуса инерции сечения колонны.

4. Кривые. Для облегчения пользования формулой Монкраффа могут быть построены соответствующие кривые¹ для разных сортов стали, приемая в качестве аргумента отношение $\frac{l}{r}$.

Эти кривые наглядно показывают, что колонны с малым отношением $\frac{l}{r}$ из стали высокого сопротивления выдерживают нагрузку гораздо большую, чем такие же колонны из менее прочной стали, в то время как для тонких колонн, т. е. колонн, имеющих большое отношение $\frac{l}{r}$, эта нагрузка не зависит от качества стали. Причина заключается в том, что при малых отношениях $\frac{l}{r}$ доминирующим фактором в сопротивлении колонны является временное сопротивление материала (а также предел текучести), в то время как при больших отношениях $\frac{l}{r}$ доминирующим фактором в сопротивлении колонны является модуль упругости E , значение которого для всех сортов стали практически одинаково.

В опытах Хирага² (Y. Hiraga) было найдено, что при отношениях l/d от 12 до 26 колонны из легированной стали высокого сопротивления выдерживали почти на 40% большую нагрузку, чем колонны из мягкой стали. Однако с увеличением длины колонн это преимущество стали высокого сопротивления уменьшалось, и при большой длине колонны из стали высокого сопротивления и из мягкой стали выдерживали одинаковую нагрузку.

5. Конструкция колонн. Колонны с закрепленными концами должны иметь постоянное поперечное сечение. Колонны с шарнирными концами могут суживаться по направлению к концам.

Колонны и иные подвергавшиеся сжатию конструкции, состоящие из листов и угольников, должны иметь толщины всех частей не менее $\frac{1}{16}$ расстояния между связями, поддерживающими эти части. Части, имеющие свободные края, должны быть толщиной не менее $\frac{1}{16}$ их выступающей ширины. У круглых колонн толщина стенок не должна быть менее $\frac{1}{16}$ диаметра. Эти правила преследуют цель предотвратить изгиб и выпучивание; они показаны рис. 63.

¹ См. выше ссылку на работу Андерсона.

² Jap. Soc. Nav. Arch., 1913.

6. Коэффициенты безопасности. Формула Монокриффа, выведенная в предположении наличия некоторого первоначального эксцентриситета, дает наименьшую нагрузку, при которой колонна, в соответствии с результатами проводившихся многих испытаний, подвергается разрушению. В этом отношении эта формула радикально отличается от всех других подобных формул, которые отображают средние, но не наименьшие результаты испытаний. Это обстоятельство должно быть учтено при назначении коэффициента безопасности, так как очевидно, что в данном случае он может быть как меньше, чем обычно. Нагрузка, определенная формулой Монокриффа, вероятно, очень близка к той, при которой достигается предел упругости в какой-либо точке

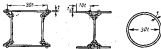


Рис. 63.

колонны. Поэтому представляется возможным уменьшить коэффициент безопасности в том же отношении, в каком находится между собой временное сопротивление и предел упругости материала. Вместе с тем значение коэффициента безопасности, например, четыре, который обычно назначается, когда нагрузка, включающая статические и динамические усилия, может быть оценена с достаточной достоверностью, рекомендуется назначить коэффициент безопасности от двух до трех. Если нагрузка не может быть определена с достаточной точностью, коэффициент безопасности должен быть соответственно увеличен.

Если возможно сделать непосредственное сравнение с подобной колонной, находящейся в одинаковых условиях работы на построенном корабле, оправдавшем себя продолжительной службой, то такое сравнение должно быть использовано в качестве руководящего при выборе коэффициента безопасности.

В обычной инженерной практике коэффициент безопасности отнесен к напряжению; во многих случаях это оказывается равносильным отношению его к внешней нагрузке. Например, при пользовании обычной формулой упругого изгиба результат будет одинаков, отнеси ли коэффициент безопасности к изгибающему моменту или к напряжению. Формула Монокриффа может рассматриваться, как простое отображение результатов большого числа испытаний, и на ее построения указывает, что коэффициент безопасности следует относить непосредственно к p , т. е. к удельной нагрузке колонны¹.

7. Сжатые стержни в железнодорожных мостах². Интересно сравнить приведенные здесь правила с практикой гражданского строительства. В конструируемых железнодорожных мостах допустимое осевое сжатие определяется формулой:

$$p_1 = \left(1120 - 4,9 \frac{l}{r} \right) \text{ ат.} \quad (84)$$

¹ E. Anderson, Int. Mat. Rev., 1908.

² Am. Railw. Eng. Ass., General Specifications, 1904.

где P_A — допустимое напряжение, которое не должно превосходить 1000 ат.

Эта формула содержит коэффициент безопасности, введенный в нагрузку, что видно из следующих сопоставлений.

Сравнивая значения p_c , получаемые по этой формуле, со значениями p , получаемыми по формуле Монкриффа, можно видеть, что при $\frac{l}{r} = 30-150$ коэффициент безопасности по формуле (84), отнесенный к нагрузке, получается равным от 2,5 до 2, что хорошо согласуется с рекомендованным выше его значением. Длина основных скрепленных стержней конструкций железнодорожных мостов не допускается свыше, чем в 100 раз превосходящий наименьший радиус инерции их сечения ($\frac{l}{r} < 100$); при таком ограничении отношения $\frac{l}{r}$ рабочее напряжение не допускается свыше 630. По формуле Монкриффа, для отношений $\frac{l}{r} = 100$ и для обыкновенной стали критическое напряжение получается порядка 1400 ат. Соответствующий этому коэффициент безопасности, равный $1400 : 630 = 2,2$, согласуется с рекомендованным выше его значением.

В более современной¹ практике американского гражданского строительства применяется следующая расчетная формула для конструктивной стали:

$$P_A = \frac{1270}{1 + \frac{l^2}{16000r^2}} \text{ ат.} \quad (84')$$

В этой формуле величина допустимого напряжения лимитируется значением 1050 ат при $\frac{l}{r} < 55$. Формула (84') дает несколько большее значение для допустимого напряжения по сравнению со старой формулой (84).

4. Примеры. Пример 1. Определить коэффициент безопасности для трубчатых пилястров диаметром 203 мм, установленных под центральным коридором на корабле водоизмещением 22000 т, в расстоянии 1,3 м друг от друга; длина пилястров $l = 538$ см, радиус инерции $r = 7,3$ см, площадь поперечного сечения $F = 82$ см², критическое напряжение стали $p_c = 4200$ ат.

Рассмотрев пилястр как колонну с закрепленными концами, находим по формуле (82) для значения

$$\frac{l}{2r} = \frac{538}{2 \cdot 7,3} = 36,6,$$

критическое напряжение равным:

$$p = 2440 \text{ ат.}$$

Соответствующая критическая нагрузка

$$P = P_p = 82 \cdot 2440 = 200000 \text{ ат} = 200 \text{ т.}$$

Допустим, что когда корабль находится в доке, то одна четверть его собственного веса распределяется равномерно вдоль центрального косяка на длину соответствия его с водоизмещением, равной 127 т. В этом случае на каждый пилястр будет действовать следующая нагрузка, равная

$$P = \frac{22000 \cdot 1,3}{4 \cdot 127} = 52 \text{ т.}$$

¹ Shedd, T. C., Structural Design in Steel, 1934.

Коэффициент безопасности паллеры получается равным $\frac{300}{132} = 2,25$. Этот коэффициент безопасности, конечно, имеет значение только для сравнения с другими такими же случаями.

Пример 2. Проверим прочность формового паллера, установленного в шаровом подшипнике колонны при следующих данных: действующая на паллеру нагрузка $P = 15,5$ т; длина паллера, считая концы его закрепленными, $l = 348$ см; площадь поперечного сечения $F = 35,2$ см²; радиус инерции сечения $r = 4,15$ см; расстояние от линии фибр от нейтральной оси $y = 9,2$ см; ортогональные моменты инерции $I_x = 4200$ см⁴, модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^6$ ат.

1. Предположим сперва, что нагрузка действует на паллеру совершенно центрально. По формуле (82) получим для значения

$$\frac{l}{2r} = \frac{348}{2 \cdot 4,15} = 20,9$$

$$p = 2500 \text{ ат.}$$

Коэффициент безопасности получается равным:

$$\frac{P \cdot p}{P} = \frac{35,2 \cdot 2500}{15 600} = 5,6.$$

2. Предположим, что, учитывая уклон установки паллера, следует допустить возможность образования в нем эксцентриситета порядка $e = 6$ см.

Значение e считаем

$$\frac{ey}{r^2} = \frac{6,2 \cdot 6}{4,15^2} = 2,14.$$

Подставим найденные численные значения в формулу (83) для эксцентричной нагрузки, получим:

$$29,36 = \frac{9,6 + 2,1 \cdot 10^6 [4200 - p(1,6 + 2,16)]}{p[4200 + p(1/2 \cdot 2,16 - 0,84)]}$$

откуда получим уравнение:

$$p^2 - 2,56 \cdot 10^6 p + 2,73 \cdot 10^8 = 0.$$

Решив уравнение, даем

$$p = 1070 \text{ ат.}$$

Коэффициент безопасности получается равным:

$$\frac{35,2 \cdot 1070}{15 600} = 2,4.$$

Отсюда видно, что принята эксцентриситет действующей нагрузки понижает прочность паллера на

$$100 \cdot \frac{5,6 - 2,4}{5,6} = 57 \%.$$

3. Предположим, что у рассматриваемого паллера концы были бы закреплены шарнирно, причем расстояние между осями этих шарниров было равно $l = 330$ см. В этом случае

$$\frac{l}{r} = \frac{330}{4,15} = 33,5$$

критическое напряжение

$$p = 2160 \text{ ат.}$$

Коэффициент безопасности получается равным

$$\frac{35,2 \cdot 2160}{15 600} = 4,85.$$

Полученное значение коэффициента безопасности показывает, что паллеры с шарнирными концами оказываются почти в два раза прочнее, чем такой же паллеры с закрепленными концами, но нагруженной эксцентричной нагрузкой.

Пример 2. Палубный шпалер поддерживает предмет весом длиной 2,5 м при расстоянии между балками 1,2 м; палуба нагружена равномерной нагрузкой 1450 кг/м². Длина шпалера $l = 2,66$ м, наружный диаметр 140 мм, внутренний диаметр 100 мм; масса шпалера пренебрегается.

Действующая на шпалер нагрузка

$$P = 2,5 \cdot 1,2 \cdot 1450 = 3900 \text{ кг.}$$

При центральной прогибании этой нагрузкой средняя критическая нагрузка шпалера получается равной 69 т и коэффициент безопасности 1,2. Если предположить, что действующая нагрузка приложена в расстоянии 0,7 м от оси шпалера, то коэффициент безопасности уменьшится до 2,0, т. е. прочность шпалера увеличится почти в два раза по сравнению со случаем действия центральной нагрузки, но все же запас прочности будет весьма недостаточным.

27. Листы под действием сжатия и среза

В приводимых ниже материалах широко использованы различные работы С. П. Тимошенко.

1. Выпучивание листов под действием простого сжатия. Этот вопрос представляет особый интерес применительно к жесткой палубе и обшивке днища быстроходных кораблей легкой постройки. Действительно, известно несколько случаев выпучивания листов на крейсерах и миноносцах.

Листы поддерживаются системой поперечных и продольных балок, которые образуют прямоугольные участки листов различных размеров, имеющих различную степень закрепления их кромок.

При ходе корабля против волн листы палубы и днища подвергаются попеременно сжимающим усилиям, действующим в плоскости листов и приложенным к их поперечным кромкам. Важно знать, не произойдет ли выпоб (выпучивание) листов, прежде чем будет достигнуто в них предел текучести материала.

Обозначим буквами a и b соответственно продольный и поперечный размеры участка листа, как показано на рис. 64. Поведение рассматриваемого участка листа при действии сжимающих усилий, приложенных к поперечным кромкам, зависит от отношения толщины листа к его главным размерам, от отношения $\frac{a}{b}$ и характера заделки листа на его опорных кромках.

Если лист имеет возможность свободно поворачиваться около опорной кромки, но не может перемещаться в своей плоскости в направлении, нормальном к этой кромке, то говорят, что он свободно оперт; если лист не может ни вращаться, ни перемещаться, то говорят, что лист закреплен или жестко заделан. Обычно одностороннее заклепочное крепление листа с большим шагом заклепок по балкам или шпангоутам не может предотвратить выпучивание его при выпобах; он может выпучиться наружу с одной стороны и внутрь с другой стороны опорной кромки и поэтому должен рассматриваться как свободно опертый.

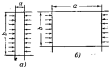


Рис. 64.

Рассмотрим сначала случай очень узкого участка листа, сжимаемого по направлению его коротких сторон, как показано на рис. 64, а; пусть, например, $\frac{b}{a} > 5$. Это может относиться к листам мановосцев, построенных по старой системе, на которых расстояние между поперечными балками очень мало по сравнению с расстоянием между продольными балками.

Наименьшее критическое напряжение для случая свободно опертых всех четырех кромок дается формулой:

$$p = \frac{\pi^2 E m^2}{12 (m^2 - 1)} \cdot \frac{t^3}{a^2} \quad (85)$$

Эта формула отличается от обычной формулы Эйлера для стержня длиной a лишь множителем $\frac{m^2}{m^2 - 1}$, которым учитывается, что в сжатом листе свободное поперечное удлинение в его плоскости невозможно.

При значении $m = 10$, величина этого множителя равна 1,1, т. е. критическое напряжение листа на 10% больше, чем оно было бы в отдельной элементарной полоске. Следует отметить, что размер листа b не входит в эту формулу. Кромки, параллельные сжимающим усилиям, предполагаются настолько удаленными, что они уже не оказывают заметного влияния на поведение листа вдали от этих кромок.

При $E = 2,1 \cdot 10^6$ ам и $m = 10$, формула (85) представляется в виде:

$$p = \frac{9,87 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,1}{12} \cdot \frac{t^3}{a^2} = 1,9 \cdot 10^8 \frac{t^3}{a^2} \text{ ам.} \quad (85')$$

Если лист может сжаться закрепленным вдоль его поперечных кромок b , то правую часть выражения (85) следует домножить на 6, и формула (85') для этого случая представляется в виде:

$$p = 7,6 \cdot 10^8 \frac{t^3}{a^2} \text{ ам.} \quad (86)$$

Для участков листа с разными отношениями между сторонами, когда $a > \frac{1}{5} b$, как показано на рис. 64, б, и при разных условиях закрепления его на оборных кромках критическое сжимающее напряжение может быть выражено следующей более общей формулой:

$$p = k p_0 \quad (87)$$

где

$$p_0 = \frac{\pi^2 E m^2}{12 (m^2 - 1)} \cdot \frac{t^3}{a^2} \quad (88)$$

k — коэффициент, величина которого зависит от отношения $\frac{a}{b}$ и характера закрепления оборных кромок листа;

b — длина кромок, по которым приложено равномерное сжимающее усилие в плоскости листа.

Если принять $E = 2,1 \cdot 10^6$ ам и $m = 10$, то выражение (88) представляется в виде:

$$p_0 = 1,9 \cdot 10^8 \cdot \frac{t^3}{a^2} \text{ ам.} \quad (88')$$

Рассмотрим, например, минимосец, имеющий продольную систему набора, состоящую из легких близко расположенных продольных балок и тяжелых широко расположенных поперечных балок. Хотя поперечные опорные кромки листов можно практически считать закрепленными, но так как участки листов получаются относительно длинными, то на них в продольном направлении может образоваться несколько волн от выпучивания, поэтому влияние закрепления этих кромок будет незначительным. Вдоль легких продольных балок листы могут выпучиваться в соседних участках в разные стороны, поэтому закрепление листов вдоль длинных кромок не может быть значительным. С некоторой ошибкой в безопорную сторону следует принять все четыре кромки участка листа свободно опертыми.

В этом случае коэффициент k_1 , зависящий от отношения $\frac{a}{b}$, может быть вычислен по формуле:

$$k_1 = \left(\frac{a}{nb} + \frac{nb}{a} \right)^2, \quad (89)$$

где n — целое число, равное числу полуволн в продольном направлении, образующихся при выпучивании листа.

Число n должно быть выбрано таким, при котором выражение (89) получает наименьшее значение.

В поперечном направлении, т. е. в направлении, нормальном к сжимающей оси, образуется лишь одна полуволна. При малом значении a сравнительно с b первым слагаемым в выражении (89) можно пренебречь, и тогда формула (88) после замены в ней b на a обращается в формулу (85). Величины коэффициента k_1 для разных значений отношения $\frac{a}{b}$ даны в табл. 7; n должно быть выбрано в каждом частном случае таким, чтобы величина коэффициента k_1 получалась наименьшей.

Таблица 7

$a:b$	0,4	0,5	0,6	1,0	1,2	1,4	1,6
n	1	1	1	1	1	2	3
k_1	8,41	5,24	4,20	4,00	4,13	4,47	4,20
$a:b$	1,8	2,0	2,2	2,4	2,7	3,0	4,0
n	2	2	2	2	3	3	4
k_1	4,04	4,00	4,04	4,13	4,04	4,0	4,07

Из этой таблицы видно, что при всех значениях a , кратных b , коэффициент k_1 получается наименьшим и равным $k_1=4$. В этих случаях длина полуволны становится равной ширине панели, так что одна вы-

лучшим приходится на квадрат со стороной b . Если a очень велико сравнительно с b , то коэффициент k , может быть принят равным 4.

Если критическое напряжение p окажется ниже предела текучести материала, то оно должно быть принято в качестве критерия, определяющего величину рабочего напряжения. Однако, если критическое напряжение окажется намного меньше предела текучести материала, то целесообразнее увеличить жесткость листов и этим повысить критическое напряжение, чем попытаться рабочее напряжение. Такое увеличение жесткости листов может быть получено или за счет увеличения их толщины t , или за счет уменьшения расстояния между продольными балками b . Если по тем или иным причинам сделать это не представляется возможным, то листы должны быть подкреплены до-

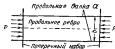


Рис. 65.

полными промежуточными ребрами. Поперечные ребра уменьшают отношение $\frac{a}{b}$, но это уменьшение не отражается заметным образом на значении p , так как оно мало влияет на величину коэффициента k , до тех пор, пока a не уменьшится до величины, равной около половины b . Отсюда следует, что участок листа, имеющий длину, например в три раза больше ширины, нужно было бы подкрепить по меньшей мере пятью поперечными ребрами.

Целесообразнее было бы подкреплять лист продольными промежуточными ребрами. При установке одного продольного ребра посередине участка (рис. 65) ширина b уменьшается до $b/2$, и вследствие этого, как это видно из выражения (88), критическая нагрузка увеличится в четыре раза. В некоторых случаях может представляться желательным подкреплять лист более, чем одним промежуточным ребром жесткости. Нужно отметить, что ребра жесткости можно изготовлять интёркостальными.

Установка промежуточных ребер жесткости является наиболее целесообразным средством для увеличения жесткости листов, но для того, чтобы это средство дало желательный эффект, необходимо, чтобы промежуточные ребра сами обладали достаточной жесткостью для предотвращения возможности их изгиба при вытискивании листов. Для выполнения этого требования без излишнего утяжеления ребер их размеры могут быть найдены в результате специального расчета, как рекомендовалось С. П. Тимошенко¹.

Было отмечено, что участки листов, связанные с прямоугольным жестким контуром, могут вытискиваться без разрушения. После прекращения действия нагрузки листы, поскольку напряженная не превосходит предела текучести, снова выпрямляются. Необходимо поэтому отличать критическую нагрузку, при которой начинается явление вытискивания и при которой, следовательно, часть листа перестает сопротивляться вместе с разрушающей нагрузкой, и нагрузку, при которой происходит полное разрушение листов.

Для случая свободно открытых кромок листа Карман² сделал приближенное допущение, что после начала вытискивания листа вся внеш-

¹ Theory of Plastic Stability, Section 70.

² Am. Soc. Mech. Eng., 1922.

нии нагрузка продолжает восприниматься двумя его полосками, с каждой стороны прилегающими к продольным балкам a , параллельным сжимающим усилкам. При этом считалось, что нагрузка равномерно распределяется по ширине этих полосок, не зависящей от общей ширины листа b , а только зависящей от толщины листа и предела текучести материала. Это допущение получило экспериментальное подтверждение, и мы имеем поэтому оправдание для введения в расчеты продольной прочности корнуса «эффективной ширины листов».

Согласно исследованию Кармаза, общая ширина указанных полосок определяется следующим приближенным выражением:

$$b_1^2 = \frac{4k\delta_0 a^2}{12(m^2 - 1)} \frac{t^3}{r_1} = 7,5 \cdot 10^6 \frac{t^3}{r_1}, \quad (4)$$

где r_1 — предел текучести, ам.

Видно, что выражение (4) может быть получено из выражений (87) и (88) заменой в последнем величины b на b_1 , x на r_1 и показав $k=4$. Это показывает, что после начала выпучивания лист ведет себя как свободно опертый участок листа шириной b_1 , имеющий длину, равную или кратную ширине, и такую толщину, при которой выпучивание начинается при напряжении, равном пределу текучести.

Для стали, имеющей предел текучести $r_1 = 2500$ ам, выражение (4) для «эффективной ширины» листа (b_1) принимает вид:

$$b_1 = 55t.$$

Учитывая влияние полос оборных балок, можно заключить, что для полного использования сопротивления листа расстояние между опорными балками не должно превышать $60t$.

В некоторых случаях кромка, параллельная сжимающим усилкам, оказывается заделанной, в то время как две остальные кромки участка листа остаются свободно опертыми. Это может быть, например, в случае крепления листов к высоким продольным балкам двойным рядом заклепок, а к легким поперечным балкам — одним рядом заклепок. В этом случае для коэффициента k в выражении (87), который обозначим знаком k_0 , должны быть приняты значения, приведенные в табл. 8.

Таблица 8

$a:b$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1
k_0	0,44	1,40	1,05	1,00	1,29	1,33	1,60	1,65	1,80	1,20	1,35	1,00

Из сравнения этой таблицы с табл. 7 видно, что устойчивость листов существенно повышается благодаря заделке их по продольным кромкам. Наибольшее критическое напряжение получается в этом случае при $\frac{a}{b} = 0,7$, а потому сжатый лист большой длины при выпучивании разбивается на прямоугольные участки, имеющие указанное выше отношение их сторон. При $\frac{a}{b} > 2$ значение коэффициента k_0 может быть с достаточной точностью принято равным $k_0 = 7,0$. Часто

условию закрепления кромок листов должны быть приняты, как некоторые средние между двумя рассмотренными выше крайними случаями.

Численный пример. Участки издубного настила на жесткой основе ограничиваются продольными балками, расстояние между которыми равно 26 см, и поперечными балками, расположенными в расстоянии 219 см друг от друга. Толщина настила 6,3 мм. Требуется проверить прочность настила против выщипывания при действии продольной сжимающей нагрузки. Листы настила рассматриваются как свободно опертые на всем четырем краям. Вера поправкам, учитывающим влияние поперечных продольных и поперечных балок, наводим:

$$a = 200 \text{ см}; b = 50 \text{ см}; \frac{a}{b} = 4.$$

По выражению (85')

$$p_0 = 1,9 \cdot 10^6 \frac{0,63^3}{50^3} = 300 \text{ ат.}$$

По табл. 7 $k_1 = 4,0$ и по выражению (87)

$$p = 4,0 \cdot 300 = 1200 \text{ ат.}$$

Полученное критическое напряжение является самым малым пределом прочности материала. Это подтверждает достоверность правила, приведенного в табл. 6, п. 10, согласно которому полученное в данном примере отношение $\frac{p}{\sigma} = 80$ следует принять с коэффициентом безопасности. Увеличив расстояние между продольными балками до 80 см ($\frac{a}{b} = 36$), мы получили бы критическое напряжение равным $p = 2420$ ат, т. е. близким пределу прочности материала. При увеличении толщины листов до 8,5 мм без изменения расстояния между балками мы получили бы $\frac{a}{b} = 33$ и значение критического напряжения $p = 2700$ ат, которое следовало бы принять более благоприятным с рассмотренной здесь точки зрения. Третьим средством могло бы быть увеличение листа средним продольным ребром. В этом случае мы имели бы $b = 26$ см, $\frac{a}{b} = 8$, что дало бы снова $k_1 = 4,0$ и мы имели бы, что $p = 600$ ат; при этом получался бы хороший коэффициент безопасности против выщипывания листа.

2. Выщипывание, вызываемое срезающими силами. Продольный изгиб корабля всегда сопровождается поперечным срезом в вертикальных плоскостях. Этот срез вызывает горизонтальный продольный срез, величина которого в каждой точке равна вертикальному срезу. В табл. 7 было указано, как изменяется величина горизонтальных и вертикальных касательных напряжений и что они обычно достигают наибольшей величины у нейтральной оси в сечениях, расположенных на расстоянии около одной четверти длины корабля от его оконечностей.

При кручении перерезывающая сила постоянна в данном сечении, но касательные напряжения изменяются в зависимости от толщины листов.

Мы здесь рассмотрим вызываемое срезом выщипывание или гофрирование участков листа между продольными и поперечными балками, предполагая равномерное распределение срезающих усилий вдоль свободных кромок листа.

Явление это аналогично выщипыванию листов под действием простого сжатия. В данном случае выщипывание происходит также под действием сжатия, но направление этого сжатия наклонно к кромкам

листа и сопровождается растяжением в вертикальном направлении.

Критическое значение срезающего (касательного) напряжения можно найти по прежнему выражению (87), но входящий в него численный коэффициент k_2 надо взять из табл. 9, т. е.:

$$\tau_{\text{кр}} = k_2 p_0.$$

Выражение (88) для p_0 остается без изменения.

Таблица 9

$a:b$	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	∞
k_2	9,4	8,0	7,3	7,1	7,0	6,8	6,4	6,3	6,1	5,4

Численный диаметр. Предложенные данные могут быть использованы для нахождения предельного отношения $\frac{b}{t}$, при котором становится возможным гофрирование участка листа в пролете его между двумя ребрами, как это показано на рис. 17.

Рассмотрим лист из легкой стали с пределом текучести для касательных напряжений 1400 мп и предположим сначала, что лист закреплен лишь своими поперечными ребрами. Предполагая, что края листа свободно оперты, получим по табл. 9 для $\frac{a}{b} = \infty$ $k_2 = 5,4$. Прямая критическое напряжение предельной текучести материала и пользуясь выражением (88'), получим:

$$1400 = 5,4 \cdot 1,9 \cdot 10^8 \frac{t^2}{b^2},$$

откуда

$$\frac{b}{t} = \sqrt{\frac{5,4 \cdot 1,9 \cdot 10^8}{1400}} = 85,5.$$

В случае действительного закрепления листа продольными ребрами в таком расстоянии друг от друга, что $\frac{a}{b} = 3$, мы получим бы:

$$k_2 = 6,1 \text{ и } \frac{b}{t} = 91.$$

Если бы расстояние между продольными ребрами было такое же, что и между поперечными, то

$$k_2 = 9,4 \text{ и } \frac{b}{t} = 113.$$

Прямая такой жесть расчета к участку надводного вставив мачонок, рассматриваемого в приведенном ранее численном примере, для которого $\frac{a}{b} = 4$, мы получили бы $k_2 = 6,6$ и предельное значение для отношения $\frac{b}{t}$ равным 90. В действительности эти значения были равны 80; следовательно, не должно быть сомнения, что гофрирование происходит от касательных напряжений.

ГЛАВА VIII

ЗАКЛЕПКИ И ЗАКЛЕПочНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Прочность и водонепроницаемость корпуса в большой степени зависят от типа и качества соединения его отдельных связей. Это соединение выполняется двумя способами — клепкой и сваркой.

Клепка является наиболее распространенным методом соединения, однако в последние годы была введена сварка, которая равнялась до той степени, что стала серьезным конкурентом клепки.

Сварка будет рассмотрена отдельно в гл. X.

28. Заклепки

1. Материал заклепок. Как общее правило, заклепки должны изготовляться из того же материала, что и соединяемые ими части корпуса, но их пластичность должна быть несколько большей. В соответствии с этим правилом в военном кораблестроении применяются заклепки из мягкой стали или из стали повышенного сопротивления. Вначале применение стали повышенного сопротивления вызвало затруднения. Заклепки из этой стали при остывании несколько закаливались, часто давали трещины, их головку довольно легко отскакивало. Заклепки из мягкой стали более надежны, но когда они применяются для соединения конструкций из более твердой стали, прочность их на срез уменьшается, а потому требуется значительно увеличивать их число или размеры. Затруднения, связанные с применением заклепок из стали повышенного сопротивления, в настоящее время в значительной части устранены, и также заклепки из специальных сталей (никелевой или марганцовистой) обычно при механической клепке широко применяются. Тем не менее существует мнение, что никелевая сталь является наилучшим материалом для всех заклепок, требующих нагрева при их установке, т. е. для заклепок диаметром больше 10 мм.

В американском флоте заклепки из мягкой стали применяются для соединения связей из такой же стали. Заклепки из стали повышенного сопротивления (марганцовистой) применяются для соединения связей из стали повышенного сопротивления, а также и в тех случаях, когда соединяемые связи из разных сортов стали, но от соединения требуется особая прочность. Связи из специальных сортов сталей и никелевой стали обычно соединяются заклепками из стали повышенного сопротивления. Заклепки диаметром менее 10 мм независимо от их материала ставятся в холодном состоянии, так как при нагревании такие заклепки подвергнутся слишком большому обесцвечиванию (окислению). Стальные заклепки диаметром 10 мм и больше должны

становятся в нагретом состоянии во всех соединениях, где требуется непроницаемость или прочность.

По опытам Барваби (S. W. Baraby)¹, для малых заклепок сталь является менее подходящим материалом, чем железо, так как стальные заклепки так быстро охлаждаются в отверстиях, что они легко закаливаются. Холодная закалка делает их хрупкими и ненадежными.

В коммерческом судостроении в Европе еще широко применяются железные заклепки для соединения стальных листов, главным образом потому, что стальные заклепки требуют более высокой квалификации рабочих. Железные заклепки менее, чем стальные, склонны к перегреву; они легче раскалываются и менее подвержены коррозии. Спротивление срезу железных заклепок хорошего качества более равномерно в середине, чем у стальных, особенно заклепок из сталей повышенного сопротивления, но при соединении стальных листов прочность железных заклепок уменьшается.

2. **Общая характеристика.** Заклепка состоит из гладкого цилиндрического стержня, снабженного на одном конце выступом, называемым закладной головкой; на другом конце стержня в результате осадки его клепальным молотком образуется замыкающая головка. Часто стержню заклепки придают небольшое коническое утолщение под плоской или круглой головкой, соответствующее конусу, который получается в листах при продавливании в них заклепочных отверстий; однако в американском флоте в настоящее время от этого уже отказались. Указанные конические утолщения не применяются при сверленных отверстиях или отверстиях, промолотых на меньшей диаметр и затем раззендренных до требуемого размера, а также в заклепках малого диаметра. В гужонах стержня иногда винтовую нарезку.

Длина заклепки должна быть достаточной для получения замыкающей головки. Для обеспечения этого лучше, если заклепка окажется длиннее, чем короче. Расчетная длина заклепки, сверх суммы толщин склепываемых частей, определяется на основании практических данных и обычно дается в таблицах.

На рис. 66 показаны заклепки различной формы.

3. **Закладные головки** (см. рис. 65). Прежде в американском флоте обычно применяли заклепки с бочкообразной головкой, обладающие большой прочностью и зажимной силой и удобные для поддержания при клепке; их легко также можно испытать. В последнее время в качестве стандартного типа принята заклепка с полукруглой головкой.

Закладная полукруглая головка до клепки имеет несколько большую высоту (см. рис. 65), чем замыкающая головка, но после клепки она получает правильную полукруглую форму, соответствующую форме поддерживающей обжимки. Такая путем получается водонепроницаемая головка, имеющая хорошую зажимную силу.

Потайная головка применяется в тех случаях, когда необходимо получить гладкую поверхность, а также в обшивках, обделочных угольниках и тому подобных конструкциях, где водонепроницаемость очень важна или трудно достижима. Потайные закладные головки часто применяются в нефтеспроницаемых конструкциях вместе с потайными замыкающими головками; они применяются также при

¹ Inv. Nav. Arch., 1902.

треугольном заклепочном соединении и в случаях, когда обе стороны водонепроницаемой стенки чеканятся. Потайные головки легче чеканить, чем заклепочные головки других форм. Банкообразная и полукруглая головки не могут быть во многих местах прочеканены полностью. Раззенковка должна быть тщательно выполнена. Если угол зенковки в листах окажется меньше, чем угол потайной заклепочной головки, то водонепроницаемость или воздухонепроницаемость не могут быть обеспечены.

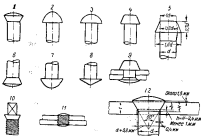


Рис. 66. Стандартные типы заклепок.

Заклепочные головки: 1—обычные; 2—полукруглая из цинкованной; 3—полукруглая срезом заклепки; 4—банкообразная; 5—банкообразная с водонепроницаемым (патентован) или Лоббуэ. Замыкающие головки: 6—обычные; 7—полукруглая; 8—полукруглая; 9—полукруглая; 10—полукруглая; 11—полукруглая; 12—размеры головки согласно стандарту, примененный в американском флоте.

Согласно спецификации 1932 г. американского военного флота, высота потайной головки H равна половине диаметра заклепки, за исключением заклепок 6—10 мм, у которых она несколько меньше. Высота потай h в листе меньше высоты головки на 2,4 мм ($\frac{1}{4}$ "), исключая случаи, где такая высота окажется больше толщины листа; в этих случаях высота потая должна быть принята равной толщине листа. В соответствии с этими правилами, заклепочная потайная головка заклепки перед клепкой выступает над поверхностью листа на величину около 1,5 мм ($\frac{1}{16}$ " (см. рис. 66).

Гужоны применяются для соединения бруса, поперек и отливки, где установка сквозных заклепок невозможна или непрактична.

4. Замыкающие головки (см. рис. 66). Во время ручной клепки наиболее распространенным типом замыкающей головки при внутренних работах, не требующих непроницаемости, но требующих прочности, была остроконечная замыкающая головка, обладающая достаточной прочностью, легкая в работе и не нуждающаяся в обрубке. В настоящее время в американском флоте после введения пневматической клепки от остроконечной замыкающей головки отказались; стандартной является полукруглая замыкающая головка под об-

жимку. Такая головка применяется всюду за исключением тех мест, где требуется замыкающая потайная головка.

Полукруглая головка образуется гидравлическим или пневматическим молотом, наносящим полукруглую обшивку. Центровка обычно получается удовлетворительной.

Замыкающая полукруглая головка иногда применяется при клевке шпиретки наружной обшивки и в других местах, где прочность соединения имеет особо важное значение, так как примененные ее вызывают меньшую потерю в прочности листов, чем применение потайной замыкающей головки. Полукруглая замыкающая головка обладает хорошей прочностью, если она правильно сцентрирована; она имеет более законченный наружный вид, чем остроконечная головка.

Ливерпульская замыкающая головка несколько ниже остроконечной и имеет потай на высоту, равную половине толщины листа. Она обладает большей зажимной силой, чем остроконечная. Ливерпульская замыкающая головка удобна для применения в легких конструкциях. В настоящее время в американском военном флоте она не применяется.

Потайные замыкающие головки применяются в тех частях корпуса, где требуется гладкая поверхность, как, например, в наружной обшивке, а также, если требуется хорошая водонепроницаемость. Они всегда применяются в нефтенепроницаемых соединениях и везде, где требуется чеканка заклейки. Хотя и остроконечные головки могут чеканиться, но чеканка потайных головок более надежна. Замыкающая потайная головка обладает большой зажимной силой и прижимает склеенную вокруг отверстия кромку листа к другому листу, образуя таким образом на сопрягающихся поверхностях кольцевую водонепроницаемую плоскость. Потайная образующая головка должна иметь наружную выпуклость для увеличения прочности и коррозионной стойкости заклейки.

5. Заклепочные отверстия. В листах мягкой стали толщиной менее 25 мм заклепочные отверстия обычно продавливаются. Отверстия должны по возможности продавливаться со стороны сопрягающихся поверхностей. Во всех ответственных конструкциях диаметры отверстий должны продавливаться на 1,5—3 мм меньше, чем требуется, и затем развертываться до требуемого диаметра с целью удаления поврежденного при продавливании материала. Отверстия в листах толщиной больше 25 мм должны просверливаться или продавливаться на меньший диаметр с последующей разверткой их до нужного диаметра. В стали промышленного качества отверстия должны просверливаться, но в листах малой толщины допускается продавливание отверстий с последующей их разверткой.

Заклепочные отверстия должны иметь несколько больший диаметр, чем диаметр заклейки. В американском флоте эта разница в диаметрах установлена 0,8 мм ($1/16''$) за исключением проникаемых и неотверстываемых работ, где эта разница может быть увеличена до 1,6 мм ($1/16''$). Прочность потайной заклейки тем больше, чем больше глубина заклепки и, в некоторых пределах, чем больше угол заклейки. Поэтому заклепка в тонких листах, у которых диаметр заклейки относительно большой, делается на всю толщину листа; угол заклейки сравнительно большой и доводит до 90°. В более толстых листах заклепка обычно делается не на всю толщину листа, а так, чтобы в отверстия оставалась небольшая цилиндрическая часть, причем угол за-

конки делается меньшим и в практике американского флота применяется равным 60° . Диаметры заклепочных отверстий и углы заковки, применяемые для различных толщин листов в американском флоте, приводятся в табл. 10.

6. **Гужоны, применяемые вместо заклепок** (см. рис. 66) Гужон с головкой представляет собой винт с полый головкой, снабженный выступом, который срубается после завершения гужона. Гужоны применяются в таких местах, где обычные заклепки не могут быть поставлены, как, например, в местах притыкания обшивки к штевлям или при присоединении корпусных конструкций к броне. Заклепка в этих случаях вследствие большой их длины могла бы разорваться при охлаждении. Обычно заклепки не делаются длиннее 150 мм, но в исключительных случаях применяются и более длинные заклепки, как, например, при склепывании дюралюминия на коммерческих судах. Для использования своей полной прочности гужон должен проникать в металл на глубину не менее его диаметра, но если толщина листа позволяет, то эта глубина должна быть увеличена до 1,5 диаметра гужона.

Гужоны без головок имеют то преимущество, что при действии на конструкцию динамической нагрузки, например, при ударе снаряда, исключается возможность откалывания головок. Поэтому такие гужоны применяются для крепления бинтов к частям бронных заделок в тех помещениях, где могут заохотиться люди в боевых условиях, например, в казематах и в башнях. Гужоны без головок не могут служить соединяемые части друг с другом, потому их нежелательно применять для более или менее ответственных конструкций.

7. **Болты с гайками** применяются для крепления деревянных палуб, деревянных настилов и прокладок за броней, а также для крепления смежных металлических конструкций.

29. Общие элементы конструкции заклепочных швов, влияющие на их прочность

1. **Общие соображения.** Листы могут соединяться внакрой или впритык. Так как соединение впритык требует применения накладок, перекрывающей соединяемые листы, то такое соединение состоит в действительности из двух соединенных внакрой. Поэтому соединение внакрой является основной формой заклепочного соединения, которое должно быть рассмотрено в первую очередь.

Угольники и другие профили соединяются короткими угольниками или накладками, одинарными или двойными; эти соединения по способу стыкового соединения листов и их проектирование основывается на тех же принципах.

Рассмотрим основной случай соединения двух листов, перекрывающих друг друга. Соединение листов осуществляется заклепками, размещаемыми рядами по прямым линиям, параллельным краям листов. Если заклепки разных рядов расположены друг против друга, т. е. по линиям, нормальным к рядам, то такое расположение заклепок называется **п е р я м ы м**.

Если заклепки в смежных рядах сдвинуты относительно друг друга, то такое расположение их называется **з и г з а г о о б р а з ы м**, или **ш а х м а т н ы м**. Первое из этих названий применяется при сравнительно большом шаге заклепок в рядах и при близком расположении самих рядов. В действительности зигзагообразный шов получается

ся из обычного однорядного заклепочного шва путем небольшого смещения в сторону каждой изоброй заклепки.

Прочность заклепочных соединений зависит от некоторых условий, влияние которых не вполне известно и трудно оценимо; эти условия кратко рассматриваются ниже.

2. Влияние заклепочных отверстий. Особые особенности распределения линий напряжений в листах вокруг заклепок указывают на некоторое увеличение сопротивления на растяжение материала листов между заклепочными отверстиями. Согласно опытам проф. Кемпеди¹ это увеличение сопротивления материала для листов толщиной 10—20 мм может быть грубо оценено 10% при шаге заклепок $3d$ и 5% — при шаге заклепок $4d$.

На рис. 67 показаны линии напряжений вокруг заклепок, полученные экспериментальным путем проф. Кохером и Сааблен².

3. Ослабление материала при продвигании отверстий. При продвигании заклепочных отверстий в материале листа получается некоторое остаточное напряженное состояние, которое приводит к местному ослаблению материала. Степень этого

ослабления получается тем большей, чем толще лист. Ослабление материала листа можно устранить при помощи отжига, либо последующей расклевкой или разверткой продвиганных отверстий. В просверленных отверстиях ослабление материала не происходит.

Увеличение прочности из-за наличия отверстий и ослабление от продвигания их до некоторой степени уравновешивают друг друга. На то, на другое обстоятельство не известно с достаточной точностью, а потому в дальнейшем они не принимаются в расчет.

4. Сопротивление трения и сдвигу. Сопротивление трения заклепочного соединения зависит, главным образом, от величины сжимающей силы заклепок; оно несколько увеличивается в продолжение первых годов после постройки корабля вследствие образования ржавчины. Хотя степень шероховатости соприкасающихся поверхностей оказывает некоторое влияние на величину сопротивления трения, но основным фактором, предупреждающим сдвиг заклепочного соединения, оказывается сжимающая сила заклепок. Опыты, произведенные в американском флоте в 1922—1923 гг., показали, что состояние соприкасающихся поверхностей (оржавление, травление кислотой, оцинковка, смазка нефтью, окраска) не оказывает заметного влияния на сопротивление сдвигу заклепочного соединения. Было отмечено также, что сжимающее усилие заклепок получается наибольшим, когда заклепки рождаются при относительно низкой температуре, и что предел текучести и временное сопротивление заклепочного соединения в этом случае получаются наибольшими. Среднее напряжение, соответствующее моменту сдвига, у заклепок, расклеванных при темнокрасном нагреве, оказалось на 40% больше, чем у заклепок, заклепанных при светлом нагреве.

Большие экспериментальные исследования заклепочных соединений



Рис. 67. Распределение линий главных напряжений вокруг заклепки.

¹ *En. Inst. Mech. Eng.*, 1885.

² *Inst. Nav. Ark.*, 1913.

микрой, обычно применяемых в судостроении, была произведена Монгомери¹. В этих опытах исследовались заклепочные соединения листов толщиной от 11 до 25 мм, со стальными и желтыми заклепками, при гидравлической, пневматической и ручной клепке. Основное целью этих исследований являлось определение сопротивления сдвига заклепочных соединений. Было найдено, что при трех- и четырехрядном заклепочных соединениях среднее срезающее напряжение, при котором получался сдвиг заклепок, менялось примерно от 1200 ат — для листов толщиной 11 мм — до 800 ат — для листов толщиной 25 мм. При тонких листах явление сдвига не вызывало уменьшения сопротивления трем и не сопровождалось ослаблением заклепочного соединения.

Результаты других важных и обширных испытаний заклепочных соединений, произведенных для американского военного флота, были приведены в докладе Гейхарта в Обществе морских инженеров в 1926 г.² Эти испытания производились с заклепочными соединениями листов толщиной 19 мм, соединенных двойными накладками толщиной 12 мм, и заклепками диаметром 25 мм.

Испытывались двух-, трех- и четырехрядные заклепочные соединения при разном расстоянии заклепок. Листы были из мягкой стали, из стали высокого сопротивления и из стали специальной обработки; заклепки — из мягкой стали и из стали высокого сопротивления. Было найдено, что при листах и заклепках из мягкой стали напряжение в листах, соответствующее началу сдвига, увеличивается с увеличением числа заклепок, а срезающее напряжение в заклепках уменьшается с увеличением числа рядов заклепок. Для двухрядного заклепочного шва срезающее напряжение в заклепках, при котором начинается сдвиг, оказалось равным 500 ат, а для четырехрядного шва — 420 ат.

При листах из стали высокого сопротивления и при никелевых заклепках сопротивление сдвигу было более, чем в два раза меньше, чем при листах и заклепках из мягкой стали, причем момент начала сдвига не получался достаточно определенным. Сопротивление сдвига для листов из стали высокого сопротивления увеличивалось, а временное сопротивление уменьшалось при применении заклепок из мягкой стали. Если бы было возможным при заклепках из стали повышенного сопротивления получать такое же срезающее усилие, как и при заклепках из мягкой стали, то верные должны были бы применяться для соединения листов из стали повышенного сопротивления.

При статической нагрузке в условиях лабораторных опытов сдвиг не оказывал влияния на величину коэффициента прочности и на величину разрушающей нагрузки заклепочного шва.

Немного опыты с швами в листах из стали специальной обработки дали также те же результаты, как и опыты со сталью повышенного сопротивления.

Более поздние испытания показали, что принятые сейчас в американском флоте заклепки из марганцевистой стали в листах из стали высокого сопротивления дают большее срезающее усилие и их легче ставить, чем ранее применявшиеся заклепки из никелевой стали.

Значение сдвига заклепочного соединения на прочность корпусных конструкций недостаточно ясно, однако надо считать установленным,

¹ Int. Nav. Arch., 1923.

² Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1926.

что предел упругости заклепок на срез не может быть достигнут до тех пор, пока растяжение в шве не будет больше сопротивления сдвига заклепочного соединения. Предел упругости на срез для заклепок из мягкой стали оказывается равным около 1400—1700 ат. Вышеупомянутые лабораторные испытания заклепочных соединений проводились при статических нагрузках и с изолированными листами. Корпусные конструкции подвергнутся действию переменных и повторных нагрузок, но, с другой стороны, сдвиг заклепочных соединений корпусных конструкций не могут так же свободно развиваться, как в изолированных листах, благодаря присутствию соседних соединений, предохраняющих ослабление заклепочного шва пла, но крайней мере, мешающих его значительному ослаблению.

Питчер предлагает принимать сдвиг в качестве критерия прочности заклепочного соединения, но, учитывая результаты приведенных выше лабораторных испытаний, с этим едва ли можно согласиться. По нашему мнению, значение сдвига в целом преувеличено. Однако в некоторых случаях даже малая величина сдвига весьма нежелательна, как, например, в главных продольных осях быстрходных кораблей, в мощных фундаментах, подкреплённых под орудия и в нефтенепроницаемых конструкциях. Средством для увеличения сопротивления сдвигу является тщательность работы, т. е. хорошая пригонка соединяемых частей и сверловка заклепочных отверстий по месту, а также применение железных или из мягкой стали заклепок, которые в ответственных сильно напряженных швах должны крепиться гидравлическими или пневматическими прессами. Тщательность работы и применение высококачественной аппаратуры, как намеря Монтгомери для листов толщиной 25 мм, может значительно повысить сопротивление сдвигу; в некоторых случаях его можно увеличить почти в два раза.

Важно, чтобы при механической клепке давление прикладывалось к заклепке до тех пор, пока она не почернеет. Это правило выполняется в соответствии с практикой котлостроения. Оно согласуется и с практикой ручной клепки, при которой капальщик, заклепав нагретую заклепку, возвращается к предыдущей, уже почти охладившейся, заклепке и снова ударяет по ней молотком.

При всех работах, ответственных с точки зрения прочности на непроницаемость, а также при клепке конструкций из стали высокого сопротивления, коленя, где только возможно, должна быть механической.

Как показали тщательные измерения, сдвиг заклепок начинается уже при очень небольшой нагрузке, но такой сдвиг — упругий и практически нестойкий. Часто сдвиг заклепок происходит настолько постепенно, что он становится трудно определяем. Во всех случаях сдвиг заклепок наступает при нагрузке, меньшей предела упругости материала, и, по нашему мнению, не оказывает влияния на предел текучести в течение сопротивления заклепочного соединения. Поэтому сдвиг заклепок недостаточно показателен в качестве критерия прочности заклепочного соединения. Коэффициент безопасности заклепочных соединений следует основывать на пределе текучести или на временном сопротивлении.

Податливость при сдвиге служит выравнивающим фактором, способствующим более равномерному распределению срезающих напряжений в многорядном заклепочном шве. Это подтверждается тем, что, согласно лабораторным испытаниям временное сопротивление закле-

почти соединения не уменьшается от сдвига, и, таким образом, при некоторых условиях сдвиг является благоприятным фактором. Это, однако, не означает, что сдвиг желателен в работающих конструкциях. Наличие трения обеспечивает заклепочному соединению почти полную монолитность и предотвращает его от ослабления до тех пор, пока не произойдет сдвиг. Это обстоятельство особенно важно для конструкций, подверженных действию переменных и динамических нагрузок; при действии таких нагрузок необходимо предусматривать значительное усиление площади сечения заклепок.

5. **Заклепки в одноосевых конструкциях**¹. При клепке одноосевых конструкций распределенный удар может проникать в стержни заклепок между их зернами. При заклепках из мягкой стали можно довольно легко воспрепятствовать такому проникновению путем небольшого изменения технологического процесса клепки, но при заклепках из стали высокого сопротивления это сделать значительно труднее; это обстоятельство является причиной распространения большого числа заклепок.



Рис. 68.

Для предотвращения этого явления Дюбос рекомендует следующие простые предохранительные меры:

- скашивать крошки заклепочных отверстий и применять заклепки соответствующей формы;
- удалять пятновое покрытие с соприкасающихся в заклепочных соединениях поверхностей на всех стыках, а на пазах — только в том случае, когда они очень напряжены;
- температуру клепки держать ниже 1200° С;
- контролировать глубину заковки и не делать ее больше трех четвертей толщины соединяемых деталей.

6. **Нагиб соединения**. Если заклепочное соединение изварой или на одинарной стыковой планке подвергается растяжению или сжатию, то в нем будет появляться изгиб вследствие того, что действующим в соединяемых листах усилия не будут находиться в одной плоскости.

Рассмотрим сначала соединение, работающее на растяжение. В этом случае соединение будет изгибаться, как это с преувеличением показано на рис. 68. Большие растягивающие напряжения возникают в листах у соприкасающихся поверхностей; при этом распределение однородных давлений между заклепками и листами имеет неравномерный характер. От действия растягивающих сил заклепки будут прогибаться через отверстия или прорываться при напряжении, меньшем обычного. Нейтральная ось, исходящая в соединении извольнойный уступ, стремится выпрямиться, а результате чего соединение будет удлиняться; одновременно плечо изгибающей пары будет уменьшаться. Изгибающий эффект соединения будет наибольшим при толстых листах и при одинарной клепке. Так как в судостроении одинарная клепка не применяется для соединения толстых листов или там, где требуется обеспечить большую прочность, и так как стыки всегда

¹ W. G. DeBore, „High-Tensile Steel Rivets in Shipbuilding“, Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1939.

оказываются подкрепленными соединениями Анстана, то изгибающий эффект может не рассматриваться как источник ослабления заклепочного соединения, работающего на растяжение.

Если заклепочное соединение работает на сжатие, то возникающий в нем изгиб будет увеличивать уступ нейтральной оси, и в результате появится тенденция к выпучиванию стыка, расположенного по середине между шпангоутами или бимсами. На микроскопах при высоких рабочих напряжениях указанный изгибающий эффект может значительно уменьшать прочность наружной обшивки или настила палубы, и поэтому для таких ответственных связей корпуса, как палубы и шпрестрей, должны применяться двойные стыковые планки. По этим же причинам не следует применять стыки с высадками в ответственных связях корпуса, особенно на быстроходных кораблях.

Так как изгиб заклепочного соединения способствует нарушению чеканки, то одинарные заклепочные швы не должны применяться для нагруженных связей, от которых требуется водо- или нефтенепроницаемость.

39. Виды разрушения

Обозначения:

t — толщина обшивки;

d — диаметр заклепок;

p — шаг заклепок, т. е. расстояние между центрами заклепок в одном ряду;

$m = \frac{p}{d}$ — шаговое отношение или шаг, выраженный в диаметре заклепок;

n — число рядов заклепок;

p_r — растягивающее напряжение;

p_c — сжимающее напряжение;

q — срезающее напряжение;

f_r — временное сопротивление на растяжение;

f_c — временное сопротивление на смятие;

f_s — временное сопротивление на срез;

d_0 — диаметр заклепочного отверстия по плоскости сопряжения;

αd^2 — площадь сечения заклепочного отверстия, где α — коэффициент, учитывающий увеличение площади сечения вследствие наличия зенковки и других прещин;

e — коэффициент прочности заклепочного соединения, т. е. отношение между действительной наименьшей его прочностью и прочностью целого листа при простом растяжении;

$k = \frac{\pi f_s}{4 f_r}$ — коэффициент, часто применяемый в расчетах прочности заклепочных соединений;

L , V и α' — те же значения, что L , V и α , но отнесенные к планкам.

1. Элементы соединения и виды разрушения. Согласно сказанному в предыдущем разделе, прочность соединения зависит в основном от следующих элементов:

- 1) соответствия диаметра заклепок толщине листов;

- 2) расстояние заклепок в наружном ряду до ближайшей кромки листа и расстояния между рядами;
- 3) числа рядов заклепок;
- 4) шаг заклепок в ряду.

Покажем, как можно эти элементы определить и изменить с точки зрения различных видов разрушения.

Представим простое соединение анкеров, подверженное действию равномерных растягивающих усилий в плоскости листов по направлению, нормальное к шагу. Если действующее усилие окажется достаточно большим, то соединение разрушится вследствие или выкалывания листа заклепками, или разрыва листа, или среза заклепок. Рассмотрим независимо друг от друга следующие возможные виды разрушения заклепочного соединения:

- а) разрыв кромки листа впереди наружного ряда заклепок;
- б) выкалывание листа впереди заклепок;
- в) срез всех заклепок;
- г) разрыв одного из листов во внешнем ряду заклепок.

Кроме этих основных видов разрушения могут быть следующие необыкновенные виды разрушения:

- д) разрыв одного из листов вдоль промежуточного ряда заклепок и срез всех заклепок, расположенных снаружи этого ряда заклепок;
- е) разрыв обоих листов по какому-либо одному или по разным рядам заклепок — в последнем случае со срезом промежуточных заклепок.

2. **Наименьшая или стандартная прочность соединения.** Идеальное заклепочное соединение должно иметь одинаковое сопротивление по каждому возможному виду его разрушения. Однако в судовых конструкциях по причинам, излагаемым ниже, невозможно достигнуть такой равнопрочности для всех видов разрушения заклепочного соединения. Поэтому обычно выбирается какой-либо один вид разрушения, при котором заклепочное соединение имеет наименьшую или стандартную прочность; при всех остальных возможных видах разрушений соединение должно иметь одинаковую или большую прочность.

Далее будет показано, что разрушение вида а и б вообще исключается благодаря принятым правилам в отношении диаметра и размещения заклепок. Поэтому при выборе вида разрушения в качестве стандартного можно ограничиться рассмотрением лишь среза всех заклепок и разрыва листов. На некоторых кораблях, в частности на английских, стыки в большинстве случаев имеют двухрядное заклепочное соединение. В этом случае прочность листов оказывается значительно больше прочности заклепок на срез. С другой стороны, на коммерческих кораблях шаг заклепок делается малым, а число рядов заклепок большим. В этом случае прочность заклепок на срез получается значительно больше прочности листов, особенно если применяются стальные заклепки.

Разрыв листа опаснее, чем срез заклепок, так как он получается неожиданно, а трещина при разрыве листа способна распространяться. Кроме того, прочность листа может уменьшиться от коррозии и загиба. Учитывая это, представляется рациональным делать листы прочнее, чем заклепки. С другой стороны, перегрузка заклепок или, во всяком случае, заметный сдвиг их вызывает очень рано, — значительно раньше, чем в листах будет достигнут предел упругости, хотя временное сопротивление заклепок срезу будет больше, чем временное сопротив-

ление листа разрыву. Такой сдвиг заклепок очень нежелателен и может быть опасным. Вследствие испытываемой кораблем переменной нагрузки сдвиг, все увеличиваясь, может совершенно ослабить заклепочное соединение, причем соседние листы окажутся слишком перегруженными и могут разорваться. В период железного судостроения, когда площадь сетки заклепок в стыках наружной обшивки на коммерческих кораблях была меньшей, чем теперь, отмечалось много случаев расстройств стыковых заклепочных соединений, особенно в листах шпрстрема. При этом не листы шпрстрема, на стыковом соединительные планки этих листов не разрывались, а разрывались листы ниже шпрстрема по сеточной, расположенному непосредственно под ослабленным стыком шпрстрема¹.

В общем представляется наиболее правильными на военных кораблях придавать заклепочному соединению одинаковую прочность на срез заклепок и на разрыв листа, и в этом случае окажется безразличным, который из этих двух видов разрушения будет принят в качестве стандарта. Здесь рекомендуется при расчете заклепочного соединения в качестве теоретического стандарта принимать срез заклепок, а не разрыв листа, так как это более удобно. Величина временного сопротивления листа разрыву труднее поддается определению, так как хотя хотя обычно лист разрывается по внешнему ряду заклепок, все же в некоторых случаях он может разорваться и по второму ряду заклепок.

Поэтому при проектировании заклепочного соединения мы сначала выбираем площадь заклепок, необходимую для обеспечения минимальной прочности, обычно равной около 80% от прочности целого листа, а затем размещаем заклепки таким образом, чтобы прочность на разрыв листа получалась такой же или немного больше. При выбранной таким путем площади сетки заклепок рабочая нагрузка в них редко будет превышать тот предел, при котором в заклепках может появиться сдвиг. Этот предел, по величине, не больше 1100—1250 ат. Однако в таких наиболее нагруженных местах, как листы палубного стрингера и листы шпрстрема, особенно из легких быстроточных кораблей, напряжения в заклепках могут в некоторых случаях превышать этот предел. Поэтому в таких случаях желательно несколько увеличить прочность заклепок против требуемой стандартом, прибавив один или больше рядов заклепок, не увеличивая соответственно прочности листа (см. разд. 33, п. 5).

Интересно отметить, что в гражданских инженерных конструкциях также стремится к равенству между прочностью на срез заклепок и на разрыв листа, как это рекомендуется здесь для военного судостроения. Коммерческие суда в меньшей степени, чем военные подвержены внутренним деформациям и подвергаются более длительной и тяжелой службе, поэтому их заклепочные соединения более напряжены и требуют большей надежности. Этим можно объяснить практикуемое в коммерческом судостроении большее, чем в военном, увеличение прочности заклепок по сравнению с прочностью листов. Такая практика может быть также оправдана тем, что расстройство заклепочных соединений требует более частых и дорогостоящих ремонтов.

3. Течение металла. При пластичном металле, применяемом обычно в судостроении, разрыву конструкции предшествуют некоторые пла-

¹ H. H. West, Int. Nav. Assn., 1884.

стические деформации в листах или в заклепках, или одновременно и в листах и в заклепках. По сторонам заклепочных отверстий растягивающее напряжение, возможно, в пять раз и более превосходит среднее напряжение по желобу семени листа, и оно будет тем большим, чем меньше шаг заклепок¹ (рис. 69). Когда это напряжение достигнет известного предела, материал начнет течь так же, как в образующейся шейке при испытании образца на разрыв. Лист между заклепочными отверстиями будет при этом удлиняться и уменьшаться в толщину, а заклепочное отверстие — принимать овальную форму. В результате лист может разорваться по линии заклепок.

В это же время металл листа перед заклепкой и металл самой заклепки будет подвергаться сжатию под действием давящего усилия



Рис. 69.



Рис. 70.

между заклепкой и листом. Это давящее усилие распределяется неравномерно и достигает наибольшей своей величины у самой передней части стержня заклепки, где сжимающие напряжения, возможно, превосходят указанные выше растягивающие напряжения по сторонам заклепочных отверстий. Если заклепочное соединение изгибается, то это должно увеличивать неравномерность в распределении давящего усилия между заклепками и стенками отверстий. Таким образом действительные напряжения в некоторых точках заклепочного соединения будут намного больше средних расчетных опорных давлений, и при некоторых значениях величины этих давлений в этих точках материал начнет течь или сжиматься. Однако сжатие металла обычно не обнаруживается с такой очевидностью, как это здесь указывалось, хотя за его счет и должно быть отнесено повышение овальности в отверстиях. Прежде чем сжатие достигает заметной величины, обычно происходит преждевременный срыв заклепок, или разрыв, или выжимание листов. Поэтому сжатие металла надо рассматривать как основную и первую причину, вызывающую различные виды разрушения заклепочных соединений, но не как один из видов этого разрушения.

4. Влияние чрезмерного опорного давления заклепок на лист (рис. 70). Рассмотрим влияние чрезмерного опорного давления на стенки заклепочных отверстий, предполагая, что материал заклепок настолько прочен и жесток, что сами заклепки не претерпевают больших деформаций.

Если один из листов гораздо толще другого или материал его более жесткий, то деформироваться будет лишь один более тонкий или менее жесткий лист. В этом случае заклепка сохраняет свое положение в более прочном листе, материал более слабого листа у заклепки потечет. Обычно это явление начинается с образования овальности в заклепочной отверстии. При дальнейшем увеличении усилия произой-

¹ См. доклад Cotter и Seebie, Int. Nav. Assn., 1913 и K. Suyato, Jap. Soc. Mech. Eng., 1914.

дуг разрыва или срез листа и разрушение заклепочного соединения по формам (а), (б) или (г), т. е. разрыв или выкалывание листа вперед заклепок, или разрыв листа по линии между заклепками. При очень тонком листе может также произойти выпучивание листа вперед заклепок вместе с выкалыванием листа по форме (б). Часто наблюдается протаскивание заклепок, прежде чем произойдет полное разрушение заклепочного соединения.

Для предотвращения рассмотренного выше разрушения заклепочных соединений следует избегать резких изменений в толщине главных прочных связей корпуса. Изменение толщины этих связей должно быть постепенным и пропорциональным изменению действующих усилий. Если это правило в хорошо сконструированных кораблях соблюдено, то этот тип разрушения обычно не имеет места.

Если оба листа из одинакового материала и имеют одинаковую или почти одинаковую толщину, как это в общем случае обычно и бывает, то оба листа испытывают чрезмерное опорное давление. Заклепочные отверстия будут принимать овальную форму и заклепки будут наклоняться. При увеличении растягивающей силы начнется срез и разрыв листов, а заклепки будут все больше наклоняться. Наконец, если листы не разрушатся по формам (а), (б) или (г), то заклепки будут вырваны из листов. Этот последний вид разрушения бывает чаще всего при потайных заклепках, имеющих сравнительно малые головки; иногда отрываются головки заклепок.

3. Предельное значение диаметра, определяемое смятием. При увеличении диаметра заклепки ее срезающее сопротивление увеличивается пропорционально квадрату диаметра, а поверхность листа увеличивается пропорционально длине первой степени диаметра. Поэтому сжимающее напряжение в листе увеличивается быстрее, чем срезающее напряжение в заклепке.

Чтобы избежать смятия листа, диаметр заклепки не должен быть слишком большой по отношению к толщине листа, а материал заклепок не должен быть слишком прочным и твердым.

Выразим эти условия аналитически. Пусть p_1 — среднее сжимающее напряжение в листе, p_2 — среднее срезающее напряжение в заклепке.

Для цилиндрической заклепки

$$k d p_1 = \frac{\pi d}{4} p_2,$$

или

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\pi d}{4 t}. \quad (90)$$

Выражение (90) показывает, что отношение между величинами сжимающего и срезающего напряжений пропорционально отношению между диаметром заклепки и толщиной листа. Следовательно, при данной прочности и твердости заклепки, при увеличении этого отношения сжимающее напряжение может сделаться чрезмерным, прежде чем произойдет срез заклепки.

Предельное значение диаметра заклепки, при увеличении которого станет возможным смятие листа, может быть получено по выражению (90) подстановкой в него вместо p_1 и p_2 значений f_c и f_s т. е.

$$\frac{d}{t} \leq \frac{4 f_c}{\pi f_s}. \quad (91)$$

Принимая, на основании опытов Кеннеди¹, для заклепки в листов на мягкой стали $f_u = 6800$ ат, $f_c = 3400$ ат и $\lambda = 1,04$, что соответствует обычному просвету 0,8 мм, получим верхний предел для диаметра заклепки равным:

$$d < 2,5t.$$

Если диаметр заклепки будет больше $2\frac{1}{2}$ толщины листа, то временное сопротивление смятию будет достигнуто прежде, чем срезающиеся напряжения в заклепке достигнут величины своего временного сопротивления, и разрушение произойдет при меньшей нагрузке.

Для полой заклепки предельное значение диаметра будет несколько большим. Отсюда вытекает практическое правило, что при заклепочном соединении шпакрой и на обыкновенной планке диаметр заклепок не должен превосходить двойной толщины листа.

Это правило дает некоторый избыток прочности, и поэтому, если материал заклепок будет даже несколько относительно прочнее, чем здесь было принято, то все же заклепки будут срезаться раньше, чем наступит смятие листов.

При двойных стальных планках, т. е. при двойном срезе заклепок, может быть допущено несколько большее временное сопротивление на смятие, согласно данным Кеннеди, порядка $f_c = 7800$ ат. Если заклепки изготовлены из мягкой стали, не способной хорошо противодействовать сопротивлению на смятие, то по этой причине прочность на срез в какой-то степени будет понижена. Поэтому временное сопротивление на срез заклепок при двойном срезе было бы небезопасно увеличивать более, чем в 1,8 раза², по сравнению с обыкновенным срезом.

Таким образом получим:

$$\frac{d}{t} < \frac{4f_c}{1,8 \cdot \sigma f_c}; \quad (92)$$

подставляя численные значения величин, получим:

$$d < 1,57t.$$

Практическое правило для этого случая будет следующее: при двойном срезе диаметр заклепок не должен превышать полуторной толщины листа.

Если диаметр заклепок не будет превышать величина, данных приведенным выше правилом, то заклепки будут срезаться раньше, чем наступит смятие листов. По этой причине вопрос о смятии листов в дальнейшем не будет рассматриваться.

б. Диаметры заклепок, применяемые на практике. Как будет далее показано, желательно применение заклепок наибольшего возможного диаметра, т. е. того предельного диаметра, который был найден выше. На практике, однако, это не всегда оказывается возможным.

При тонких листах, порядка 6 мм и меньше, желательно применять заклепки диаметром, превышающим пределы, установленные приведенным выше правилом, вследствие практических затруднений, возникающих при применении заклепок слишком малого диаметра. В этом

¹ В. С. Мех. Инж., 1886.

² Для заклепок из стали повышенного сопротивления временное сопротивление срезу при двойном срезе, следовательно, можно считать в два раза большим, чем при обыкновенном срезе.—Лит.

случае, следовательно, разрушение заклепочного соединения может сопровождаться смятием и разрывом кромок листов, прежде чем произойдет срыв заклепок.

При толстых листах возникают затруднения в применении заклепок, указанных выше в пределах предельных диаметров. Для прочной и экономичной ручной клепки диаметр заклепки не должен превышать 22 мм, а диаметр 29 мм надо считать верхним пределом. При машинной клепке верхним пределом диаметра заклепки следует считать 35 мм. Как видно, для листов толщиной 25 мм и больше практическое отношение $\frac{d}{t}$ получается около единицы.

Таблица 10

Толщина листов t , мм	2	2—4	4—5	5—8	8—12	12—18	18—25	25—30	Величина 30
Диаметр заклепок d , мм	6,5	9,5	12,5	16	19	22	28	29	32
Диаметр отверстий d' , мм	7,3	10,3	13,3	16,8	19,8	22,8	28,8	29,8	32,8
Минимальное расстояние от центра заклепки до края листа, мм	11	16	21	25	32	36	41	46	52
Глубина загибка λ , мм	4	4	4	5,5	7	9	10	12	13,5
Угол загиба, °	90	90	90	60	60	60	60	60	60
$\frac{d'}{d}$	1,12	1,08	1,06	1,05	1,04	1,03	1,03	1,03	1,03
$\lambda = \frac{\pi}{4} \mu \frac{f_2}{f_1}$	0,75	0,74	0,71	0,69	0,68	0,67	0,67	0,67	0,66

При продолжении отверстий для диаметра заклепки принимается нижний предел, обусловленный практическими допустимыми диаметром плунжера с точки зрения его прочности при данной толщине листа. Удельное давление на плунжер обратно пропорционально квадрату его диаметра, и поэтому должен существовать нижний предельный диаметр плунжера для заданной толщины листа. Таким практическим нижним предельным диаметром плунжера является толщина листа.

На сказанное выше становится понятным, почему на практике отсутствует постоянное или какое-либо другое простое отношение между диаметром заклепок и толщиной листа. В табл. 10 даны значения диаметров заклепок, применяемые в практике американского флота.

Из этой таблицы видно, что отношение $\frac{d}{t}$ изменяется примерно от трех для тонких листов до единицы для толстых листов. Из таблицы следует, что мы избегаем разрушений от смятия листов в листах средней и большой толщины, но не избегаем этих разрушений в тонких листах.

Данные табл. 10 очень близки к принципам Ллойда.

7. Разрушение «а»: разрыв кромок листа вперед заклепок. В этом случае лист разрушается вдоль нормальной к кромке линии, и участок листа между заклепочным отверстием и кромкой можно рассмотреть как нагруженную балку. Такой вид разрушения может произойти

при относительно большом диаметре заклепок и при относительно малом отстоянии их от кромки листа, в особенности при твердом и крупном материале листа.

8. Разрушение «б»: выкалывание листа против заклепок. При чрезмерном сжимающем давлении кромка листа может срезаться вдоль каких-либо косых линий, например, линий АВ и СD, показанных на рис. 71. Срез кромки может сопровождаться ее разрывом, а при тонких листах — ее выпучиванием. Разрушение этого вида в пластичном металле можно встретить чаще, чем разрушение вида (а). Срез листа наиболее вероятен при заклепках относительно большого диаметра, двойном срезе заклепок, близком расположении заклепок к кромке листа и мягком материале листа.



Рис. 71.

При теоретической проверке условий, которые должны быть выполнены, чтобы избежать этого разрушения, мы должны принять длину линии среза, как минимальную, разную расстоянию a от центра заклепки до кромки листа минус одна четверть диаметра заклепки. Составляя это разрушение со срезом заклепок, мы получим для соединения выкройкой на ординарной планке:

$$2 \left(a - \frac{d}{4} \right) \sigma_s > \frac{\pi d^2}{4} \sigma_f,$$

или

$$a > d \left(\frac{1}{4} + \frac{\pi \sigma_f}{8 \sigma_s} \right). \quad (93)$$

Принимая средние значения $\sigma = 1,04$ и $\frac{d}{t} = 2$, мы получим

$$a > 1,1d.$$

Для очень тонких листов, для которых $\frac{d}{t} = 3$ и $\sigma = 1,12$, получим

$$a > 1,7d.$$

Для толстых листов предельное значение для a будет $0,66d$.

Для двойных стыковых планок, принимая $\frac{d}{t} = 1,5$ и вводя срезающую площадь с коэффициентом 1,8, найдем $a > 1,4d$.

Когда величина давления на сжатие является чрезмерной, разрушение листа, соответствующее этому случаю, может произойти даже если заклепки расположены на большем расстоянии от кромки, чем это указано этими зависимостями, но в этом случае срез листа, вероятно, будет сопровождаться разрывом и выпучиванием кромки листа, как об этом было сказано выше применительно к тонким листам.

9. Расстояние заклепок от кромки и расстояние между рядами заклепок. При умеренном напряжении на сжатие виды разрушения «а» и «б» всегда могут быть предотвращены соответствующим увеличением расстояния наружного ряда заклепок от кромки листа и расстояния между рядами заклепок. Это может быть сделано без нарушения прочности во другим возможным видам разрушения, но потребует увеличения места для соединения и веса. Если кромка листов некачественна, то расстояние заклепок от кромки не должно быть больше, чем это необходимо для обеспечения должной жесткости кромки.

В результате испытаний и опытов было найдено, что центр заклепки не должен быть ближе к кромке листа, чем $1,5d$. Исключая тонкие листы, это правило с абсолютным удовлетворением условно (93). В американском флоте принимается $a=1,625d$ ($1\frac{1}{4}d$), в английском $a=1,75d$, а правила Флойда $a>1,5d$. При листах из стали высокого сопротивления расстояние заклепок от кромки не должно быть меньше $2d$, так как такая сталь, более чем мягкая, склонна к разрушению по виду (а). Такое же предельное отстояние надо принимать и для очень тонких листов мягкой стали, а для твердой стали малых толщин, применяемых на миноносцах, расстояние от кромки должно быть еще больше.

Расстояние между рядами заклепок должно быть несколько больше, чем отстояние заклепок от кромки листа.

В американском флоте при цепной клепке пазов внакрой и на ординарных планках расстояние между рядами по центру заклепок не должно быть меньше $2,5d$; при клепке стыков внакрой и на двойных планках это расстояние не должно быть меньше $3d$. По правилам Флойда, в стыках внакрой расстояние между рядами должно быть $3,5d$.

Расстояние между рядами заклепок в стыках внакрой увеличивают для повышения сопротивления против искривления. Увеличение расстояния для стыков на двойных планках необходимо вследствие увеличения срезающей силы заклепок. При шахматной клепке расстояние между рядами может быть несколько уменьшено, так как здесь заклепки смежных рядов относительно дальше отстоят друг от друга. Это расстояние зависит от шага заклепок в ряду (табл. 11).

Таблица 11

Расстояние между рядами заклепок при шахматном расположении их в листах, накладках и профилях

Шаг заклепок в ряду, выраженный через диаметр заклепок d	Наименьшее расстояние между рядами, выраженное через диаметр заклепок d
$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$
4	$1\frac{3}{4}$
$4\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$
5	$1\frac{1}{2}$
$5\frac{1}{2}$	2
6	2

В угольниках заклепки должны быть так размещены, чтобы образующая и замыкающая головки заклепок не касались закрулений в профилях. Это требование достигается при расстоянии от центра заклепки до спинки профиля не меньше $2,25d$. Отстояние заклепки от кромки полки профиля должно быть не меньше $1,5d$ плюс некоторая прибавка на закругление кромки — это требование выполняется при отстоянии центра заклепки от кромки больше $1,75d$. В американском флоте это расстояние принимается не меньше $1,625d$ ($1\frac{1}{4}d$).

При достаточной ширине полки угольника рекомендуется размещать заклепки по эллипсообразной линии для достижения более равномерной плотности в соединении.

Простым сложением расстояний заклепок от кромки листа с расстояниями между рядами мы можем определить ширину перекрестка и накладок. Применяя правила американского флота, мы получим, например, при шаге $4d$ в ряду следующие размеры для заклепочных соединений:

Ширина простого одинарного перекрестка	$1\frac{1}{2}d + 1\frac{1}{2}d = 3\frac{1}{2}d$
Ширина двурядного наза назадрой при шпальке наза	$1\frac{1}{2}d + 2\frac{1}{2}d + 1\frac{1}{2}d = 5\frac{1}{2}d$
Ширина двурядного наза назадрой при шпальке наза	$1\frac{1}{2}d + 1\frac{1}{2}d + 2\frac{1}{2}d = 5d$
Ширина трехрядной шпальки шпальки	$2(1\frac{1}{2}d + 2\frac{1}{2}d) + 2\frac{1}{2}d + 1\frac{1}{2}d = 10\frac{1}{2}d$
Ширина трехрядной шпальки-шпальки	$2(1\frac{1}{2}d + 1\frac{1}{2}d + 1\frac{1}{2}d) + 1\frac{1}{2}d = 12\frac{1}{2}d$

10. Разрушение «в»: срез всех заклепок (рис. 72). Было показано, что для возможности среза заклепок их диаметр не должен превышать известного предела, за который может произойти смятие листа и связанные с этим другие виды разрушения. Предположим, что это условие удовлетворено и что сопротивление срезу отдельной заклепки известно.



Рис. 72.

В этом случае сопротивление срезу всех заклепок можно регулировать простым увеличением числа заклепок в ряду и числа рядов заклепок. Применяя соответствующий шаг заклепок, это можно сделать без ущерба для прочности заклепочного соединения по какому-либо другому виду его разрушения.

Теоретические исследования¹ показывают, что при наличии более двух рядов заклепок прочность заклепочного соединения благодаря влиянию упругих удлинений листов в районе соединения не будет увеличиваться пропорционально числу рядов заклепок. Это заключение, по возможности, в известной мере подтверждается опытами, хотя и не всеми; в некоторых опытах² хотя и получалось уменьшение прочности, но оно было значительно меньше, чем этого следовало ожидать по теоретическим расчетам. По общепринятому мнению, надо считать, что первый ряд заклепок воспринимает главную часть нагрузки.

Поэтому представляется ошибочным базировать прочность заклепочного соединения на сопротивлении срезу всех заклепок. Это заключение было подтверждено испытаниями Байса³ и Монтегюмери⁴.

Необходимо, однако, учесть, что упомянутые испытания производились при нагрузках, при которых напряжения в листах были далеко от предела упругости, а напряжения в заклепках лишь немного превышали напряжения, отвечающее началу сдвига заклепок.

¹ Milton, Inst. Nav. Arch., 1885.

² Report Watertown Arsenal, 1891.

³ Baith, Jour. Franklin Institute, 1895.

⁴ Inst. Nav. Arch., 1923.

Результаты этих испытаний не согласуются с результатами некоторых других аналогичных испытаний и, в частности, с производимыми Бюро стандартов¹.

Согласно испытаниям Бюро стандартов, великие сопротивления трения заклепок становятся незначительными уже при столь малых напряжениях на срез в заклепках, что для всех практически целей можно принимать, что распределение нагрузки между разными рядами заклепок полностью зависит от сопротивления срезу. Вначале наружные ряды заклепок воспринимают большую часть всей нагрузки в полном соответствии с вышеупомянутыми опытами, но по мере увеличения нагрузки роль в восприятии ее внешними рядами заклепок уменьшается, и постепенно все большая нагрузка передается на внутренние ряды. Это явление, которое может сопровождаться пластическими деформациями сильно запрессованного материала вокруг заклепок, обуславливает выравнивание нагрузки между различными рядами заклепок. Усилии, при котором это выравнивание происходит, увеличивается с увеличением числа рядов заклепок, но величина его близка к величине усилия, вызывающего обычно допустимые напряжения в листах. Поэтому практическое предположение, что нагрузка распределяется равномерно между всеми заклепками, близко к действительности лишь при этих напряжениях в листах.

Бюро стандартов установило в качестве окончательного вывода следующее положение. Стыковое соединение с двойными накладками, разрушающееся от среза, развивает полную теоретическую прочность на срез. В действительности, в некоторых случаях она была превзойдена.

Поэтому представляется неразумным игнорировать это обстоятельство и полностью фиксировать внимание на скольжении или на пределе текучести, так как в крайних случаях безопасность корабля может в большей степени зависеть от сопротивления одного и нескольких заклепочных соединений, хотя и перенапряженных, но еще способных удерживать вместе соединяемые части. Корпус корабля настолько сложен и напряжен, испытываемые им при плавания в море, при посадке на мель, при столкновениях, при полудных корнях и т. п., настолько неопределенны и часто местами так интенсивны, что совершенно недостаточно обеспечивать только достаточную прочность всей конструкции в целом при обычных рабочих условиях. Может представиться много случаев, когда наибольшая местная прочность заклепочного соединения является жизненно необходимой для корабля.

Равномерность распределения срывающихся усилий в заклепочном шве и сравнительно большая определенность в определенном расчете сопротивления заклепок срезу позволяют считать, что срез заклепок следует принять критерием или стандартом прочности заклепочного соединения, с которым должны сравниваться все другие виды его разрушения, как это и было предложено в разд. 30, п. 2.

Стандартная прочность или коэффициент прочности, отнесенные к целому листу, должны так выбираться, чтобы, насколько это возможно, было гармоническое соответствие между прочностью целой конструкции и прочностью по линии неизбежного ее ослабления. Это является общепризнаннейшей практикой и, разумеятому, нет достаточных оснований отступать от нее, приняв в качестве стандарта прочности за-

¹ Am. Soc. Nav. Arch. Mar. Eng., 1926.

клепочного соединения такую несуществующую величину, как усилие, соответствующее началу скольжения, которое не имеет определенного отношения к временному сопротивлению разрушения шва. Это, однако, не уменьшает желательности обеспечения наибольшего возможного сопротивления заклепочного соединения скольжению.

11. Разрушение *а*: разрыв одного из листов по наружному ряду заклепок. Шаг заклепок (рис. 73). Разрушение заклепочного соединения по этой форме происходит вследствие переупругивания металла у стенок заклепочных отверстий. При мягком материале разрыв листа сопровождается течением материала в этих местах, благодаря чему заклепочные отверстия приобретают овальную форму¹.



Рис. 73.

Шаг заклепок определяется расстоянием от центра до центра заклепок вдоль ряда. Шаг обычно определяется по условиям прочности, но часто изменяется по требованиям водо- или нефтенепроницаемости. Если при определении элементов заклепочного шва превалирует вопрос прочности, то шаг должен удовлетворять условию равнопрочности листа и заклепок. Это условие ламинирует для шага его нижней предел, который при одно-

рядной клепке может доходить до 2,5 диаметра (для листов толщиной 7,5 мм).

Шаг заклепок, применяемый в американском флоте, показан в табл. 12, из которой видно, что во всех непроливаемых швах при однорядной клепке предписывается шаг $3\frac{1}{2}d$; шаг $3d$ является наименьшим во всех соединениях. Шаг в практических таблицах дается только с точностью до ближайшей половины диаметра заклепки, и такой шаг в дальнейшем будет здесь называться стандартным. Расчет шага на равную прочность листа и заклепок будет рассмотрен в ближайшей главе. Здесь же покажем, насколько стандартный шаг предохраняет заклепочное соединение от других видов его разрушения.

12. Сравнение разрыва листа со смятием листа. На такого сравнения мы получим отношение между шагом p и диаметром заклепки d , которое оказывается независимым от толщины листа:

$$ndtf_s > (p - nd)tf_p$$

или

$$p < nd \left(1 + n \frac{f_s}{f_p} \right). \quad (94)$$

Если это неравенство удовлетворено, то лист разорвется раньше, чем произойдет его смятие. Временное сопротивление на растяжение f_p и временное сопротивление на смятие f_s мы примем, как и раньше, для мягкой стали $f_p = 4200$ ам, $f_s = 6800$ ам. Подставляя эти значения в неравенство (94), мы найдем, что оно всегда удовлетворяется для заклепочного соединения при двух рядах заклепок и больше ($n > 2$). Таким образом в многорядных заклепочных швах разрыв листа или срез заклепок происходит при умеренных сдвигающих напряжениях. Для однорядного заклепочного соединения ($n = 1$) при квадратных отверстиях ($\alpha = 1,1$) неравенство (94) требует шага $p < 2\frac{1}{2}d$ и при потайных отверстиях ($\alpha = 1,25$) шага $p < 3\frac{1}{2}d$. Это

¹ Report Watertown Arsenal, 1892.

Таблица 12

Шаг заклепок, выраженный в частях диаметра заклепок

Наименование соединений	Шаг заклепок в зависимости от диаметра заклепок d
<i>Пласти обшивки (внутри и на планке)</i>	
Водостроенияльные и нефтестроенияльные (1)	$3\frac{1}{2}$
Водостроенияльные (2) и (3), диаметр 6 мм	$4\frac{1}{2}$
Нефтестроенияльные (2) и более, при толщине больше 3 мм	$4-5\frac{1}{2}$
Проклянные	$4\frac{1}{2}-5$
<i>Сетки обшивки (орудинарные планки и перфорой)</i>	
Водостроенияльные (1), (2), (3), (4), (5), соответственно	$5\frac{1}{2}, 4, 4\frac{1}{2}, 4\frac{1}{2}, 4\frac{1}{2}$
Нефтестроенияльные (1), (2), (3), (4), (5), соответственно	$3\frac{1}{2}, 3\frac{1}{2}, 3\frac{1}{2}-4, 4-4\frac{1}{2}, 4\frac{1}{2}$
<i>Сетки на двойные планки</i>	
Водостроенияльные (2)-(2), (3)-(3), (4)-(4), соответственно	4, $4\frac{1}{2}$, 5
Нефтестроенияльные (2)-(2), (3)-(3), (4)-(4), соответственно	$3\frac{1}{2}-4, 4-4\frac{1}{2}, 4\frac{1}{2}$
<i>Угольники и листы]</i>	
Водостроенияльные (1), (2), соответственно	$4\frac{1}{2}-5, 5-5\frac{1}{2}$
Нефтестроенияльные (1), (2), соответственно	$4\frac{1}{2}-5\frac{1}{2}, 4\frac{1}{2}-5$
Проклянные, в прочной соединке	5
Проклянные, где прочность неважна	8
<i>Киле и набор</i>	
Вертикальный киль, привязанный (1), угольником к вертикальному и плоскому киле	7
Вертикальный киль (1), угольником внутреннего дна	5
Проклянные стрингеры (1), угольником к наружной обшивке, к внутреннему дну, к внутреннему и наружному угольникам, соответственно	6, 5, 7
Проклянный поперечный набор (1): угольником к наружной обшивке, к внутреннему дну, и флюриям килем, соответственно	6, 5, 7
<i>Палубы и платформы</i>	
Обшивочные бимсовы килли (1), (2), соответственно	4, 8
Части к бимсам с одной или двумя непрерывной водостроенияльной палубы в количествах корабля и бимсам ниже этой палубы в средней части корабля	5
Части к бимсам выше или ниже непрерывной водостроенияльной палубы	8
<i>Водо- и нефтестроенияльные переборки киле с одной или двумя непрерывной водостроенияльной палубы</i>	
Ребра на несходящейся стороне переборки (1)	6
Ребра к листам толщиной больше 3 мм на несходящейся стороне переборки (1)	$4\frac{1}{2}$
Ребра к листам толщиной 3 мм и толще на сходящейся стороне переборки (1)	5

Продолжение	
Наименование соединений	Шаг заклепок в зависимости от диаметра заклепок <i>d</i>
Водонепроницаемые и прочные переборки выше главной нижней непрерывной водонепроницаемой палубы	
Плечи водонепроницаемой обшивки переборки (1)	4
Прочные обшивки, толщиной 3 мм и меньше, в угольниках и палубных брусках	4½
Ребра и соединительные угольники в ответственных продольных поясах корпуса корабля	5
<i>Набор плахи бруса</i>	
Бракеты, вместе с килем и усилительными планшетами (1), (2) соответственно	2½, 7
Горизонтальные пояса угольников к палубе под брусом без прокладки	3½
Вертикальные пояса палубных угольников под брусом без прокладки	4
<i>Подкрепления под орудия и под башни</i>	
Для заклепок, работающих на срез	5
Для заклепок, работающих на растяжение	4
Подкрепительные конструкции, включая переборки и стойки	5
<i>Сборные заклепки</i>	
Горизонтальные угольники, участвующие в обеспечении прочности корпуса корабля, должны иметь на стыках соединительные коротышки, имеющие по крайней мере по три заклепки в каждом ряду в обеих сторон стыка	8—16
<i>Прочие</i>	
Прочные соединения, не требующие прочности	5
Прочные соединения, требующие прочности	5

Примечания. 1. Из двух указанных в таблице значений для шага заклепок второе относится к листам толще 10—13 мм.

2. В таблице brackets обозначены: (1)—однорядный шов, (2)—двухрядный шов и т. д.; (2)—(2)—двойные планки с двухрядным швом; (3)—(3)—двойные планки с трехрядным швом и т. д.

3. При отсутствии указания числа рядов требуемых таблицей шаг относится к любому числу рядов.

условия, обычно, на практике не удовлетворяются, и поэтому смятие листов здесь может произойти раньше, чем их разрыв.

Однорядная клепка применяется лишь для тонких листов. Как было показано выше, у таких листов смятие также может происходить раньше, чем срез заклепок. Поэтому при однорядной клепке тонких листов толщиной 6 мм и менее разрушение будет происходить по формам, связанным со смятием листов.

13. Сравнение разрыва листа со срезом листа по виду «б». При однорядном заклепочном соединении необходимо, чтобы сопротивление срезу листа вдоль линии АВ и СD (см. рис. 71) было не меньше сопротивления разрыву листа между заклепками, т. е.

$$2 \left(a - \frac{1}{4} d \right) f_s \geq (p - ad) f_p \quad (95)$$

Если принять $a = 1\frac{1}{2}d$ и $f_s = 3400$ ат, то, согласно неравенству (95), шаг заклепок в однорядном шве не должен превосходить $3\frac{1}{2}d$ — условие, которое обычно удовлетворяется на практике. При двух и больше рядах заклепок неравенство (95) всегда удовлетворяется.

При водонепроницаемых заклепочных соединениях, требующих чеканки кромок листов, шаг заклепок вдоль чеканенных кромок не должен быть слишком большим. Обычно в этих случаях применяется шаг $4d$, $4\frac{1}{2}d$ или $5d$, в зависимости от толщины листов и интенсивности водного давления. Шаг $6d$ следует рассматривать как максимально допустимый — и то лишь для толстых листов.

Для нефтенепроницаемых соединений требуется шаг $3\frac{1}{2}d$ или $3d$. В некоторых случаях, где нефтенепроницаемость имеет первостепенное значение, а прочность это допускает, применяется шаг $2\frac{1}{2}d$.

14. Разрушение «д»: разрыв листа вдоль промежуточного ряда заклепок. Разрыв листа вдоль какого-либо промежуточного ряда заклепок, например, по среднему ряду заклепок на рис. 73, может произойти лишь вместе со срезом заклепок между линией разрыва листа и кромкой неразрывного листа. Учитывая это, можно, не уменьшая эластичности рассматриваемой формы разрушения заклепочного соединения, постепенно увеличивать число заклепок в зад последующих рядах, начиная от наружного. Образовавшееся таким образом заклепочное соединение, обычно называется ромбовидным (см. рис. 87). Идеальным для прочности соединением будет такое условие, при котором сопротивление разрыву листа вдоль любого ряда, вместе со срезом соответствующих заклепок, будут одинаковы и вместе с тем равны сопротивлению срезу всех заклепок. Такое соединение будет удовлетворять условию равномерной прочности. В действительности, этот термин в точности соответствует лишь разрушениям видов «а», «г», «д» и не согласуется с разрушениями видов «в» и «б».

В дальнейшем будет показано, что наибольшая прочность заклепочного соединения, удовлетворяющего условию равномерной прочности, может быть достигнута, когда в наружном ряду заклепок будет лишь одна заклепка, причем в этом случае прочность соединения окажется наиболее близкой к прочности целого листа.

15. Разрушение «ж»: разрыв обоих листов вдоль одного из того же ряда или вдоль разных рядов. При листах одинаковой толщины теоретически возможен одновременный разрыв обоих листов вдоль наружных рядов заклепок, но на практике один лист всегда будет втягиваться

раньше другого. Разрыв обоих листов может быть в действительности лишь в соединении ромбовидном или ему подобном, однако такая возможность разрушения исключается, если шаг заклепок взят не менее 3*d*, даже в соединении, удовлетворяющем условию равномерной прочности (рис. 74).



Рис. 74.

Возможным определить в этих случаях растягивающие напряжения в заклепках. Если внешние моменты или силы известны, то можно определить и растягивающие напряжения в заклепках, но допускаемое напряжение при расчете заклепок на растяжение должно приниматься относительно низким. В спецификациях Американского института стальных конструкций допускаемое напряжение на растяжение в заклепках при наличии срезающих напряжений принято равным 900 ат, при допускаемом напряжении на растяжение для катаной стали 1270 ат.

17. Общее замечание. Из изложенного в настоящем разделе можно заключить, что разрушение заклепочных соединений по формам «а», «б» и «в», т. е. разрыв и выкалывание листа впереди заклепок и разрыв обоих листов, предотвращаются при выполнении существующих практических норм для заклепочных соединений. При этом условии остается, однако, возможным для одностороннего заклепочного соединения толстых листов протягивание заклепок через листы и выкалывание листа впереди заклепок. Поэтому в ответственных случаях эти виды разрушения должны быть дополнительно тщательно рассмотрены и в случае необходимости предотвращены применением двустороннего заклепочного соединения. Таким образом, остается лишь разрушение по формам «г», «д» и «е», т. е. срез всех заклепок, разрыв листа в комбинация разрыва листа и срез заклепок. Аналитическое исследование этих форм разрушения приводится в следующей главе.

ГЛАВА IX

ПРОЧНОСТЬ И НЕПРОНИЦАЕМОСТЬ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

31. Вводные замечания

Покажем теперь, как проектировать заклепочные соединения, чтобы они получались наиболее прочными и в то же время удовлетворяющими условиям судостроения. Прочность заклепочных соединений будет рассматриваться в этой главе независимо от подкреплений, которые они могут получать в действительности от соседних полосов или иных частей корпуса.

Рассмотрим сначала наиболее простые соединения, а затем перейдем к более сложным, таким, как ромбовидные, и случаи подкрепленных и удвоенных листов.

В судостроении нет достаточных оснований для применения ромбовидных заклепочных соединений в их чистом виде. Сравнительно большая прочность этих соединений редко требуется, учитывая неизбежное ослабление целого листа заклепками, крепящими шпангоуты, бансы, стойки, ребра и т. д. Кроме того, расстояние между шпангоутами не позволяет разместить на стыках длинное ромбовидное заклепочное соединение, а вес и протяженность линии чекавки при таком соединении значительно увеличиваются. По этим причинам в судостроении редко применяется более трех или четырех рядов заклепок, и число заклепок во всех рядах обычно делается одинаковым.

Как уже было сказано ранее, прием прочностю на срез всех заклепок в качестве стандарта, с которым должны сравниваться прочностю всех других форм разрушения, а шаг заклепок прием таким, при котором сопротивление листа разрыву вдоль наружного ряда заклепок получалось бы равным или несколько большим стандарта.

Такое соединение часто называют соединением равнопрочным, хотя в действительности сопротивление разрыву вдоль продольных рядов будет превосходить сопротивление разрыву вдоль наружного ряда и, следовательно, полной равнопрочности в этом соединении не получается. Более полная равнопрочность, по крайней мере теоретически, может быть достигнута при пропуске заклепок через одну в наружном ряду.

В первую очередь рассмотрим целые заклепочные соединения, причем в каждом шве будем рассматривать типичную группу заклепок, повторяющийся комплект заклепок вместо всего шва. Этот метод допустим при общем рассмотрении заклепочных соединений. Однако в конкретных случаях необходимо измерять всю площадь поперечного сече-

ния листа и подсчитывать сопротивление всех заклепок при том или ином виде разрушения.

В расчетах будем учитывать только часть соединения, как, например, для стыка наружной обшивки будем принимать участок, ограниченный кромками соседних поясов, так как заклепки в пазах располагаются независимо от соединения стыка и должны рассматриваться отдельно. Часто встречающееся далее отношение между временным сопротивлением на растяжение листов f_t и временным сопротивлением на срез заклепок f_s для листов и заклепок из мягкой стали мы будем принимать равным:

$$\frac{f_t}{f_s} = \frac{4250}{3400} = 1,25.$$

Для листов и заклепок из стали высокого сопротивления это отношение практически останется таким же, но при заклепках из более мягкого материала оно может достигать более высокого значения. На практике в каждом частном случае можно уточнить величину этого отношения.

32. Площадь сечения заклепочных отверстий

Для учета ослабления листа заклепочными отверстиями необходимо знать точную площадь сечения стна отверстий.

Из табл. 10, соответствующей практике американского военного флота, видно, что диаметр заклепочных отверстий на 0,8 мм больше диаметра неподрезанной заклепки. В результате получается некоторое дополнительное ослабление листа в упрочнение заклепки.



Рис. 75.

Пусть a' — диаметр заклепочного отверстия $\times \frac{a'}{d} = 1,$

При закованном отверстии лист ослабляется еще больше.

Что касается глубины заковки, то она бывает различной в разных флотах. Часто пользуются нормами классификационных обществ. Согласно правилам английского Ллойд, заковка делается во всю толщину листа, если толщина листа не превышает 12,5 мм и 0,9 толщины листа у более толстых листов.

Пусть θ — угол заковки. Этот угол в практике американского военного флота принимается равным 30° для заклепок диаметром, меньшим 12,5 мм, и 60° для заклепок большего диаметра; согласно правилам Ллойд, соответствующие углы заковки 60 и 45° .

Обозначая через h глубину заковки, получим общую площадь a' сечения заклепочного отверстия (рис. 75) равной:

$$a' = td + h^2 \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}$$

или, если

$$a' = \alpha td,$$

то

$$\alpha = 1 + \frac{h^2}{td} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}.$$

(96)

Коэффициент α представляет собой отношение между полной площадью сечения высверленного в листе заклепочного отверстия и площадью осевого сечения выделки, соответствующего начальному диаметру заклепки и высоте l .

Если заковка делается во всю толщину листа, то

$$\alpha = 3 + \frac{l}{d} \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}. \quad (96')$$

Если заклепочные отверстия проколоты и не закованы, то они имеют лишь малую конусность. При неизвестном угле конусности значение α может быть определено по формуле (96'), однако обычно проколотые заклепочные отверстия можно считать цилиндрическими, а при квадратных отверстиях (сверловых) без заковки $\alpha = 1$.

В практике, когда требуется подставлять значение α в формулу, его надо определить в каждом частном случае с учетом формы заклепочного отверстия.

В дальнейшем в примерах мы будем принимать для β и α их средние, для обычных, значения: $\beta = 1,04$ и $\alpha = 1,17$.

33. Соединения, обычно применяемые в судостроении

1. Соединения шпакрой и на бранной планке при полном числе заклепок в каждом ряду. Если листы имеют разную толщину, то расчет ведется по листу меньшей толщины. Если листы имеют одинаковую тол-



Рис. 76.



Рис. 77.

щину, то расчет ведется по более ослабленному листу, например, по листу, имеющему закованные заклепочные отверстия.

Согласно спецификациям американского военного флота, обычные стыковые и назовые планки при односторонней или двухрядной клемке должны иметь ту же толщину, что и соединяемые листы; при трехрядной клемке и большем числе рядов заклепок они должны быть, по крайней мере, в 1,2 раза толще листов.

Пусть n — число рядов заклепок. Выделим участок заклепочного соединения, заключенный между линиями FF и FF, проведенными посередине между заклепками в расстоянии p друг от друга (рис. 76 и 77). На удовлетворение условий прочности, т. е. что сопротивление листа разрыву вдоль наружного ряда заклепок соответствует по крайней мере сопротивлению всех заклепок на среа, следует:

$$(p - nd) t f_t \geq n \frac{\pi d^2}{4} \beta f_c,$$

или

$$\frac{P}{d} > a + n \frac{\pi}{4} \cdot \frac{f_c}{f_r} v^2 \frac{d}{t}.$$

Пусть $m = \frac{P}{d}$ — шагное отношение, или шаг, выраженный через диаметр заклевок, и пусть

$$\frac{\pi}{4} \frac{f_c}{f_r} v^2 = k, \quad (97)$$

Определяемый выражением (97) коэффициент k , который часто применяется в расчетах заклепочных соединений, зависит лишь от качества материала листов и заклепок и в некоторой степени — от диаметра заклевок. Его значения даны в табл. 10 для величины $\frac{f_c}{f_r}$, равной 0,80. Среднее значение коэффициента k мы будем в дальнейшем принимать равным 0,675. Вводя обозначения m и k в приведенное выше неравенство, получим:

$$m > a + nk \frac{d}{t}. \quad (98)$$

Этим выражением определяется шаг заклевок при разных значениях d , d' и t .

Прочность заклепочного соединения может быть оценена отношением между величиной наименьшего его сопротивления разрушению и сопротивлением разрыву целого листа. Это отношение называется коэффициентом прочности заклепочного соединения и обозначается знаком e . Если неравенство (98) удовлетворено, то

$$e = \frac{a' + \frac{m d'}{t} \cdot v}{f_r t} = \frac{m d'}{m t}. \quad (99)$$

Если шаг идет из табл. 12 или задан иным практическим правилом, причем его величина меньше, чем это требуется неравенством (98), то коэффициент прочности или может быть получен по выражению:

$$e = \frac{(p - a) f_r t}{f_r t} = 1 - \frac{a}{m}. \quad (100)$$

Если принятый шаг больше, чем требуется неравенством (98), то для определения коэффициента прочности должно служить выражение (99). При заданном значении коэффициента прочности или необходимом числе рядов заклепок, согласно выражению (99), пропорционально отношению $\frac{t}{d}$. Поэтому для тонких листов, для которых это отношение сравнительно мало, число рядов заклепок может быть меньшим, чем для толстых листов.

В прочных заклепочных соединениях однокраяная клепка применяется только для листов толщиной 4,5 мм, двукраяная клепка — для листов толщиной 12,5 мм и трехкраяная — для листов толщиной 18,5 мм. Для более толстых листов требуется четырехкраяная клепка или клепка с еще большим числом рядов.

При заданном числе рядов заклепок выгодно применить, насколько возможно, большее отношение $\frac{d}{t}$, так как коэффициент прочности соединения увеличивается пропорционально этому отношению. Это следует из того, что при увеличении диаметра заклепок срезающиеся сопротивления увеличиваются пропорционально квадрату диаметра, в то время как ослабление листа заклепочными отверстиями увеличивается пропорционально диаметру заклепок лишь в первой степени. Кроме того, при данной прочности соединения увеличение диаметра заклепок сопровождается соответствующим уменьшением их числа. Из сказанного выше следует, что диаметр заклепок должен быть настолько большим, насколько это только возможно по существующим на этот счет ограничениям. Коэффициент прочности заклепочных соединений прямо пропорционален величине k , которая зависит в основном от отношения $\frac{d}{t}$. При применении заклепок из мягкой стали для листов из стали высокого сопротивления это отношение очень мало, и для получения заданного коэффициента прочности требуется относительно большая площадь сечения заклепок.

Цепной заклепочный шов с одинаковым числом заклепок в каждом ряду применяется в водонепроницаемых соединениях анакер, например, в пазах и стыках наружной обшивки. Такой же шов применяется и в двухрядных соединениях на обыкновенной плетке, когда трудно получить требуемую площадь заклепок, если число заклепок в рядах будет разное. Но в трех- и четырехрядных соединениях на плетке представляется, по крайней мере теоретически, выгодным иметь меньшее число заклепок в наружных рядах. В последнем случае вышеприведенными формулами нельзя пользоваться.

Пример. Двухрядный стальной шов, состоящий из заклепок, толщина листов 15 мм. Определить m и e .

Показано табл. 10 в формулах (86) и (87), находим:

$$d = 22; \delta = 1,03; k = 9; \theta = 60^\circ;$$

$$a = 1,03 + \frac{9^2}{15 \cdot 22} \operatorname{tg} 30^\circ = 1,17; k = 0,67.$$

По выражению (88)

$$m \geq 1,17 + 2 \cdot 0,67 \frac{22}{15} = 3,1.$$

По выражению (89)

$$e = \frac{2 \cdot 0,67 \cdot 22}{3,1 \cdot 15} = 0,63.$$

Если принять стандартный шаг по табл. 12, то $m = 4$, а по выражению (89) для среза заклепок получим:

$$e = \frac{2 \cdot 0,67 \cdot 22}{4 \cdot 15} = 0,48,$$

а по выражению (100) для разрыва листа

$$k = 1 - \frac{1,17}{4} = 0,71.$$

Как видно, наименьший коэффициент прочности получается для среза заклепок, причем он намного меньше коэффициента прочности листа.

В табл. 13 приведены значения коэффициентов прочности для некоторых типичных случаев как при стандартном шаге заклепок, так и при шаге, соответствующем условию равной прочности листа разрыву и заклепок срезу, определенном по выражению (88). При составлении таблицы предполагалось, что листы ослаблены выкопантыми отверстиями. В таблице коэффициенты прочности при стандартном шаге, относящиеся к разрыву листа, вагты и скобки; остальные значения этого коэффициента относятся к срезу заклепок.

Таблица 13

Число рядов заклепок	1	2	3	4	5					
Толщина листов, мм	3,0	6,0	9,5	15,5	15,5	18,5	22,0	25,0	28	35
Диаметр заклепок, мм	9,5	16	16	19	22	22	25	25	29	32
<i>n</i> — стандартный шаг в диаметрах	3,5	3,5	4	4	4	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Максимальный коэффициент <i>k</i> прочности шва при стандартном шаге (0,88)	0,51	(0,69)	0,70	0,48	0,54	0,51	0,52	0,69	0,58	0,68
<i>n</i> — шаг, соответствующий равной прочности, в диаметрах	3,7	3,0	4,8	4,0	3,1	4,1	3,9	3,5	4,2	4,2
<i>k</i> — коэффициент прочности шва при равной прочности	0,62	0,59	0,74	0,70	0,62	0,71	0,70	0,67	0,75	0,71

Как видно из табл. 13, при применении стандартного шага заклепок обычно получаются меньшие коэффициенты прочности соединения, чем в случае применения шага, соответствующего условию равной прочности.

2. Соединение внакрой и на обыкновенной планке с увеличенным шагом заклепок в наружных рядах. Соединение внакрой редко применяется в военном судостроении; исключения составляют небольшие миносцы, на которых водонепроницаемость обшивки достигается не чеканкой, а уплотняющими материалами (см. рис. 82). Для надежной чеканки кромок шаг заклепок в ближайшем к ней ряду не должен превосходить известного максимума. Поэтому здесь и возможно получить железную прочность заклепок на срез, уменьшая шаг во внутренних рядах, все же при такой клепке и при прямых кромках листов нельзя увеличивать коэффициент прочности соединения сверх того его значения, которое соответствует водонепроницаемому шагу в наружном ряде заклепок. Пропуск заклепок в наружных рядах — принципиально это означает уменьшение шага заклепок во внутренних рядах, — может встречаться в коммерческом судостроении при применении железных заклепок, когда желательно иметь большую площадь их. Прежде в военном судостроении широко применялись трех- и четырехрядные заклепочные соединения на обыкновенной планке, но как указано ниже, теперь они обычно заменяются штампованными заклепочными соединениями с

вырезными кромками. Однако приведенный ниже расчет применим и в этом случае.

Выделим участок заклепочного соединения, заключенный между показанными на рис. 78 линиями FF и FF' , проведенными в расстоянии $2p$ друг от друга. Предположим сначала, что оба листа имеют одинаковую толщину; это позволяет ограничиться рассмотрением лишь одной половины соединения. Кроме разрыва одного из листов вдоль наружного ряда заклепок A , необходимо в данном случае также проверить сопротивление разрыву листа вдоль второго ряда B с одновременным срезом заклепок наружного ряда A . Толщину планки нужно проверить по условию разрыва ее вдоль наиболее ослабленной линии разрыва, т. е. по ближайшему к стыку ряду заклепок C . Пусть n — число рядов заклепок с каждой стороны стыка и $2n-1$ — соответствующее число заклепок на выделенном участке.



Рис. 78.

Сравнивая разрыв листа вдоль наружного ряда A со срезом всех заклепок, получим:

$$(2p - da)f_p t > (2n - 1)f_s \frac{at^2}{4} \sigma^2,$$

откуда

$$n > \frac{p}{2} + \frac{2n-1}{2} k \frac{d}{t}. \quad (101)$$

Если это условие удовлетворено, то

$$e = \frac{(2n-1)f_s \frac{at^2}{4} \sigma^2}{2f_p t} = \frac{(2n-1)ka}{2m}. \quad (102)$$

Если применяется стандартный шаг, причем величина его меньше, чем требуется выражением (101), то коэффициент прочности соединения должен вычисляться по выражению:

$$e = \frac{(2p - da)f_p t}{2f_p t} = 1 - \frac{a}{2m}. \quad (103)$$

Сравнивая разрыв планки вдоль ряда C с разрывом листа вдоль ряда A , найдем необходимую толщину планки t' , выраженную через толщину листа t :

$$(2p - 2da')f_p t' > (2p - da)f_p t.$$

откуда

$$t' > \frac{m - \frac{a}{2}}{m - a'} t. \quad (104)$$

Коэффициент α' относится к планке; он приблизительно равен $\frac{1}{2}$ и всегда больше, чем $\frac{\alpha}{2}$. Поэтому толщина планки t' , согласно теории, получается больше, чем толщина листа t , но разница между этими толщинами обычно мала. Для тонких листов толщина планок обычно берется равной толщине листов.

Сравнивая, наконец, разрыв листа вдоль ряда B вместе со срезом заклепок ряда A с разрывом листа вдоль ряда A , получим:

$$(2p - 2ad) t f_r + \frac{\pi d^2}{4} \psi f_s > (2p - ad) f_s t,$$

откуда

$$d > \frac{\alpha}{k} t. \quad (105)$$

При планке согласно табл. 10 условие (105) удовлетворяется для тонких листов толщиной 10,5 мм. Поэтому для таких листов разрыв вдоль ряда B не получается, и можно применить выражения (101), (102) и (104).

Для листов более толстых разрыв вдоль ряда B происходит раньше, чем вдоль ряда A , и поэтому необходимо сравнить сопротивление разрыву вдоль ряда B с сопротивлением срезу всех заклепок. Это сравнение дает:

$$(2p - 2ad) t f_r + \frac{\pi d^2}{4} \psi f_s > (2n - 1) \frac{\pi d^2}{4} \psi f_s,$$

откуда

$$m > n + (n - 1) k \frac{d}{t}. \quad (106)$$

Если это условие удовлетворено, то коэффициент прочности e определяется прежним выражением (102), а противном случае он должен быть найден по выражению:

$$e = \frac{(2p - 2ad) f_r t + f_s \frac{\pi d^2}{4} \psi}{2 p a d} = 1 - \frac{n}{m} + \frac{k d}{2 m t}. \quad (107)$$

Для предотвращения разрыва планки необходимо, чтобы

$$(2p - 2ad') f_s t' > (2p - 2ad) f_s t + f_s \frac{\pi d^2}{4} \psi,$$

откуда

$$t' > \frac{m - n}{m - a'} t + \frac{k d}{(2m - a')}.$$

Если (106) удовлетворено как равенство, то

$$t' > \frac{2n - 1}{2(n - 1)} \frac{m - n}{m - a'} t. \quad (108)$$

Если соединяемые листы имеют разную толщину, то сначала конструируют заклепочное соединение по более тонкому листу на желаемую абсолютную прочность или по данному коэффициенту прочности. Затем эту же конструкцию шва применяют и для более толстого листа, хотя в последнем может быть получена и относительно большая проч-

ность путем, например, размещения в толстом листе заклепок с такой же площадью среза, какую имеют заклепки в тонком листе, но применяя меньшее число заклепок большего диаметра. Однако это увеличение прочности стыковой планки и более толстого листа окажется бесполезным, так как прочность всего соединения ограничена сопротивлением заклепок срезу. Поэтому в целях упрощения конструкции при соединении листов разной толщины на стыковой планке предпочитают в обоих листах применять заклепки одинакового диаметра, а именно — соответствующего более толстому листу; размещают заклепки тоже одинаково.

Пример 1. Найти шаг, коэффициент прочности и толщину планки, исходя из условия равенства, для трехрядного соединения на обычной планке листов толщиной 9,5 мм; заклепками отверстия в листе — эллиптические, в планке — цилиндрические.

$$t = 9,5; \quad d = 19; \quad k = 0,68;$$

$$\alpha = 1,2; \quad \alpha' = \beta = 1,04; \quad n = 3.$$

Так как $d > \frac{\alpha}{k} t$, то применим выражения (101), (102) и (104):

$$n = \frac{1,2}{2} + \frac{5}{2} \cdot 0,68 \frac{19}{9,5} = 4,9;$$

$$d = \frac{5 \cdot 0,68 \cdot 19}{2 \cdot 4 \cdot 9,5} = 0,85;$$

$$t' \geq \frac{4,9 - 0,5}{4,0 - 1,04} \cdot 9,5 = 11 \text{ мм.}$$

Пример 2. Найти шаг, коэффициент прочности и толщину планки, исходя из условия равенства, для четырехрядного соединения на обычной планке листов толщиной 25 мм; заклепками отверстия в листе — эллиптические, в планке — цилиндрические.

$$t = 25 \text{ мм}; \quad d = 29 \text{ мм}; \quad k = 0,67;$$

$$\alpha = 1,14; \quad \alpha' = \beta = 1,03; \quad n = 4.$$

Так как $d < \frac{\alpha}{k} t$, то применим выражения (106), (102) и (108):

$$n = 1,14 + 3 \cdot 0,67 \frac{29}{25} = 3,5;$$

$$d = \frac{7 \cdot 0,67 \cdot 29}{2 \cdot 3,5 \cdot 25} = 0,78;$$

$$t' \geq \frac{7}{6} \cdot \frac{3,5 - 1,14}{3,5 - 1,03} \cdot 25 = 28 \text{ мм.}$$

3. Стыки на двойных планках при полном числе заклепок в ряды (рис. 79). При двойных стыковых планках усилие, действующее на соединение, симметрично, благодаря чему устраняется изгиб, существующий при обычной планке. Кроме того, и в таком соединении заклепки работают на двойной срез, и поэтому их диаметр можно уменьшать. Диаметр заклепок в этом случае для тонких листов необходимо уменьшать, чтобы избежать сгибания листов, как было отмечено в ряде 36, п. 5, где было показано, что диаметр заклепки не должен превышать более, чем в полтора раза толщины листа.



Рис. 79.

Спецификацией американского военного флота предписывается уменьшение диаметра заклепок при двойных планках на 3 мм для тонких листов толщиной до 15,5 мм. Для более толстых листов, для которых стандартный диаметр относительно мал, дальнейшего его уменьшения не требуется.

Применение двойных планок особенно выгодно для таких водонепроницаемых соединений, от которых требуется большая прочность. Для водонепроницаемых прочных соединений двойные планки менее выгодны, так как в этом случае шаг заклепок в наружных рядах должен быть малым по условию чеканки, и поэтому преимущества этого соединения, его высокий коэффициент прочности не могут быть полностью использованы. Кроме того, чеканка соединения на двойной планке несколько затруднительна, так как в этом случае толщина планок получается сравнительно малой и заклепка наружных рядов оказываются расположенными сравнительно далеко от кромок планок и одна от другой. Так, например, при листах толщиной 12 мм толщина планок 6 мм и заклепок диаметром 19 мм будут отстоять от кромок планок на 30 мм, т. е. на расстоянии пятикратной толщины планки, причем шаг заклепок в d будет равен 15-кратной толщине планки. При этих условиях кромки планок будут недостаточно хорошо прижаты заклепками, они могут отгибаться при чеканке и не обеспечат достаточной жесткости в условиях плавания корабля.

Допустимо, что сопротивление заклепок на двойной срезе в 1,8 раза больше, чем при одинарном срезе, и при таком допущении сравним разрыв листа вдоль наружного ряда заклепок A со срезом всех заклепок:

$$(\rho - d^2) f_1 t > 1,8 n q_1 \frac{\pi d^2}{4} \sigma,$$

откуда

$$m > 3 + 1,8 n b \frac{d}{t} \quad (109)$$

и

$$e = \frac{1,8 n b d}{m t} \quad (110)$$

Если шаг заклепок примет меньше определяемого выражением (109), то

$$e = 1 - \frac{b}{m} \quad (111)$$

В приведенных выражениях принят коэффициент 3 вместо α , имея в виду, что отверстия в листе в данном случае должны быть цилиндрическими, а не эллиптическими.

Для предотвращения разрыва планок вдоль ряда C , ближайшего к стыку, необходимо, чтобы:

$$2(\rho - d^2) f_1 t' > (\rho - d^2) f_1 t,$$

где α — коэффициент, относящийся к планкам, предполагая, что обе планки имеют отверстия одинакового типа. Отсюда]

$$t' = \frac{m - 1}{m - \alpha} \cdot \frac{t}{2} \quad (112)$$

Если отверстия в планках цилиндрические, то $a' = t$, и в этом случае $f = \frac{1}{2} t$. Если отверстия в планках эллиптические, то $a' > t$, и толщина планок должна быть несколько увеличена.

Вследствие высокого коэффициента прочности соединения на двойных планках позволяют применять двухрядные швы в тех случаях, когда при обычных планках были бы необходимы трехрядные швы.

Пример. Двойная стыковая планка при лопуцном шве:

$$t = 16 \text{ мм}; d = 19 \text{ мм}; k = 0,68;$$

$$k = 1,04; n = 2; a' = t.$$

По выражениям (102), (110) и (112):

$$m \geq 1,04 + 1,8 \cdot 2 \cdot 0,68 \cdot \frac{19}{16} = 3,95;$$

$$f = \frac{1,8 \cdot 2 \cdot 0,68 \cdot 19}{3,95 \cdot 16} = 0,74;$$

$$t' = \frac{t}{2} = \frac{16}{2} = 8 \text{ мм}.$$

Коэффициент прочности соединения при трехрядной клепке внешней или на обычной планке при диаметре штифтов 23 мм и шаге 4t был бы только 0,71.

4. Стыки на двойных планках при пропущенных заклепках в наружных рядах (рис. 80). До введения сварки такой тип соединения часто применялся для прочищаемых прочных соединений, например, на вертикальном киле обычно при трехрядной клепке.

Сравнение разрыва листа вдоль внешнего ряда A со срезами всех заклепок, получим:

$$(2p - d^2) f_p t > 1,8(2n - 1) f_s \frac{m^2}{4} p,$$

откуда

$$m \geq \frac{t}{2} + 0,9(2n - 1) k \frac{d}{t} \quad (113)$$

и

$$e = \frac{0,9(2n - 1) k d t'}{m} \quad (114)$$

или, если условие (113) не выполнено,

$$e = 1 - \frac{t}{2m} \quad (115)$$



Рис. 80.

Для предотвращения разрыва планок вдоль ряда C необходимо, чтобы толщина планок t' определялась из выражения:

$$2(2p - 2d^2) f_p t' > (2p - d^2) f_p t$$

или

$$t' \geq \frac{2n - 1}{2n - a'} \frac{t}{2} \quad (116)$$

величина t' должна быть всегда больше $\frac{1}{2} t$.

Чтобы предотвратить разрыв листа вдоль ряда В, необходимо, чтобы

$$(2p - 2a) f_1 t + 1,8 f_2 \frac{nd^2}{4} \geq (2p - a) f_1 t$$

или

$$d \geq \frac{2t}{1,8k} \quad (117)$$

Условие (117) удовлетворяется для всех толщин листов. Рассматриваемый тип соединения редко применяется при четырехрядной заклепке, так как уже при трехрядной получается достаточно высокий коэффициент прочности соединения. Это соединение может заменить четырехрядное соединение внакрой или с обыкновенной планкой, что видно из следующего примера.

Пример. Двойная стыковая планка, трехрядный шаг, в наружных рядах заклепки пропускаются попеременно через одну, толщина листов 25 мм.

$$t = 25 \text{ мм}; \quad d = 29 \text{ мм}; \quad k = 0,67;$$

$$f = 1,03; \quad n = 3; \quad a' = 4;$$

$$m = \frac{1,03}{2} + 0,9 \cdot 3 \cdot 0,67 - \frac{29}{25} = 4,0;$$

$$c = \frac{0,9 \cdot 3 - 0,67 \cdot 29}{4,0 \cdot 25} = 0,88;$$

$$r' = \frac{3 \cdot 4,0 - 1,03}{2(4,0 - 1,03)} \cdot \frac{25}{2} = 15 \text{ мм.}$$

Для четырехрядного шага при обыкновенной планке коэффициент прочности соединения получился равным только 0,78 (см. пример 2 в п. 2).

По выражению (50) находим среднее напряжение в листе при среднем заклепок

$$I_1 = \frac{1,8 n f_1 t}{4t} = \frac{1,8 \cdot 3 \cdot 1,03 \cdot 25}{4 \cdot 25} = 3700 \text{ ам.}$$

Это напряжение не превышает временного сжатывания на сдвиг материала 1700 ам при работе заклепок на двойной среза.

5. Особый тип водонепроницаемого соединения с двойной стыковой планкой (рис. 81). Водонепроницаемость и большой коэффициент прочности соединения можно получить, делая одну из стыковых планок шире

другой настолько, чтобы образовать по одному добавочному ряду заклепок. Более узкая планка должна располагаться с внешней стороны, с достаточно часто расположенными заклепками, в то время как заклепки наружного ряда на более широкой планке могут иметь увеличенный шаг, что обычно достигается попеременным пропуском заклепок через одну.

Такое соединение применяется для наружной обшивки минноносцев, а также на коммерческих кораблях

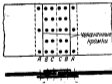


Рис. 81.

(«Лузитания») и в котлах. Допустим, что в наружной планке и в листе по ряду *A* отверстия эллипсовидные, а на внутренней планке и в листе по ряду *B* и *C* — шпандересные.

Как и для обычной двойной стыковой планки, мы получим для коэффициента прочности выражение

$$\epsilon = \frac{[3,6(n-1) + 1] \delta d}{2m} \quad (118)$$

где *m* — шаг заклепок внутренних рядов;

n — общее число рядов заклепок по одну сторону стыка.

В данном случае, как и в других соединениях, имеющих пропущенные заклепки в наружном ряду, имеется предел для толщины листов, при превышении которого разрушение вдоль ряда *B* может произойти ранее разрушения вдоль ряда *A*. Этот предел определяется выражением:

$$t = \frac{\delta d}{(2n-1)} \quad (119)$$

и получается около 19 мм.

Для листов толщиной меньше 19 мм

$$m > \frac{a}{2} + \left[1,8(n-1) + \frac{1}{2} \right] \frac{\delta d}{t} \quad (120)$$

и толщина листов

$$t > \frac{2m-1}{2n-1-a'} \cdot \frac{t}{2} \quad (121)$$

Для листов толщиной более 19 мм

$$m > \delta + 1,8(n-1) \frac{\delta d}{t} \quad (122)$$

и

$$t > \frac{(m-1) [3,6(n-1) + 1]}{1,8(2m-\delta-a')(n-1)} \cdot \frac{t}{2} \quad (123)$$

При тонких листах этот вид соединения дает большой коэффициент прочности даже при двух рядах заклепок. Это соединение особенно подходит для наиболее ответственных поясов миннососки как по своей легкости, так и потому, что оно почти симметрично передает нагрузку. Последнее обстоятельство особенно важно, если может произойти потеря устойчивости.

Пример. Рассмотрим двойную стыковую планку пояса широты миннососки, показанную на рис. 82:

$$t = 4 \text{ мм}; \quad d = 3 \text{ мм}; \quad \delta d = 9 \text{ мм}; \quad a = 1,4; \quad \delta = 0,79; \quad n = 3.$$

Найдем сначала шаг заклепок и коэффициент прочности соединения на условии равной прочности:

по выражению (120)

$$m = \frac{1,4}{2} + \left[1,8(3-1) + \frac{1}{2} \right] \cdot \frac{0,79 \cdot 8}{4} = 7;$$

по выражению (118)

$$\epsilon = \frac{(3,6 \cdot 2 + 1) 0,79 \cdot 8}{2 \cdot 7 \cdot 4} = 0,93.$$

Однако полученный шаг $7d$ для внутренних рядов слишком велик для водонепроницаемого шва. На рис. 82 шаг уменьшен до $4d$; при таком шаге коэффициент прочности соединения получится равным:

$$c = \frac{(3,6 - 2 + 1) \cdot 0,79 \cdot 9}{2 \cdot 4 \cdot 4} = 1,62;$$

для листа по выражению (118)

$$c = 1 - \frac{\sigma}{2m} = 1 - \frac{1,4}{2,4} = 0,83.$$

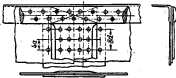


Рис. 82.

Большой шаг между рядами соседних заклепок, получающийся в этом соединении является недостатком для сильно нагруженных связей металлов, а в швах получается большая неравномерность соединения и предстарение шланга заклепок при всех обстоятельствах. Поэтому, конечно будет выражение p в листах при нагружении в шланге, соответствующая их шлангу, которое примет равное 1100 ат.

На сравнение сопротивлений на растяжение листа по линии заклепочных отверстий наружного ряда с сопротивлением среза заклепок получим:

$$(2m - a) \sigma p_r = [3,6(n - 1) + 1] \frac{\sigma p^2}{4} \cdot 4 \cdot 1100,$$

откуда

$$p_r = \frac{(3,6 - 2 + 1) \frac{\sigma p^2}{4} \cdot 4 \cdot 1100}{(2 - 1,4) \cdot 8 \cdot 4} = 2700 \text{ ат.}$$

Полученное напряжение близко к пределу упругости листа. Соответствующее напряжение в целом листе вне соединения будет равно $0,83 \cdot 2700 = 2241$ ат.

б. Соединение анкрой с внутренней планкой (рис. 83). Такое соединение представляет собой обычное соединение анкрой, подкрепленное узкой внутренней планкой, причем в наружных рядах заклепок каждая вторая заклепка пропущена, а то время как заклепки, расположенные вдоль несущей кромки, имеют обычный водонепроницаемый шаг.

Поступая как раньше, получим для такого соединения:

$$c = \frac{(2m - 1)kd}{2m}, \quad (124)$$

где a — число рядов заклепок, исключая наружный ряд по планке.

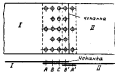


Рис. 83.

Предельная толщина листов, при которой разрушение вдоль ряда В или В' происходит раньше, чем вдоль ряда А или А', определяется, как и раньше. Предполагая, что заклепки потайные с чеканящейся стороны, получим:

$$t < \frac{kd}{n} \quad (125)$$

Предельная толщина листов получается около 12,7 мм. Для более тонких листов шаг заклепок должен быть:

$$n > \frac{a}{2} + \frac{2n-1}{2} \frac{kd}{t} \quad (126)$$

Толщина планки t' определяется из сопоставления разрушения планки и листа вдоль ряда В' с разрывом листа вдоль наружного ряда заклепок:

$$t' > \frac{2n-a}{n-d} \frac{t}{2} \quad (127)$$

Для листов толще 12,7 мм

$$n > a + (n-1) \frac{kd}{t} \quad (128)$$

и

$$t' > \left[\frac{n-a}{2(n-1)} - a + k \right] \frac{t}{n-d} \quad (129)$$

Из выражения (129) видно, что вес планки незначительный, хотя, конечно, практически она делается толще, чем это требуется по этому выражению.

Рассмотревшее соединение, по сравнению с обычным соединением шпакрой, дает больший коэффициент прочности при меньшем шаге заклепок вдоль чеканящейся кромки листа.

Действительно, для листов толщиной 9,5 мм при простом шаге шпакрой коэффициент прочности 0,77 можно получить только при шаге заклепок около 5,5 диаметра, т. е. при сравнительно большом шаге для волонсправляемого соединения. По сравнению с заклепочным соединением на одинарной планке шов шпакрой с внутренней узкой планкой даст тот же коэффициент прочности соединения при большой экономии веса и количества заклепок и при наличии всех тех преимуществ, которые имеются у соединений шпакрой перед соединениями на планках. Поэтому такое соединение может найти применения в тех случаях, где требуется большой коэффициент прочности, наряду с полной непроницаемостью и малым весом. Однако в тех случаях, когда можно опасаться потери устойчивости, как, например, в стыках шпакрой в полубного настила, следует предпочесть соединение на двойных стальных планках.

34. Косое разрушение

До сих пор мы рассматривали разрушения заклепочных соединений только по данным, нормальными к направлению действующих усилий. В некоторых случаях, например, при шахматных и ромбовидных швах, в которых сопротивление по наклонной линии, проведенной через концы заклепок, может оказаться меньше, чем сопротивление по нормальной линии, проведенной через наружный ряд заклепок, разрушение

может проходить по линии, наклонной к направлению действующих на лаво усилий.

Этот вид разрушения отличается от разрыва листа по линии, нормальной к направлению действующего на соединение усилия, главным образом тем, что он сопровождается срезом листа в плоскости, перпендикулярной к листу. Рассмотрим лист, предполагая его совершенно изотропным, подвергающийся равномерному растягивающему напряже-



Рис. 84.

нию P , и проверим прочность этого листа по наклонной под углом θ линии, показанной на рис. 84. Напряжения вдоль этой линии будут $P \sin \theta$ и составляющие его будут равны:

нормальное напряжение

$$P_n = P \sin^2 \theta;$$

сдвигающее напряжение

$$P_s = P \sin \theta \cos \theta.$$

При $\theta = 45^\circ$ сдвигающее напряжение достигает наибольшей величины, равной $\frac{1}{2} P$, и действует одновременно с нормальным напряжением такой же величины.

Предположим теперь, что линия AB ослаблена присутствием заклепок и необходимо выбрать для этих заклепок такой шаг m' , при котором сопротивление по линии AB было бы таким же или больше, чем стандартное сопротивление по поперечному ряду заклепок. Считается — и это проверено на практике, — что для удовлетворения этому условию необходимо, чтобы длина наклонного сечения AB , уменьшенная заклепками, была больше длины поперечного сечения CD , уменьшенной заклепками.

Пусть e — коэффициент прочности соединения вдоль поперечного сечения CD и e' — относительное ослабление заклепками площади наклонного сечения AB . Тогда должно быть:

$$e' AB > e CD$$

или

$$e' > e \sin \theta. \quad (130)$$

Пусть $m' > \frac{e'}{e}$ — шаг заклепок, требующийся для предотвращения разрушения вдоль косого сечения, где p' — расстояние между заклепками по наклонной линии. Так как $e' = 1 - \frac{ap'}{p} = 1 - \frac{a}{m'}$, то

$$m' > \frac{a}{1 - e \sin \theta}. \quad (131)$$

35. Шахматная клетка.

Одним из наиболее важных случаев, когда должно быть учтено разрушение по косому направлению, является шахматное расположение заклепок в заклепочных соединениях.

Во французском флоте такая форма клетки широко применялась в течение многих лет. В американском флоте она принята в качестве стандартной с 1932 г., но и до этого времени она интенсивно применялась на миноносцах.

Шахматная клетка имеет следующие преимущества:

1. Вследствие более тесного размещения рядов заклепок ширина перекреста уменьшается и экономится вес. Поэтому шахматная клетка применяется для соединения листов наружной обшивки со шпангоутами и для двухрядной клетки угольников.

В американском флоте наименьшее расстояние между рядами заклепок принимается при шахматной клетке равным $2\frac{1}{2}$ —3 диаметра, а при шахматной — лишь $1\frac{1}{2}$ —2 диаметра. Во французском флоте расстояние между рядами заклепок при шахматной клетке обычно принимается равным двум диаметрам.

2. При шахматном расположении заклепок прочность листа, конечно, увеличивается лучше, чем при цепном, хотя это окончательно и не доказано.

3. Достигается лучшая непроницаемость, особенно при тонких листах, вследствие более тесного расположения рядов заклепок и более равномерного сжатия листов.

С другой стороны, шахматная клетка требует большей тщательности при проектировании заклепочных соединений и при разметке заклепочных отверстий в листах.

Приходится считать также с тем, что некоторые заклепки попадают в места пересечений соединений конструктивными связями, например, в местах пересечений пазов шпангоутами. Кроме того, в стыковом соединении с несколькими рядами заклепок в каждом втором ряде теряется по одной заклепке по сравнению с цепной клеткой.

Приведенные ранее формулы для цепной клетки применимы и для шахматной, но с дополнительной проверкой разрушения соединения вдоль зигзагообразной линии. Такую проверку можно сделать, как для косого разрыва, рассмотренного выше. Площадь сечения листа вдоль зигзагообразной линии через первый и второй ряды заклепок должна быть, по крайней мере, равна площади сечения листа вдоль первого или вдоль наружного ряда заклепок.

Посмотрим, какое минимальное допустимое расстояние может быть между рядами заклепок для случая простого двухрядного шахматного шага, показанного на рис. 85, при одинаковом шаге заклепок $p=md$. Пусть расстояние между рядами заклепок будет sd и шаг вдоль зигзагообразной линии $m'd$ (см. рис. 85).

Будем иметь

$$m'd - sd > \frac{md}{2} - \frac{md}{2},$$

но

$$(m'd)^2 = (sd)^2 + \left(\frac{md}{2}\right)^2.$$



Рис. 85

откуда

$$z \geq \sqrt{\frac{z^2 + 2mk}{4}} \quad (132)$$

Для среднего значения $z=1,17$ и для $m=3\frac{1}{2}$ получим $z \geq 1,55$; для $m=6$ получим $z=1,96$. Эти значения для z хорошо согласуются с практическими правилами.

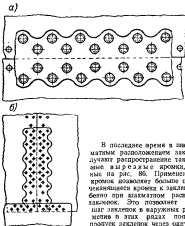


Рис. 85.

В последнее время в швах с шахматным расположением заклепок получают распространение так называемые вырезные кромки, показанные на рис. 85. Применение таких кромок позволяет больше приблизить чекающиеся кромки к заклепкам, особенно при шахматном расположении заклепок. Это позволит увеличить шаг заклепок в наружных рядах, применив в этих рядах попеременный пропуск заклепок через одну, как это показано на рис. 85, б.

Применение вырезных кромок даёт следующие преимущества:

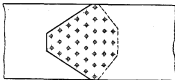
- а) увеличение коэффициента прочности соединения вследствие увеличения шага заклепок в наружных рядах;
- б) улучшение условий чеканки по сравнению с прямолинейными кромками;
- в) улучшение компактности соединения и лучшее распределение напряжений, чем при цепном расположении заклепок с исполнением их числом в наружных рядах.

Вырезные кромки находят большое применение при обычных планках с внутренней стороны наружной обшивки и при двойных планках в прочных шалубах.

36. Ромбовидные соединения, переборочные прокладки и накладные листы

Несмотря на то, что при ромбовидных соединениях (фиг. 87) получаются сравнительно большие коэффициенты прочности, они редко применяются в чистом виде в судовых конструкциях.

Принцип ромбовидной накладки, однако применяется в переборочных прокладках и других компенсационных листах, а также и в некоторых стыковых соединениях, где требуется подкрепить связи, ослабленные тесно расположенными заклепками по условию нефте-



Фиг. 87.

проницаемости, или где требуется местное подкрепление связей, как, например, у вырезов для дверей, люков, кингстонов, иллюминаторов и др.

1. **Переборочные прокладки.** Рассмотрим подкрепления, устанавливаемые на наружной обшивке, а часто также и на внутреннем дне, для компенсации ослаблений, получающихся вдоль линий, где заклепки расположены тесно, и в местах крепления водо- и нефтепроницаемых переборок и шпангоутов.

При системе прилегающих и накрывающих поясов наружной обшивки эти подкрепления делаются при помощи так называемых компенсационных переборочных прокладок, расположенных под обделочными угольниками на накрывающих поясах.

При системе соединения поясов наружной обшивки «вклады» эти подкрепления делаются при помощи непрерывных планок, которые, где это возможно, должны ставиться снаружи обшивки, например, под прокладкой для брони.

Рассмотрим случай, когда применяются прилегающие и накрывающие пояса. Переборочные компенсационные прокладки на накрывающих поясах должны обеспечить такую же общую продольную прочность ослабленному сечению, какая существует в сечении по водонепроницаемому шпангоуту.

Пусть b — ширина пояса между кромками соседних поясов (шириной перекресток пазов пренебрегаем, так как прочность в районе этого пе-

рекрая одинакова для всех шпангоутов); e — требуемый коэффициент прочности накрывающего пояса по ослабленному сечению; e' — коэффициент прочности прилегающего пояса по ослабленному сечению; e_0 — стандартный коэффициент прочности по пронизываемому шпангоуту.

Требуется, чтобы

$$e = 2e_0 - e'. \quad (133)$$

Примем, например, стандартный коэффициент прочности $e_0 = 0,83$ и коэффициент прочности прилегающего пояса $e' = 0,71$. Тогда требуемый коэффициент прочности накрывающего пояса должен быть:

$$e = 2 \cdot 0,83 - 0,71 = 0,95.$$

Компенсационные переборочные прокладки, обычно имеют угольчатую или ромбовидную форму, причем заклепки в них размещаются по тому же принципу, что и в ромбовидном заклепочном соединении; разница лишь в том, что ввиду отсутствия в данном случае стыка сред



Рис. 88.

всех заклепок не может прийти. Поэтому мы будем рассматривать разрыв листа вдоль наружного ряда заклепок в качестве местного стандарта, с которым должны сравниваться другие возможные формы разрывов. Обращаясь к рис. 88, видим, что коэффициент прочности вдоль линии l не должен быть ниже требуемого, т. е.

$$\frac{b - N_1 d_1}{b} > e$$

или

$$N_1 < \frac{1 - e}{d_1} b, \quad (134)$$

где N_1 — число заклепок в крайнем ряду, т. е. по линии l .

Достаточно рассмотреть лишь одну сторону прокладки, вследствие наличия симметрии или относительно заклепок обделочного угольника или, в случае двойных угольников, относительно листа переборки. Число заклепок N_1 известно. Разрыв листа вдоль любого ряда заклепок, т. е. вдоль любой линии p вместе со срезов всех заклепок между линиями l и $p-l$, включая и заклепки и по этим линиям, должен представлять большее сопротивление, чем разрыв листа вдоль линии l .

Поэтому

$$(b - N_p d_1) f_p t + f_s \frac{at}{4} \vartheta \sum_1^{p-1} N > (b - N_1 d_1) f_p t,$$

откуда

$$N_p < N_1 + \frac{4t}{ad} \sum_1^{p-1} N. \quad (135)$$

Принимая в этом выражении $p = n$, получим общее число заклепок с одной стороны планки:

$$\sum_1^{n-1} N > \frac{ad}{4t} (N_n - N_1). \quad (136)$$

Общее число заклепок в прокладке будет $2 \sum_{i=1}^{n-1} N_i + N_n$ или $2 + 2 N_n$ в зависимости от того, будет ли клевка ободочного угольника переборки ординарной или двойной.

Остается рассмотреть возможность разрыва самой прокладки, что может случиться лишь при одновременном разрыве листа. Этот комбинированный разрыв прокладки и листа может произойти тремя различными способами: разрыв прокладки по линии внутренней или наружной одноствельной линии разрыва листа или по линии разрыва листа.

Обозначим через s — сопротивление заклепки срезу и через t — сопротивление разрыва прокладки или листа, причем верхний индекс L или P у t будет обозначать соответственно прокладку или лист, а нижний индекс соответствует номеру ряда заклепок, по которому происходит разрыв (рис. 89).



Рис. 89.

Три различных способа разрыва могут быть выражены так:

$$t_p^L + t_p^P + \sum_{s=1}^{r-1} s > t_p^L + \sum_{s=1}^{r-1} s_1$$

$$t_p^L + t_p^P + \sum_{s=1}^{r-1} s > t_p^P + \sum_{s=1}^{r-1} s_1$$

$$t_p^L + t_p^P > t_p^L + \sum_{s=1}^{r-1} s.$$

Первое из этих условий может быть написано так

$$t_p^L > \sum_{s=1}^r s. \quad (137)$$

Если это условие удовлетворено, то

$$t_p^L > \sum_{s=1}^r s,$$

и поэтому второе условие может быть написано так:

$$\sum_{s=1}^r s + \sum_{s=1}^{r-1} s > \sum_{s=1}^{r-1} s$$

или

$$\sum_{s=1}^r s + \sum_{s=1}^{r-1} s > 0.$$

Это условие всегда удовлетворится.

Третье из приведенных выше условий может быть написано так:

$$t_p^L > \sum_{s=1}^{r-1} s.$$

Это условие удовлетворяется, если удовлетворено выражение (137). Таким образом все три условия удовлетворяются, если удовлетворено условие (137). Это последнее условие может быть написано так:

$$[\sigma_p - N_p \Delta \sigma] f_p r' > f_p \frac{\pi b^2}{4} \sigma \sum_1^r N. \quad (138)$$

Здесь входят две неизвестные величины — ширина прокладки b' и толщина прокладки r' . Но так как по линии b $b = b'$, то мы можем найти r' , полагая $r = r'$ и $b' = b^2$.

Найденная таким путем толщина прокладки всегда будет меньше, чем толщина листа, и мы можем поэтому в соответствии с обычной практикой принять $r' = t$ или, точнее, толщину соседних прилегающих поясов. В этом случае будет исключена опасность разрушения прокладки.

Подставляя принятую величину для r' в выражение (138), мы можем определить b' , т. е. ширину плавки в разных ее сечениях. В крайнем сечении прокладка резко обрывается и ширина ее в этом сечении определяется в соответствии с минимально допустимым шагом заклепок. Для построения чертежа комбинированной прокладки сначала прочерчивают линии рядов, выдерживая необходимое расстояние между ними. На каждой линии заклепок от середины ширины прокладки отсечается $\frac{b'}{2}$. Угол наклона кромок прокладки выбирается так, чтобы не

произошел разрыв по линии пограничных заклепок и чтобы шаг по этой линии получался таким, какой необходим для чеканки. Кромки прокладки обычно делаются прямыми и расстояние между ними и пограничными заклепками должно соответствовать существующим на этот счет требованиям. Если сужение не простирается во всю ширину листа, то проверить возможность разрушения по наклонному направлению проще всего можно по чертежу в большом масштабе, измерив сумму расстояний между заклепочными отверстиями по линии пограничных заклепок и сравнив эту сумму с нетто шириной листа по линии l .

На этом чертеже диаметр заклепочных отверстий должен быть равным ad .

На кораблях последней постройки переборки обычно привариваются к обшивке, и в этом случае необходимость в переборочных прокладках отпадает. Надо отметить, что приварка переборки дает непрерывную линию напряженного состояния обшивки, которое в этом случае нельзя удалить при помощи отжига. Однако следует предполагать, что при надлежном процессе приварки ослабление всего сечения корабля не так серьезно и, возможно, не превосходит ослабления, получаемого при приклепке переборки.

* Так как в этом случае r и r' равны t , то можно воспользоваться в третьем основном неравенстве

$$t_1^2 > \sum_1^{n-1} t^2$$

или

$$[\sigma - N_p \Delta \sigma] f_p r' > f_p \frac{\pi b^2}{4} \sigma \sum_1^{n-1} N, \quad (139)$$

которое дает минимально допустимую величину для r' . — Дем.

2. Пример проектирования переборочной прокладки (см. рис. 88). Дано: $t=16$ мм; $b=1220$ мм; $d=22$ мм; шаг заклепки не должен быть менее $3d$; шаг по обдоложному угольнику переборки $5d$; шаг вдоль кромки прокладки — не более $5d$; требуемый коэффициент прочности $e=0,95$; заклепки в листе вставные, причем $\alpha=1,16$; заклепки в прокладке цилиндрические, и поэтому $\alpha'=4=1,03$; $k=0,67$.

По выражению (134)

$$N_1 < \frac{1-0,95}{1,16 \cdot 22} 1220 = 2,4;$$

принимаем $N_1=2$.

$$N_2 > \frac{e}{5d} = \frac{0,95}{5 \cdot 22} = 11,1;$$

принимаем $N_2=11$.

При таком числе заклепок расстояние между центрами концевых заклепок в кромках соседних листов получается около 60 мм.

По выражению (136)

$$\sum_1^{p-1} N > \frac{1,16 \cdot 16}{0,67 \cdot 22} (11-2) = 11,3;$$

принимаем

$$\sum_1^{p-1} N = 12.$$

По выражению (135)

$$N_p < 2 + \frac{0,67 \cdot 22}{1,16 \cdot 16} \cdot \sum_1^{p-1} N = 2 + 0,8 \sum_1^{p-1} N.$$

Отсюда для

$$p=2 \quad \sum_1^{p-1} N=2 \text{ и } N_p < 3,6; \text{ принимаем } N_2=3;$$

$$p=3 \quad \sum_1^{p-1} N=5 \text{ и } N_p < 6,0; \text{ принимаем } N_3=3;$$

$$p=4 \quad \sum_1^{p-1} N=8 \text{ и } N_p < 8,0; \text{ принимаем } N_4=4.$$

Такая малая величина для N_p выбрана с той целью, чтобы сделать

$$\sum_1^{p-1} N = \sum_1^p N = 12.$$

$$\text{Для } p=5 \quad \sum_1^{p-1} N=12 \text{ и } N_p < 11,2; \text{ принимаем } N_5=11.$$

Наименьшая толщина прокладки находится по уравнению (138), принимая $b_p = b = 1220$ мм и $r = \pi$:

$$t = f_s \frac{\frac{\pi d^2}{4} \sigma \sum N}{(b_p - N_p d) f_T} = \frac{\pi d^2 \sum N}{b_p' - N_p d'} = \frac{0,07 \cdot 23^2 \cdot (13 + 11)}{1220 - 11 \cdot 1,03 \cdot 23} = 7,7 \text{ мм.}$$

По конструктивным требованиям принимаем $t' = t = 16$ мм и соответствующую ширину планки в разных рядах находим по уравнению (135):

$$b_p > \frac{\frac{\pi d^2}{4} \sigma \sum N}{t' f_T} + N_p d' = \frac{\pi d^2 \sum N}{t'} + N_p d' = \\ = \frac{0,07 \cdot 23^2 \sum N}{16} + 1,03 \cdot 22 N_p = 20,2 \sum N + 23 N_p.$$

Ширина b_p также определяется из условия наименьшего шага заклепок $3d = 69$ мм. Ширина b_p поэтому должна быть принята равной большему из двух ее значений, полученных выше. Таким путем может быть получена прокладка очень небольших размеров с компактными размещением заклепок. Однако при такой прокладке могло бы быть не предотвращено разрушение листа вдоль ее кромок, так как заклепки по ее кромкам могут оказаться размещенными слишком тесно. Чтобы предотвратить такое разрушение и в то же время обеспечить шаг заклепок, требуемый условиями чечинки кромок, нужно кромки планки провести под углом 45° и кромочные заклепки расставить в расстоянии $3d$ друг от друга. Такое решение показано на рис. 88. Дополнительная заклепка прибавлена с каждой стороны для того, чтобы прокладка лучше работала вместе с листом.

Часто применяются переборочные прокладки значительно меньшей ширины, чем было рассмотрено, но они не обладают таким высоким коэффициентом прочности и не гарантируют невозможности разрушения вдоль линий краевых заклепок.

Даже при большой длине узкие прокладки не могут быть так эффективны, как широкие, так как проходящие через прокладку линии напряжений будут резко отклонены от своего естественного направления, что вызовет сгущение их в некоторых местах и создаст очень неравномерное распределение напряжений.

3. Накладные листы. Если такие прочные связи корпуса, как поясье наружной обшивки или прочной валубы ослаблены прорезанными в них отверстиями, то линии напряжений в этих местах будут отклоняться, подобно струям воды, обтекающим препятствие. Такое отклонение линий напряжений практически оказывает значительное влияние лишь на определенном расстоянии от вырезов, и поэтому в районе, где линии напряжений сгущаются, ослабленные связи должны быть подкреплены. Рис. 90 дает грубую картину сгущения линий напряжений в районе вырезного прямоугольного люка при действии в валубе равномерного растяжения.

Распределение напряжений в палубе в этом случае получается очень неравномерным. Листы, расположенные по продольным крошкам локка параллельно растягивающим усилиям и особенно в углах локка, испытывают большие растягивающие напряжения, в то время как листы, расположенные по поперечным крошкам локка нормально к растягивающим усилиям, подвергаются сжатию.

Разрыв листов в углах локка является наиболее вероятной формой разрушения, но не исключена возможность выпучивания листов у середины поперечной крошки выреза.

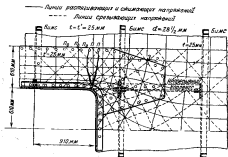


Рис. 90.

Необходимое подкрепление таких больших вырезов, как локки, двери и др., должно состоять в установке накладных листов с каждой стороны выреза, параллельной растяжению, причем эти накладные листы должны простираться дальше конца выреза, по крайней мере, на две трети его ширины. Накладные листы должны охватывать углы выреза на величину не менее одной четверти его ширины.

Обычно крошки вырезов в целях увеличения их жесткости подкрепляются комингсами или бингсами, шпангоутами и карлингсами; если такие подкрепления отсутствуют, то должны быть установлены специальные листы для подкрепления крошек вырезов. Углы вырезов должны быть хорошо закруглены, так как в противном случае в них неизбежно возникнут местные переувражения материала. При небольших вырезах удвоенные листы могут быть установлены по всему периметру выреза.

Иногда необходимо установить накладные листы по всей длине одной крошки выреза, но обычно это желательно, так как вызывает дополнительное отклонение силовых линий.

Минимальное требование к ширине и толщине накладных листов должно, очевидно, состоять в том, чтобы прочность по любому поперечному сечению выреза, с учетом заключенных отверстий, была не

меньше нормального стандарта. Обычно это требование может быть удовлетворено простым возмещением материала, удаленного вырезом, но применительно к важным прочным соединениям, особенно на быстроходных кораблях, такое подкрепление может оказаться недостаточным. Допустим, например что удаленный при вырезе материал возмещен наложением второго листа той же толщиной, что и толщина первоначальных листов, и такой ширины, что площадь поперечного сечения по вырезу с учетом ослабления заклепочными отверстиями равна площади сечения связи по ослабленному сечению вдоль водопроходимых бимсов или шпангоутов. Предположим также, что накладные листы протянуты на надлежащее расстояние за концы выреза в обе стороны и что они достаточно заходят на углы выреза. Как следует из рис. 90, напряжения у углов выреза даже при полном распределении между двумя толщинами обязательно должны быть больше тех, которые нормально имеютс-я в данной связи вне района выреза.

Если напряжения в каком-нибудь месте превышают предел упругости материала и появится трещина, то есть опасность, что она может постепенно расширяться. Поэтому рекомендуется, по крайней мере, для быстроходных кораблей, делать накладные листы более толстыми, чем основные, или же устанавливать дополнительные местные подкрепления в углах вырезов. Последняя мера предпочтительнее, так как она требует меньше веса.

Прежде чем рассматривать конструкцию такого местного подкрепления, рассмотрим формы, по которым может произойти разрушение в углах вырезов:

1. Разрушение основного листа со срезом всех заклепок, расположенных по одну сторону от линии разрушения. Эта форма разрушения может быть предотвращена надлежащим увеличением площади сечения заклепок, соединяющих удаленный лист с основным.

2. Разрушение обоих листов. Присутствие комкига дюза с его обделочным угольником не может увеличить сопротивления этому разрушению. Ясно, что усиление, соответствующее поставленной цели, должно не только захватывать район наибольших напряжений, но простераться за этот район и быть надежно скрепленным с обоими листами. Одной из форм такого усиления являются накладки, охватывающие углы. Другой формой, конструктивно более предпочтительной, является установка кармантов или ребер по бокам выреза, продолжающихся, по крайней мере, на одну шпацию за концы выреза. Такая конструкция подкрепления показана на рис. 90, где кармант настолько хорошо соединен с обоими листами, что разрушение у угла не может произойти без разрыва карманта.

Порядок проектирования накладных листов аналогичен изложенному выше порядку проектирования переборочных прокладок. Сопротивление разрушению по линии наружного ряда заклепок принимается в качестве стандарта. Сначала размещаются заклепки по периметру накладного листа с таким шагом, какой требуется по условно водонепроницаемости; после этого размещаются заклепки по бимсам, карманту, обделочному угольнику комкига, а также дополнительные заклепки с таким расчетом, чтобы число их снаружи возможной линии разрушения листа было достаточным. Шаг этих заклепок обычно принимается около 12—16 d. Минимум одной дополнительной заклепки не должно быть вблизи угла выреза.

Так как накладные листы могут иметь различную форму и размещение заклепок в них делается по усмотрению конструктора в зависимости от местных условий, то здесь не делается попытки дать стандартные формулы для расчета заклепочных соединений накладных листов, но для иллюстрации способа расчета ниже приведен пример.

4. Пример. Расчет накладного листа полуэллиптического локса (рис. 90). Требуемый коэффициент прочности $\alpha_s = 0,84$. Клепка по контуру должна удовлетворять требованиям непроницаемости. Ширина локса $b = 1220$ мм; $t = 25$ мм; $d = 29$ мм. Заклепочные отверстия цилиндрические в полуэллиптическом настиле и эллиптические в накладном листе; $\alpha = \delta = 1,03$; $\alpha' = 1,14$; $k = 0,67$.

Ширину каждого накладного листа принимаем равной половине ширины локса: $\frac{1}{2} \cdot 1220 = 610$ мм; требуется найти толщину накладного листа t' .

Можно ограничиться рассмотрением только одной стороны локса. Протяг выреза ни в одном ряду нет больше трех заклепок. В ряде в углу локса находится две или максимум три заклепки. Показанные на рис. 90 линии разрушения наиболее вероятны. Разрыв обеих толщин, начинаясь от угла выреза, не должен произойти раньше, чем разорвется лист вне района накладного листа; следовательно,

$$\left(\frac{b}{2} - 3d\right)t + \left(\frac{b}{2} - 3\alpha'd\right)t' \geq 0,84kt,$$

откуда

$$t' \geq \frac{0,84k + 3kd}{\frac{b}{2} - 3\alpha'd} t = 24,5 \text{ мм};$$

принимаем $t' = t = 25$ мм.

Число заклепок в наружном ряду по выражению (134)

$$N_1 \leq \frac{(1-d)h}{3d} = \frac{(1-0,34)}{1,03 \cdot 29} \cdot 1220 = 6,5;$$

принимаем $N_1 = 4$, как показано на рис. 90.

Сравнивая разрушение основного листа по линии l вместе со срезом всех заклепок по одну сторону этой линии с разрушением этого же листа по линии l' , проходящей через крайний ряд заклепок, получим:

$$\left(\frac{b}{2} - 3\alpha'd\right)tf_s + \frac{\pi d^2}{4} \sum N f_s = (\pi - 4\delta)d N f_s,$$

откуда необходимое число заклепок $\sum N$:

$$\sum_1^{n-1} N = \left(\frac{b}{3d} - \delta\right) \frac{t}{d} \cdot \frac{1}{\delta} = \left[\frac{1220}{2 \cdot 29} - 1,03\right] \frac{25}{29} \cdot \frac{1}{0,67} = 26.$$

Принимаем $\sum_1^{n-1} N = 30$, включая в это число две заклепки по обдольному угольнику концы локса.

При $N_1 = 4$ можно принять $N_2 = 7$, а в следующих рядах принять еще большее число заклепок, и тогда можем получить требующиеся наимень-

шее число заклепок 26 при малом числе рядов, но, как было указано выше, желательнее накладывать лист значительно протянуть за концы выреза. Поэтому, как показано на рис. 90, по практическим соображениям в сторону от комбинированного угольника размещено семь рядов заклепок. Карсенте протянут непрерывно на 1500 мм за конец лока и по обе стороны от угла соединения с накладными листами шесть заклепками.



Рис. 91.

угольника или в виде полуокружностей, по контуру которых размещать заклепки, необходимые для чеканки их кромок. Кроме того, ставит несколько дополнительных заклепок. Таким образом создается линия увеличенного сопротивления разрыву. Прочность по этой линии приблизительно можно определить, измеряя площадь сечения листа между заклепочными отверстиями вдоль линии контура. На рис. 91 площадь листа почти равна площади поперечного сечения по целому листу. Другим словом, коэффициент прочности листа не меняется для разных сечений. Чтобы убедиться что коэффициент прочности нигде не снижается ниже стандартного, необходимо проверить прочность по поперечному сечению по трем или пяти крайним заклепкам.

Этот грубый, но простой прием может, конечно, быть применен и для определения коэффициента прочности компенсационных переборочных прокладок. Однако вместо их большого числа предпочтительнее это определение делать с большой точностью, как было указано выше.

37. Связь между теорией и практикой

1. Шаг заклепок. Сравнения приведенные в табл. 12 шага заклепок с шагами, получившимися по формулам для наибольшей прочности, видно, что они значительно различаются. Соответствие между этими

шагами, в действительности, получается лишь для одной какой-либо комбинации толщины листа и диаметра заклепки. Для меньших толщин листа стандартный шаг оказывается меньшим, а для больших толщин листа — большим теоретического шага. Однако эта разница не так существенна, исключая лишь случаи, где требование непроницаемости вызывает необходимость применения более тесного шага, чем он определяется формулами. Например, при двухрядной заклепке листов толщиной 6 мм теоретический шаг был бы слишком большим по условию чеканки, и поэтому на практике принимается шаг, равный 4*d*. Точное выдерживание теоретического шага в невозможно в действительности. Для большей простоты необходимо, чтобы требуемый стандартный шаг выражался в целых частях диаметра заклепок. Однако даже от стандартного шага на практике приходится часто отступать для того, чтобы удобно было разместить нужное число заклепок на заданной длине шва. Имея в виду, что действительные условия часто отклоняются от расчетных предположений, на теоретический шаг надо смотреть только как на ориентир. В тех случаях, однако, когда прочность соединения особенно важна, следует, насколько возможно, выдерживать теоретический шаг.

В коммерческом судостроении заклепки размещаются в общем более тесно, чем принято в военном судостроении. Согласно правилам английского Ллойда, для трехрядного шва внахлест, применяемого в стыках наружной обшивки, требуется шаг $3\frac{1}{2}d$ вместо $4\frac{1}{2}d$, применяемого в американском военном флоте. Поэтому, как уже указывалось, в коммерческом судостроении площади сечений заклепок получаются очень большими; например, прочность стальных заклепок в трехрядном стыковом соединении превышает более, чем на 50%, прочность листа.

2. Рабочие напряжения. В судостроении не установлено достаточно определенных практических норм для рабочих (допускаемых) напряжений в заклепочных соединениях конструкций корпуса. Сложность и эмпирический характер расчетов прочности конструкций корпуса препятствуют достаточно обоснованному назначению норм для рабочих напряжений. При расчете прочности бимсов, стрингеров и других балок, устанавливаемых для поддержания известной по величине нагрузки, срезающего напряжения в заклепках может быть допущено до 700 ат; если же нагрузка имеет динамический характер действия, например, в подарезниках под орудия, то рабочие напряжения не должны превышать 630 ат.

Возра доков и перфел американского военного флота² для таких конструкций, подвергающихся динамическим и вибрационным нагрузкам, как фундаменты под быстро вращающиеся механизмы, допускает в конструкциях основные растягивающие напряжения 1120 ат. Соответствующие этому допускаемые напряжения на срез в заклепках при механической их заклепке могут доходить до 850 ат, допускаемые напряжения на смятие — до 1340 ат при обычном срезе и до 1700 ат при двойном срезе заклепок. Для конструкций, подвергающихся статическим нагрузкам, основное допускаемое напряжение равняется 1270 ат, а для конструкций, подвергающихся большим динамическим нагрузкам, 980 ат, а допускаемые напряжения на срез и смятие заклепок таких конструкций должны соответствовать этим основным допускаемым напряжениям.

² „Standards of Design for Structural Steel“, 1934.

38. Водонепроницаемость и нефтенепроницаемость

1. Чеканка. Основным назначением заклепочных швов является соединение отдельных частей корпуса и обеспечение прочности, но для многих частей корпуса также важно обеспечить водонепроницаемость. Клепка сама по себе уже обеспечивает известную степень водонепроницаемости. Если заклепочное расположение достаточно тесно и клепка выполнена удовлетворительно, то достаточная водонепроницаемость будет достигнута без применения каких-либо других специальных средств. С течением времени водонепроницаемость еще улучшится и станет более надежной благодаря заполнению всех неплотностей ржавчиной, образующейся между соприкасающимися поверхностями листов. Однако, так как не всегда желательно иметь малые швы заклепок и так как качество работ не всегда будет совершенным, то все водонепроницаемые швы, где только возможно, чеканятся.



Рис. 92.



Рис. 93.

Чеканка состоит во вдавливании металла вдоль кромок одной или обеих соединяемых деталей в зазор между соприкасающимися поверхностями для предотвращения прохода воды или нефти. Для эффективности чеканки требуется, чтобы расстояние между заклепками вдоль кромок не было слишком велико относительно толщины листа, так как в противном случае при чеканке лист будет отгибаться и чеканка окажется неадекватной. Нельзя также выполнять чеканку, если шов подвергается значительным напряжениям. Поэтому, как было указано выше, наибольший допустимый шаг заклепок для водонепроницаемых швов делается от $3\frac{1}{2}$ до 5-й.

Шаг, выраженный в диаметрах заклепок, рационально делать меньший для более тонких листов, так как диаметр заклепок для таких листов применяется относительно большим, чем для толстых листов. В действительности это так и делается, как видно из табл. 12; шаг при двух- и трехрядной клепке (толстые листы) больше, чем при однорядной клепке (тонкие листы) (см. также рассмотрение вопроса о двойных стыковых швах).

В заклепочных соединениях анакрой кромок листа, подлежащих чеканке, должна быть предварительно прострогана.

При помощи подрубочного чекана в чеканящейся кромке листа делается зарубка, как показано на рис. 92,а и после этого подрубленный металл кромок прижимается к соседнему листу кромоочным чеканом (рис. 92,б). Таким образом образуется почти прямоугольная канавка во чеканенной кромке; запрессованный в эту канавку металл слегка отжимает кромку от соседнего листа. Водонепроницаемость получается и постоянно обеспечивается за счет упругости чеканенной кромок, которая плотно прижимает металл канавки к соседнему листу.

При чеканке листов впритык кромки обоих листов должны быть простроганы, и после плотной пригонки с каждой стороны стыва делаются зарубки при помощи подрубочного чекана (рис. 93,а). После этого обе надрубленные кромки вместе осаживаются при помощи плоского или полусферического чекана, называемого стыковым чеканом (рис. 93,б); при этом образуется прямоугольная канавка с пла-

ским или выпуклым донышком. Рабочая поверхность стыкового чекана часто имеет выточку.

Если кромки шириты недостаточно плотно пригнаны, то после подрубочного чекана, до применения стыкового, чеканающиеся кромки обрабатываются особым чеканом с тупыми закругленными кромками.

Чекалка кромок шпритых менее эффективна, чем чекалка кромок вадрой, так как она скорее может раскрыться при растяжении, а особенно при изгибе шва.

Кроме того, если кромки листов не очень хорошо пригнаны, соприкосновения между ними при стыковой чекалке имеет место только по узкой поверхности зачеканенного металла, и этот узенький слой чекалки может легко разрушиться ржавчиной.

После разрушения чекалки вследствие окисления стык должен быть перечеканен, но при повторении этого процесса трудно получить удовлетворительные результаты, и в конце концов, чекалка становится невозможной. В этом случае исправить дефект можно сваркой стыка или постановкой наружной стыковой планки.

Чекалка должна производиться без применения уплотняющих металлов и прокладок. Чекалку надо выполнять всегда с одной стороны водонепроницаемой поверхности, а не частично с одной стороны и частично с другой. Все линии чекалки должны быть замкнутыми. Чтобы облегчить чекалку, водонепроницаемые поверхности должны быть, насколько возможно, свободны от подкрепляющих ребер, шпангоутов и других креплений. В некоторых случаях чеканятся обе стороны водонепроницаемых перекрытий. При испытании водонепроницаемости отсеков корабля водное давление обычно дается с нечеканенной стороны для того, чтобы дефекты чекалки могли быть легко обнаружены и исправлены. Если водное давление будет даваться с чеканенной стороны, то трудно определять место течи, так как вода может пройти между соприкасающимися поверхностями листов и угольников и обнаружиться на большом расстоянии от дефектного места. Для исправления дефекта необходимо будет осушить отсек. Надо, однако, отметить, что конструктивные ослабления, если они существуют, легче обнаруживаются при действии давления с чеканенной стороны; в этом случае листы, если они недостаточно подкреплены набором, будут деформироваться, отдаляясь от обделочных угольников, чекалка нарушится и появится течь.

Заклепки чеканятся только в тех случаях, когда особо важна водонепроницаемость, при этом чеканающиеся заклепки должны иметь потайные головки. Достаточно хорошо поставленные заклепки, но дающие небольшую течь, могут быть прочеканены независимо от типа их головки.

Клепки через три толщины, так называемой трехслойной клепки, надо по возможности избегать, так как при этом трудно получить достаточно правильное соплавление отверстий и заклепки недостаточно плотно прижимают листы друг к другу, как при склепывании двух толщин. Такая клепка особенно нежелательна, если средней толщиной является водонепроницаемая стенка, так как в этом случае вода может просочиться через стенку вдоль стержней заклепок, если последние не полностью заполняют заклепочные отверстия. Этого можно избежать, если прочеканить весь периметр соответствующей конструкции, как это делается, например, в случае заклепывания пиллерса через внутреннее дно к обратным угольникам флора и стрингера. При клежке через

три толщину приходится ставить водные стопора на одной стороне средней толщиной, а также применять заклепки увеличенного диаметра, чтобы лучше стянуть склепываемые части. В гражданском строительстве, если водонепроницаемости не требуется, часто склепывают три толщины, а иногда и больше. Имеются специальные планки для заклепок, длина стержня которых между головками больше четырех и пяти диаметров.

Достаточно эффективная чеканка листов толщиной 5 мм становится невозможной, особенно если кромок соединены внахлест, так как при этом листы при чеканке раздвигаются и чеканка становится совершенно ненадежной при действии больших усилий; в этих случаях предпочтительно применять уплотняющие прокладки. Хотя шаг заклепок водонепроницаемых и нефтенепроницаемых швов и выражается обычно в диаметрах заклепок, но по существу он зависит от толщины листов.

2. Уплотняющие материалы. При соединении очень тонких листов, особенно если они испытывают большие напряжения, например, при соединении листов наружной обшивки на мачвах, водонепроницаемость достигается применением уплотняющих материалов, состоящих из просмоленной или промасленной ткани. Уплотняющий материал применяется также при постановке накладных листов, так как трудно пригнать листы. Эта мера необходима не только для того, чтобы предотвратить проход воды, но и чтобы обеспечить лучшую поддержку листов и их сохранность.

В местах пересечения нечеканенных кромок шва водонепроницаемым швама должны ставиться водные стопора (перемычки), состоящие из уплотняющих прокладок. Например, водные стопора должны ставиться в пазах наружной обшивки у водонепроницаемых флюров и переборок — в противном случае вода может проникнуть между соприкасающимися поверхностями листов и пройти вдоль пазов из одного помещения в другое. Водные стопора применяются также там, где чеканка по тем или иным причинам невозможна, например, на водонепроницаемых переборках, когда ребра расположены с чеканящейся стороны и пересекают пазы обшивки.

Уплотняющий материал может состоять из парусины, мешковины, фланели, войлока или бумаги, пропитанных скинцовой смесью, смолой или смесью свиногого сурьма и белка. В некоторых случаях наиболее подходящим уплотняющим материалом может служить замазка из густой смеси свиногого сурьма и белка. Одним из лучших уплотняющих материалов, сохраняющих свои качества долгое время, является листовая джутовая войлок, пропитанный смолой. Свиной сурьма с течением времени высыхает и терит свои уплотняющие свойства.

Под палубную броню, под фланцы труб и под различные другие вещи ставят уплотняющие прокладки из лампового фитиля, пропитанного свиным сурьма и белками. Для устранения неплотностей в двойной обшивке может оказаться необходимой запрессовка свиногого сурьма между листами обшивки.

Все промасленные и просмоленные уплотняющие материалы задерживают образование ржавчины, которая вредна тем, что поддерживает водонепроницаемость после порчи чеканки.

3. Специальные меры для нефтенепроницаемости. Нефтенепроницаемость достигается с большими трудностями, чем водонепроницаемость, так как нефть легче проникает через неплотности, чем вода.

Нефть препятствует образованию ржавчины, и такие масляные материалы, как санниевый сурик, не могут применяться в качестве уплотнений, так как они растворяются и вымываются нефтью. Поэтому в нефтепроницаемых конструкциях для заклепок должен быть уменьшен обычно до 3—3½ д. Заклепки должны быть поставлены плотно, заклепочные отверстия должны хорошо совпадать; клепки должны выполняться тщательно и, где только можно, механически способом.

Обычно применяются заклепки с полусферичными полуцилиндричными или бочкообразными закладными головками, но иногда предпочитают заклепки с потайными закладными головками. При применении заклепок с потайными образцовыми головками для достаточно точной пригонки головок к потаям листов требуется особая тщательная работа, для чего головки должны быть хорошо нагреты и иметь достаточную высоту. Заклепочные отверстия в листах должны сверлиться или продавливаться на меньшей диаметр, а затем развешиваться. При развешивке отверстием диаметр их должен увеличиваться не менее, чем на одну восьмую толщины листа. Ни в каком случае не допускается смещение отверстий. Все соприкасающиеся поверхности должны быть ровными и чистыми; специальные меры должны применяться для удаления заусенцев. Это особенно важно при клепке тройных толщин, где должны чеканиться обе головки заклепок. На нефтепроницаемых флорах и стрингерах обделочные угольники по наружной обшивке в втором дну должны быть двойными и чеканиться с обеих сторон.

Короткие угольники, соединяющие пронизываемые связи с нефтепроницаемыми, должны чеканиться по всему их периметру, как, например, угольники, соединяющие обычные флорные листы со стенкой нефтепроницаемого стрингера. Все подлежащие чеканке кромки в нефтепроницаемых конструкциях должны быть чистыми и доступными. По крайней мере зазор в 25 мм должен оставаться между чеканящейся кромкой и концом коротких соединительных угольников.

Соединительные планки нефтепроницаемых угольников должны иметь по четыре заклепки с каждой стороны стыка.

Нефтяные створки должны применяться в пазах, планках, накладках и других местах, где нужно, если толщина листов недостаточна для эффективной чеканки, т. е. менее 5 мм. В более толстых листах нефтяные створки могут применяться лишь в исключительных случаях.

Нефтяные створки делаются из лампового фетала или войлока, пропитанных смесью шпеллака с белилами или красным суриком. Часто применяется также парусина, пропитанная смесью сосновой смолы и шпеллака.

Для нефтепроницаемых конструкций имеет очень большое значение некачество швов. Это особенно важно для нефтеналивных судов, в которых такие нефтепроницаемые перекрытия, как днище, являются основным прочными связями эквивалентного бруса, подвергаются попеременно растягивающим и сжимающим усилиям. Стыковые соединения обычных днища таймеров, предназначенных для перевозки нефти, потому должны быть выполнены внакрой или еще лучше — на двойных планках; площадь сечения заклепок в них должна превышать обычные требования. Стыки на обычных планках в этом случае нежелательны.

В последнее время трудности, связанные с обеспечением нефтепроницаемости корпусных конструкций, устранены благодаря широкому применению сварки в судостроении.

ГЛАВА X

СВАРКА

39. Вводные замечания

1. **Классификация и определение.** Термин сварка ранее применялся лишь к процессу кузнечной сварки, при котором куски железа или мягкой стали соединяются при помощи ударов или давления после нагрева их до пластического состояния. Кузнечная сварка до сих пор применяется в судостроении для изготовления таких больших поковок, как, например, штевной и многих более мелких изделий.

В последние годы термин сварка получил более широкое значение и относится не только к кузнечной сварке и другим процессам, при которых применяется давление, но и к так называемой сварке плавлением, которая в настоящее время является наиболее важным сварочным процессом в судостроении. Сварка плавлением может выполняться различными процессами, из которых главнейшими являются: дуговая сварка, сварка сопротивлением, газовая сварка и термитная сварка. Пайка медью или оловом тоже является одним из видов сварки, однако пайка не имеет важного значения для корабельных конструкций. Термин электросварка обнимает собой дуговую сварку и сварку сопротивлением.

При всех видах сварки плавлением и шов вводится расплавленный добавочный металл при такой температуре, чтобы произошла сплавление добавочного металла с металлом соединяемых частей. Различные процессы сварки плавлением различаются между собой, главным образом, способом получения необходимого тепла. В дуговой сварке нагрев получается электрическим током; в газовой сварке нагрев получается от горения смеси кислорода с каким-нибудь горючим газом, например, ацетиленом; в термитной сварке нагрев получается в результате химического процесса, непосредственно повышающего температуру свариваемого металла.

При дуговой сварке электрический ток подается электродом и образует вольтовую дугу между электродом и основным металлом соединяемых частей. Электроды применяются или металлические или угольные. При металлическом электроде металл самого электрода расплавляется и, соединяясь с расплавленным основным металлом, образует расплавленный металл, хорошо сплавляющийся соединяемые части. Такая сварка называется сваркой металлической дугой и является наиболее широко применяемым методом сварки в судостроении. При угольном электроде сам электрод не дает расплавленного металла и расплавленный металл получается полностью или частично за счет расплавлен-

ного основного металла; такая сварка называется сваркой угольной дуговой.

Атотно-водородная сварка производится переменным током в атмосфере водорода. В этом процессе молекулы водорода диссоциируют на атомы, а затем при воссоединении их — опять в молекулы; при этом развивается большое количество теплоты, расплавляющей основной и добавочный металл. Этот метод сварки мало применяется в судостроении.

Газовая сварка интенсивно применяется для соединения тонких листов и изготовления различных мелких изделий, а также для исправления отливок и сварки нежелезистых металлов. Применение газовой сварки для корпусных конструкций ограничено, так как выделяющиеся при ней большие количества тепла вызывают внутренние напряжения в металле, сопровождающиеся выпучиванием и короблением конструкции. Термитная сварка находит применение в судостроении, главным образом, для исправления тяжелых стальных отливок и соединения стыков тяжелых повок.

Сварка сопротивлением, при которой тепло выделяется при прохождении электрического тока через место соединения двух свариваемых частей, в основном является процессом плавления, но отличается от обычных процессов плавления применением в процессе сварки давления. Поэтому сварка сопротивлением относится к группе сварки давлением, к которой относится также и старая кузнечная сварка.

При сварке сопротивлением никакого добавочного металла не вводится; тепло здесь локализуется в том месте соединения, где желательнее расплавление. При сварке сопротивлением можно соединять между собой различные металлы, например, сталь и медь.

Сварка сопротивлением имеет следующие три разновидности: точечная, шовная и стыковая. При точечной сварке соединение получается подобным заклепочному соединению.

Сварка сопротивлением находит широкое применение в легких конструкциях надстроек мановосков и крейсеров и для изготовления дверей, крышек, лопов, шахт дымоходов и т. п.

В дальнейшем термин сварка будет относиться к сварке металлической дуговой.

2. История развития. Во время первой мировой войны сварка широко применялась для ремонтных работ. В Англии был произведен при помощи сварки ремонт поврежденного стального форштеня линейного корабля в течение 6 недель вместо гораздо более продолжительного процесса замены его новым¹. В Америке сварка была успешно использована при ремонте поврежденных машин больших пассажирских немецких судов, приспособленных для перевозки войск. Насчитывается много и других случаев применения сварки при ремонтных работах.

После войны сварка начала постепенно применяться при постройке новых кораблей, вначале лишь для таких неответственных конструкций корпуса, как рубки и многочисленные легкие дельные вещи. В это время процесс электросварки еще не вошел в судостроительную практику как достаточно надежный; он проходил еще стадию испытания. Большое развитие электросварка получила за последующие 20 лет в результате постановки соответствующих экспериментальных работ и прак-

¹ W. Gard, Int. Nav. Arch., 1919.

тического опыта в области проектирования, постройки и службы сварных корпусных конструкций.

При сварке достигается почти полная непроницаемость соединений, и поэтому она прежде всего начала применяться при постройке нефтеналивных судов и, частично, при постройке подводных лодок.

Важным преимуществом сварки является экономия веса, и это преимущество было главным стимулом для развития сварки, особенно когда в 1922 г. Вашингтонским соглашением были установлены ограничительные лимиты для водоизмещения некоторых классов военных кораблей.

Экономия в весе наиболее полно и выгодно могла быть реализована в военном судостроении, поэтому естественно, что значащее наиболее интенсивное развитие электросварки получила в военном судостроении, хотя в то же время она начала все больше и больше применяться на коммерческих судах и была принята классификационными обществами. В некотором отношении коммерческое судостроение заняло ведущую роль в развитии сварки в судостроении, особенно при постройке нефтеналивных танкеров и полностью сварных малых судов и барж. Экономия в весе корпуса последних получалась от 15 до 30%¹.

В настоящее время сварка применяется при постройке военных кораблей всех типов не только для второстепенных конструкций корпуса, но и для наружной обшивки, внутреннего дна, палуб, набора и переборок. В действительности она настолько широко применяется, что вполне указать места, где она не применяется. Сварка пока не применяется лишь в пазах наружной обшивки и прочной палубы средней части больших военных кораблей, а также там, где бронезащита или другая сталь по своим качествам не может быть надежна сварена.

Британское адмиралтейство в 1936 г. еще не допускало применения сварки в средней части длины ответственных кораблей².

На строящихся в Америке крейсерах и миноносцах оконечности корпуса полностью сварные, включая пазы и стыки наружной обшивки; в средней части корпуса свариваются стыки, но не свариваются лишь пазы наружной обшивки и прочной палубы. Переборки и весь поперечный набор привариваются к обшивке и палубам; в местах, где поставлена броня, приварка производится к поясам из мягкой стали, которые соединяются с броней на заклепках.

Продольный набор приваривается к обшивкам и палубам только в концевых районах корпуса; в среднем районе корпуса приварка допускается лишь для таких продольных связей, которые находятся вблизи нейтральной оси.

Переборки обычно свариваются в мастерской или на сборочной площадке и в зависимости от транспортных средств верфи ставятся на корабль в возможно более законченном виде.

Особенно успешно сварка стали применяется при постройке нефтяных танкеров благодаря хорошей непроницаемости сварных соединений. На этих судах свариваются переборки, палубы и внутренний днищевой набор; некоторые заводы начали производить приварку к обшивке днищевых продольных связей. Было построено много полностью сварных нефтяных барж и несколько больших нефтяных танкеров на этих последних, однако, сварка применялась, главным образом, в рабо-

¹ Welding Handbook, 1938.

² J. H. Naylor II, Inst. Nav. Arch., 1936.

не цилиндрической вставки, а в оконечностях, имеющих большую кривизну, применялась клепка.

В последние годы сварка начала применяться для сталей высокого сопротивления, особенно для легированных сталей с малым содержанием углерода. В этом случае она требует особых мер предосторожности, направленных к тому, чтобы избежать нежелательного нагрева основного металла¹, могущего неблагоприятно отразиться на его физических свойствах.

Сварка низколегированной стали, примененной для постройки микроскопов, встречает трудности, связанные с выделением при сварке шаровидника. Этим трудностям однако можно избежать применением специальных электродов, хотя опять-таки необходимо принимать меры предосторожности.

Весьма желательно, чтобы шпангоуты, стрингера и балка, привариваемые к листам, имели форму сечения, симметричную относительно их осей. Этим условиям удовлетворяют двутавры, тавры и просто полозья и не удовлетворяют такие распространенные в судостроении профили, как угольники, углубульбы, швеллеры и Z-образные профили, а также профили, получившиеся после обрезки одной из полок швеллера или Z-образного профиля и приварки стенки к листу. Симметричный профиль может быть получен сваркой из отдельных полок, однако такой метод не может быть признан удовлетворительным. Большие преимущества могли бы быть получены при постройке сварных кораблей, если бы металлургическая промышленность без большого увеличения стоимости давала готовые катаные симметричные профили нужных размеров применительно к потребностям судостроения.

3. **Преимущества и недостатки сварки.** а) Экономия веса является наиболее важным преимуществом применения сварки в судостроении. Экономия веса получается, главным образом, благодаря исключению планок, переборок листов, полок шпангоута и других балок, переборочных обалочных угольников и различных соединительных угольников.

Вес заплавленного металла в сварных конструкциях приблизительно равен весу заклепочных головок в клепаных конструкциях. В некоторых случаях, однако, может потребоваться введение дополнительного материала для компенсации потери прочности. Экономия веса корпуса при сварке получается от 10 до 20%. На английском авианосце «Ark Royal» было сварено около 65% конструкции корпуса и сэкономлено около 300 т. Экономия веса получается также от замены тяжелых отливок более легкими сварными конструкциями из листов и угольников.

б) Улучшение непроницаемости. Это бесспорное преимущество сварки значительно удешевляет, упрощает и ускоряет производство испытаний водонепроницаемости при постройке кораблей. Чеканка при сварке становится практически ненужной.

в) Прочность сварки при полном использовании всех возможностей как в отношении материала электродов, так и в отношении качества работы, приближается к идеальной, поскольку это относится к самому соединению. В сварных судах отсутствует ослабление листов заклепочными отверстиями. Однако и в сварных судах прочность может быть ослаблена вследствие появления остаточных напряжений, разви-

¹ C. S. LITTLE, *Eng. Mag. Arch.*, 1933.

выходящих в соседнем со сваркой металле, в результате сильного и неравномерного выгорания. Эти напряжения могут быть удалены или уменьшены легкой холодной проковкой или отжигом. Однако устранение напряжений отжигом не всегда возможно и доступно, учитывая большие размеры конструкций и отсутствие требуемого оборудования на судостроительных заводах для этой цели. Холодная проковка может быть применена только в отдельных случаях; она пригодна для проковки отливок, но ее нельзя применять в большом объеме в конструктивных работах.

Но можно предполагать, что ослабление общей прочности корпуса, происходящее вследствие остаточных напряжений, накапливающихся при приварке к наружной обшивке переборок и шпангоутов, компенсируется отсутствием заклепочных отверстий.

Опыт, однако, показал, что остаточные напряжения при сварке не так опасны, как предполагалось вначале, если для сварки применяются высококачественные электроды с обшивкой, дающие достаточно пластичный металл в сварном шве, и процесс сварки производится надлежащим образом.

Прочность сварного корпуса при прочих равных условиях больше, чем клепаного, благодаря тому, что в сварном корпусе устраняются шпартостельные связи. При сварке может быть сохранена непрерывность обеих пересекающихся связей, как, например, шпангоута и стрингера.

г) Жесткость сварных конструкций больше, чем клепаных, вследствие отсутствия единых заклепок.

д) Сварка высокоуглеродистых сталей ненадежна. Этот недостаток, однако, за последние годы устранен применением сталей с относительно низким содержанием углерода и электродов, позволяющих получить достаточно прочный и пластичный надплавленный металл.

е) Основная трудность, возникающая при применении сварки в судостроении, заключается в появлении остаточных напряжений, которые всегда проявляются при сварке, вызывая усадку и коробление конструкций. Эти деформации, естественно, более заметны в таких сложных конструкциях, как полностью сварной корпус корабля, где они создают большие трудности при сборке. Однако эти деформации проявляются и в самых простых конструкциях: так, например, при соединении двух листов накрой валиковым швом наблюдается коробление и уменьшение прочности, особенно если листы криволинейные.

Если не приняты специальные меры предосторожности при сборке, то усадка сварных соединений может вызвать коробление листов и искривление шпангоутов и стрингеров, особенно в конструкциях из тонкого материала. В полностью сварном корабле усадка сварных соединений будет вызывать уменьшение линейных размеров всего корпуса и оконечности корабля и скулы будут иметь тенденцию отделяться от стоевальных блоков. По этой причине весьма важно при проектировании корабля стремиться к упрощению его формы, особенно в оконечностях.

Опыт учит, как следует бороться с указанными недостатками соответствующим проектированием корпусных конструкций и установлением надлежащих технологических процессов производства их сварки.

Можно думать, что внутренние напряжения в конструкциях корпуса, получающиеся при сварке, значительно уменьшаются с течением вре-

мени. Основанием к этому служит отсутствие каких-либо существенных расстройств в правильно спроектированном сварном корпусе¹.

ж) Начальная стоимость постройки сварных кораблей, во всей вероятности, не уменьшится. При настоящем состоянии техники сварочных работ стоимость их для большого корабля большие стоимости клепки и чеканки, но имеется определенная экономия в эксплуатации сварных кораблей. Как указывалось выше, в п. (в), большую экономию дает легкость получения при сварке водонепроницаемости и упрощение испытаний на водонепроницаемость; однако сварка требует более точной работы, чем клепка, следовательно, требуются более опытные рабочие. Кроме того, надо учесть некоторое увеличение накладных и других непрямых расходов.

з) Опасность концентрации напряжений в местах обрыва связей в сварной конструкции должна быть больше, чем в клепаной, вследствие меньшей водатягивости сварного соединения.

и) Проверить качество готового сварного соединения в настоящее время значительно труднее, чем клепаного. Поэтому сварка требует применения более квалифицированных рабочих и более тщательного контроля за производством работы.

к) Время постройки цельносварного корабля больше, чем клепаного. Исключения в этом отношении составляют баржи и шланды усложненных форм. Однако разница во времени постройки будет мизерна.

л) Сварка дает большие преимущества при выполнении всевозможных второстепенных корпусных работ и установке всего, что идет внутрь корабля. При этом, бесспорно, получается экономия в весе, стоимости и времени. При сварке исключается или облегчается проход связей через непроницаемые поверхности, упрощается крепление различных изделий конструкций фундаментов, а также все ремонтные работы.

40. Техника сварки²

При сварке металлической дугой, обычно применяемой в судостроении, нагрев осуществляется электрическим током, который образует дугу между металлом электрода и основным металлом соединяемых частей. Сварка заключается в расплавлении дополнительного металла, доставляемого электродом, и последующем сращивании его с основным металлом соединяемых частей. В судостроении обычно применяется постоянный ток, так как он является более подходящим, чем переменный, для сварки горизонтальных, вертикальных и потолочных швов. Но сварку на переменном токе легче выполнять и при этом получается более плотный шов с меньшими шлаковыми включениями; она часто применяется для сварки тяжелых конструкций.

Электрический ток должен подводиться к электроду непрерывно и равномерно, так как в противном случае наплавленный металл благодаря действию атмосферного воздуха получается худшего качества и нагрев при сварке получается неравномерным, что способствует увеличению местных остаточных напряжений в сварном шве.

При ручной сварке поддерживать длину дуги, а следовательно, и силу тока постоянными трудно, так как это полностью зависит от уме-

¹ E. F. Newell, Inc. Nav. Arch., 1933.

² Приведенные в этом разделе правила и инструкции являются, главным образом, изданными из „Спецификации по сварке“ Американского морского департамента, 1937 г.—Авт.

нии и сплавная сварка. Это требование легче выполнить при автоматической сварке, когда длина дуги контролируется самим током. Автоматическими сварочными машинами могут управлять малоопытные рабочие, выполняя сварку при высоких скоростях. Сварка на этих машинах происходит непрерывно сначала до конца, поэтому промежуточные кратеры отсутствуют; сварочный шов получается более прочный и однородный, чем при ручной сварке. Если характер работы позволяет пользоваться автоматической сваркой и объем работ оправдывает затраты на приобретение оборудования, то должна применяться эта сварка.



Рис. 94. Сварка электродом с обмазкой

1—электрод; 2—покрытие; 3—дуга;
4—щиток; 5—наплавляемый металл;
6—основной металл;
7—разплавленный металл.

При выполнении сварных работ в судостроении редко удается получить выгоду от применения автоматической сварки, поэтому в настоящее время в военном кораблестроении около 80% всех сварных работ производится ручной сваркой. Это положение может существенно измениться в связи с развитием техники автоматической сварки.

Автоматическая сварка успешно применялась при постройке некоторых нефтеналивных судов, у которых корпус в районе нефтяных цистерм полностью сваривался¹. Помимо этого, она широко применяется во Франции при сварке переборок и палуб².

1. Электроды. В процессе сварки расплавленный металл жельательно защищать от проникновения в него кислорода и азота атмосферного воздуха, так как эти газы неблагоприятно влияют на качество наплавленного металла, делая его пористым и хрупким. Поэтому защищенные или голые электроды не должны применяться при ответственных работах, особенно в конструкциях, могущих подвергаться переменным и ударным нагрузкам. В американском и английском военном судостроении применяются преимущественно электроды, покрытые обмазкой. Обмазка в процессе сварки расплавляется, образуя флюс и газы, защищающие расплавленный металл от доступа воздуха. Покрытие может содержать элементы, которые, соединившись с расплавленным металлом, улучшают качество наплавленного металла. Имеется большое число различных составов для таких покрытий и способов их производства. Покрытые электроды применяются для сварки переменным и постоянным током.

2. Образование сварного шва (рис. 94). Под действием электрической дуги расплавленный металл электрода в виде потока мелких частиц направляется в образующийся в шве кратер. Выделяющееся тепло должно иметь высокую температуру (температура дуги около 3000°С), но количество выделяемого тепла должно быть возможно меньшим. Поверхность основного металла также расплавляется на некоторую глубину, порядка 1,5 мм, называемую глубиной провара, и смешивается с расплавленным металлом электрода, так что наплавленный металл сварного шва содержит некоторые элементы основного металла. Если основной металл — высокоуглеродистая сталь,

¹ J. Hudson and T. Jackson, Soc. Nav. Arch. and Mar. Eng., 1937.

² A. Norman, Int. Nav. Arch., 1936.

то наплавленный металл сварного шва будет содержать большой процент углерода даже в том случае, если металла электрода — чистое железо, и поэтому при быстром остывании наплавленного металла он получит свойства твердой отливки из высокоуглеродистой стали, т. е. твердость и хрупкость. Этим объясняется трудность сварки высокоуглеродистых сталей и преимущество применения сталей с малым содержанием углерода. Углерода в свариваемой стали желательнее иметь 0,25%. Этот процент не должен быть больше 0,31, так как в противном случае не исключается опасность появления трещин в сварном шве. Наклонность к образованию трещин может быть уменьшена предварительным подогревом, благодаря которому улучшается распределение тепла¹. В идеальном сварном шве наплавленный металл должен быть таким же, как и основной металл, т. е. однородным, без порков и шлаковых включений, при равномерной глубине провара.

Глубина провара в толще основного металла обычно равна около 1,5 мм ($\frac{1}{2}a$). Предельная поверхность соприкосновения сварного и основного металлов называется пограничной (bond). Эта поверхность обычно получается весьма неровной.

3. Остаточные напряжения. В непосредственной близости с пограничной поверхностью температура основного металла достигает примерно 1400°С и в зоне за пределами пограничной поверхности дорифона, где температура уменьшается примерно до 1050°С, образуется крупнозернистая структура. Дальше, в широкой сравнительно зоне, где металл нагревается до 800—750°С, происходит отжиг металла и величина зерен уменьшается. Еще дальше — металл сохраняет свою первоначальную структуру.

Кроме аллотропических изменений и рекристаллизации, основной металл испытывает расширение и усадку, которые вследствие перехода из упругого состояния в упругое и асимметричности напряженного состояния вызывают при охлаждении неизбежные остаточные деформации и напряжения. Простое упругое сжатие, действующее в поперечном к шву направлении, при температуре меньшей, чем то соответствует пластичному состоянию, должно вызывать остаточные напряжения и, возможно, в некоторых местах и остаточные деформации. Величина и распределение этих остаточных напряжений зависит от формы сварного шва, последовательности выполнения сварки и степени свободы для перемещения свариваемых частей. Вдоль линии сварного шва происходит усадка как в продольном, так и в поперечном направлении, но первая значительно меньше последней.

Можно ожидать, что такое значительное изменение структуры металла может привести к значительному ослаблению прочности конструкции, например, в палубе по линии приварки к ней балки. Однако опыты показывают, что при статической нагрузке ослабление, создаваемое сварным швом, не так существенно. При нагрузке, могущей вызвать явление усталости металла, это ослабление не больше, чем в соответствующем закаленном шве. Стыковые сварные швы мягкой стали или стали высокого сопротивления сопротивляются удару, поведяшему, тоже удовлетворительно.

Остаточные напряжения можно устранить отжигом сварной конструкции, но эта мера не может быть широко использована для больших корпусных конструкций, если не имеется соответствующего оборудо-

¹ Owe et al., Welding Handbook, 1938.

дования. В последнее время оборудование на верфях для этой цели значительно увеличивается. На некоторых заводах построены большие отжигательные печи, и, следовательно, значительно расширены возможности отжига и предварительного подогрева целых сварных конструкций.

Температура отжига принимается от 600 до 670°С и при этой температуре конструкции однородной толщиной выдерживаются в течение периода, определенного обычно из расчета одного часа на каждые 25 мм толщины. Снижение температуры должно быть постепенным и повсюду равномерным.

Холодная проковка, т. е. глубокая механическая проковка сварного металла бойком с округленным рабочим конком при помощи пневматического молота, применяется для исправления местного коробления и уменьшения остаточных напряжений. Холодную проковку нельзя применять к однослойному сварному шву.

4. Порядок сварки и сборки. Порядок сварки и сборки сварных конструкций должен быть таким, чтобы всемерно уменьшать их деформации. Поэтому различные операции по сборке должны так выключаться и вестись в такой последовательности, чтобы, по возможности, меньше препятствия не металл начальной усадке шва и, таким образом, не вызывали напряжений, складывающихся с теми, которые неизбежны даже в свободных швах.

Для уменьшения усадок желательно уменьшать, насколько это возможно, выделение тепла. Поэтому количество наплавленного металла должно быть минимальным и соответствовать лишь действительно требуемому по условиям, необходимым для прочности и непроницаемости сварного шва. В таких швах, где по условию прочности это окажется допустимым, должна применяться прерывистая сварка вместо непрерывной.

Как общее правило, во избежание появления коробления и выпучивания, сварка должна выполняться симметрично, выходящая от средней части и идти к концам конструкции таким образом, чтобы еще не сваренные части конструкции могли свободно смещаться без усадки по отношению к середине.

На многих военных кораблях оконечности полностью свариваются; в таких случаях правильнее сварку начинать с ближайших к середине корабля стыков и плазов и вести ее постепенно к оконечностям судна и к бортам одновременно по правому и левому борту. При этом каждый элемент, по мере подхода к нему сварки, необходимо закреплять к палубе и внутреннему дау, одновременно с верхней и с нижней стороны. Процесс сварки должен быть подобен росту дерева.

Прежде чем приступить к сварке, надо тщательно разработать технологический процесс изготовления отдельных частей конструкции и схему сборки и установки этой конструкции в корпусе корабля. Необходимо составить план сборки и его придерживатся. Надо обеспечить возможно тесное сотрудничество конструкторского бюро, обрабатывающей мастерской и стапеля.

Насколько возможно, сварку следует выполнять в нижнем горизонтальном положении, при котором расплавленный металл электрода осаживается вниз. Вертикальный шов, при котором электрода дуга почти горизонтальна, должен накладываться снизу вверх, т. е. сварку надо начинать с нижнего конца. Потолочная сварка должна быть сведена к минимуму.

При постройке сварных кораблей необходимо стремиться увеличивать объем предварительной сборки, т. е. собирать и сваривать целые конструкции или их секции не на строящемся корабле, а в мастерской или на специальных площадках. Вес и размеры отдельных секций, изготовляемых на площадках предварительной сборки, должны соответствовать подъемно-транспортному оборудованию верфи. Сварщику должны быть обеспечены наилучшие условия работы: сварщик и выполняемый им шов должны быть защищены от ветра, дождя, холода и сквозняка. Шов должен быть расположен удобно для выполнения сварочных работ. Эти условия наиболее полно можно осуществить при устройстве сварочных постов под прикрытием и снабжении их всем необходимым оборудованием и инструментом. Сварка не должна производиться при температуре, меньшей 5—10° С ниже нуля.

Прихватки, применяемые для удержания отдельных частей конструкции в требуемом положении во время сварки, должны размещаться так, чтобы они не препятствовали смещению этих частей при сварке. Прихватки должны, по возможности, выполняться электродами диаметром 3 мм или меньше и иметь приварку не длиннее 25 мм; число их должно быть ограничено лишь необходимым минимумом. В тяжелых конструкциях для прихваток могут применяться электроды диаметром 4 мм.

Следует избегать сварки в неподвижных швах, т. е. таких, в которых могут возникнуть только пластические деформации. Наилучшего закрепления болтами или прихватами удаленных от места сварки частей конструкции не следует допускать, так как это затруднит свободное перемещение частей конструкции в направлении осевого свариваемого шва.

Подлежащие сварке поверхности должны быть вполне чистыми и сухими и поддерживаться в таком состоянии во все время сварки.

Пересекающиеся связи, например, шпангоуты и стрингера, должны быть сварены друг с другом раньше, чем они будут привариваться к листам.

Связи, привариваемые прерывистыми швами, должны иметь на своих концах участки непрерывных швов с обеих сторон длиной, равной одной восьмой длины связи.

Тяжелые сварные конструкции, например, башни, актерштевни и сварные конструкции, состоящие из разных по толщине и величине частей, должны иметь местный подогрев по крайней мере до температуры 20° С, которая должна поддерживаться во все время сварки.

Тяжелые сварные конструкции, подвергающиеся неравномерным усадкам, необходимо отжигать, чтобы погасить их в наилучшие условия при сопротивлении ударным и переменным нагрузкам и избежать деформаций в этих конструкциях после их механической обработки.

Комбинированные соединения, включающие клежку и сварку, не следует, по возможности, применять. Во всех случаях, где клежка должна быть выполнена вблизи сварки, она должна производиться после окончания сварки.

41. Проектирование сварных соединений

Искусство сварки и ее применение в судостроении накопились в стадии быстрого развития, и еще остаются большие неиспользованные возможности, которые могут быть реализованы в дальнейшем, по мере разрешения многих, пока недостаточно ясных вопросов. Проектирование

сварного корабля представляет собой новую самостоятельную задачу, при разрешении которой нельзя слепо копировать клепальные конструкции и руководствоваться традициями, установившимися в предшествующей практике постройки клепальных кораблей. В настоящей работе из-за недостатка места не представляется возможным подробно останавливаться на методах проектирования сварных конструкций и сварных соединений; более глубоко и полно эти вопросы рассматриваются в специальных трудах¹.

Здесь приводятся, в инструктивном виде, лишь основные положения, относящиеся к методу расчета прочности сварных соединений, согласованные с существующей в настоящее время практикой американского военного флота.

Этот метод расчета базируется на применении коэффициента, уменьшающего временное сопротивление и предел текучести сварного металла, учитывая существующую неясность в определении качества сварки. Метод иллюстрирован численными примерами. Однако, поскольку техника сварки развивается и объем применения ее в судостроении расширяется, постольку и изменяется метод расчета. Пониманию, несмотря на очень обширные исследования и широкий применение сварки, становится все труднее установить постоянные правила для определения напряжений в сварном шве.

Существующая практика американского военного флота при определении прочности сварных соединений пользуется наименьшей спецификационной величиной временного сопротивления наплавленного металла.

1. Основные типы сварных соединений. В американской практике применяется следующая классификация для различных типов сварных соединений:

а) Стыковое соединение, в котором кромки двух листов, находящихся в одной плоскости, стыкуются друг с другом и свариваются (рис. 95, 96, 97).

б) Соединение внахлест, в котором два листа, перекрывающие друг друга, свариваются вдоль перекрывающих кромок (рис. 99, А).

в) Т-образное соединение, в котором один лист стыкуется с другим под прямым углом и кромка его приваривается с одной стороны или с обеих сторон (рис. 101).

г) Угловое соединение, в котором кромки двух листов, расположенных под прямым углом друг к другу, стыкуются и свариваются (рис. 98).

д) Соединение по кромкам, в котором два листа, прилегающие друг к другу, свариваются вдоль их кромок (рис. 104).

Комбинация стыкового соединения и соединения внахлест образует соединение с ординарной накладкой, показанное на рис. 100.

2. Основные типы сварных швов. Перечисленные выше типы сварных соединений свариваются при помощи сварных швов различного типа. Основные типы сварных швов следующие:

а) Стыковой шов приваривается в стыковом соединении, в котором кромки листов стыкуются друг с другом таким образом, чтобы между ними оставался небольшой зазор. Этот зазор заполняется наплавленным металлом, который и соединяет листы. Стыковой шов может быть усиленным с одной или с обеих сторон; при усилении

¹ H. E. Rossel, *Welding and Arc Welding*, 1934.

наплавленный металл образует выпуклый выступ над поверхностью листов. Под статической нагрузкой усиленный шов увеличивает прочность соединения, но для этого выступ его не должен быть более 3 мм, так как в противном случае он может вызвать концентрацию напряжений.

При знакопеременной нагрузке прочность сварного шва из-за усталости увеличивается при срабатывании усиления. В американских военных флотах высота усиления делается в пределах от 0,8 ($1/16''$) до 3,2 мм ($1/8''$).

Кромки соединяемых листов должны быть проструганы для образования между ними канавки определенной формы. Для листов толщиной 6 мм, имеющих бескосые швы (рис. 95), кромки не сканиваются, а зазор между кромками не должен быть менее полутолщины листов. У более толстых листов кромки сканиваются таким образом, чтобы они образовали V-образный (рис. 96,а) или X-образный (рис. 96,б) шов. Скос обеспечивает лучшее сплавление металла по всей толщине листа. Обычный угол, образованный скошенными кромками для свободного манипулирования электродами, должен быть не менее 60° и не более 90°, чтобы избежать излишнего количества наплавленного металла, увеличивающего стоимость работы и величину остаточных напряжений. Обычно X-образный шов предпочитают применять в тех случаях, когда толщина листов больше 13 мм и когда обе стороны шва должны быть усилены. Однако и V-образные швы должны усиливаться с обеих сторон, так как иначе наплавленный металл у основания шва может оказаться избыточным, а сопротивление соединению изгибу уменьшится.

Если представить себе V-образный и X-образный швы разрезанными вертикальной плоскостью симметрии, то получим так называемые односторонние V-образные или X-образные швы.

Односторонний U-образный (рис. 97,а) или двойной U-образный швы (рис. 97,б) применяются для соединения листов большой толщины.

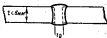


Рис. 95. Стыковое бескосое соединение.

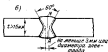


Рис. 96. Стыковые соединения со скосами:

а—V-образный шов, б—X-образный шов.



Рис. 97. Стыковые соединения с U-образной раздаткой кромок:

а—односторонний U-образный шов; б—двойной U-образный шов.

Представив U-образные швы разрезанными вертикальной плоскостью симметрии, получим соответственно обыкновенный J-образный или двойной J-образный шов, которые удобно применять во многих случаях.

В соответствии со спецификацией американского военного флота, стыки и пазы всех листов обычно должны быть сварены стыковым швом, т. е. все соединения должны быть стыковыми за исключением пазов наружной обшивки, которые могут иметь соединения внахлест; это исключение допускается и в других специальных случаях. Все стыковые швы при наличии усиления с обеих сторон считаются имеющими 100%-ную прочность.

Применение стыковых швов по пазам наружной обшивки позволит получить более легкую конструкцию, чем при соединении внахлест; кроме того, при этом типе шва удастся избежать установки проклад-



Рис. 98. Угловое соединение с усилением.

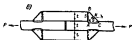


Рис. 99. Валковый шов.

a—стандартный валковый шов с углом в 45°; *b*—валковый шов внахлест; *c*—стыковой шов с двумя стыковыми элементами.

док или высамживания набора, но его труднее пригонять при сборке.

Угловое соединение, показанное на рис. 98, сваривается усиленным V-образным швом. Многие другие типы швов могут также применяться и в угловых соединениях.

б) Валковый шов имеет треугольное сечение, показанное на рис. 99,а. Он применяется для соединяемых внахлест (рис. 99,б), следовательно, и для соединений с накладками (рис. 99,в). При обыкновенной накладке листы дополнительно соединяются стыковым швом (рис. 100).

в) Т-образное соединение сваривается двумя валковыми швами, как показано на рис. 101. Валковые швы часто делаются прерывистыми (рис. 102). В этом случае наплавленный металл накладывается отдельными короткими участками, в некотором расстоянии друг от друга. Двойной прерывистый шов может быть цепным, когда участки сварки с разных сторон шва находятся друг против друга, или шахматным, когда они сдвинуты относительно друг друга. Прерывистые швы применяются в тех случаях, когда непрерывные швы были бы излишне прочными.

Если приваривающиеся прерывистым швом к листам ребра не имеют килевого или иного крепления по своим концам, то прерывистый шов у концов стоек должен быть заменен непрерывным.

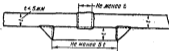


Рис. 160. Стыковое безосное соединение с одной накладкой.

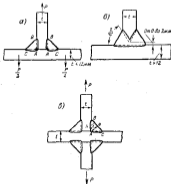


Рис. 161. Т-образные соединения:

а — с двойным накладным швом без галса в месте стыка; б — с двойной разнотолковой кромкой стыка; в — двойное крестообразное соединение с накладным швом.



Рис. 162. Т-образное соединение с двойным разнотолковым прерывистым швом.

Кромки шлох угольников должны сострагиваться для помещения их валикового шва.

г) Сварка пробками служит для соединения накрывающих или накладных листов и состоит в заливании наплавленным металлом отверстий в одном из листов, имеющих форму под потайные заклепочные отверстия (рис. 103). Сварка пробками часто заменяет гужоны. Когда желательно получить большое сопротивление срезу, как, например, в подвергающихся растяжению и сжатию соединенных анакром,



Рис. 103. Сварка пробками.



Рис. 104.



Рис. 105.

отверстия для пробок делают продолговатыми, и в этом случае сварка называется сваркой прорезью.

д) Наплавка применяется для соединения двух листов вдоль их кромок (рис. 104,а). В этом случае может также применяться и V-образный шов. В чистом виде наплавка может служить для местного утолщения листа, как показано на рис. 104,б.

е) Точечная сварка применяется для соединения шеркрова в тонких листах (рис. 105). Автоматическая точечная сварка выполняется или последовательно точка за точкой, или одновременно во многих точках.

3. Физические качества наплавленного металла. Как было сказано выше, физические свойства и химический состав металла сварного шва зависят от состава электрода и состава основного металла. Качество электрода и качество самой сварки влияют на качество наплавленного металла.

В табл. 14 приведены минимальные значения основных характеристик для наплавленного металла и для обычной мягкой стали. Эти данные относятся к доброкачественно выполненной сварке. Из таблицы

Таблица 14

Характеристики	Наплавленный металл	Мягкая сталь
Предел сопротивления, мм	4000—4500	4200—4500
Предел текучести, мм	3500—3800	3300—3800
Удлинение на длине 200 мм, %	22—23	23—25

видно, что в то время как величина временного сопротивления наплавленного металла имеет приблизительно такое же значение, как и у основного металла, величина предела текучести наплавленного металла значительно больше.

Модуль упругости практически одинаков у наплавленного и основного металлов и равен около $2 \cdot 10^7$ ат при растяжении и сжатии и $0,8 \cdot 10^7$ ат при срезе. Приведенные данные относятся к наплавленному металлу, применяемому в американском флоте, начиная с 1939 г. Временное сопротивление на срез, согласно Американской морской спецификации, принимается равным 0,8 временного сопротивления на растяжение; предел текучести на срез может быть принят равным 0,577 от предела текучести на растяжение.



Рис. 108. Растяжение продольного сварного шва.

По правилам английского Ллойд 1938 г., временное сопротивление наплавленного металла должно быть не менее 4100 ат.

Для изготовления сварных образцов должна применяться обычная судостроительная сталь с временным сопротивлением от 4100 до 5000 ат.

При расчете прочности пограничный слой не считается источником ослабления, хотя в дефектном шве поры и непровары могут быть на пограничном слое.

4. Прочность стыкового шва. а. Рассмотрим сначала случай, когда растягивающие или сжимающие усилия направлены нормально к шву, как, например, в стыках шпретрека или палубного стрингера при продольном изгибе корабля. Опытом найдено, что прочность лобового стыкового шва пропорциональна площади его сечения, нормального к листу и проходящего через середину сварки, как показано линией AB на рис. 95.

Рассмотрим X-образный шов в листах из мягкой стали толщиной 19 мм, с усилением 3 мм с каждой стороны. Пусть временное сопротивление наплавленного металла будет 4400 ат и листа 4200 ат. Коэффициент прочности соединения, отнесенный к целому листу, будет равен

$$\epsilon = \frac{(1,9+2 \cdot 0,3)4400}{1,9 \cdot 4200} = 1,38.$$

Даже при отсутствии усложняющих коэффициентов прочности был бы практически равен 100%. Согласно правилам Ллойд, простое стыковое соединение должно иметь прочность на разрыве не менее 4100 ат; при этом поверхность испытуемых образцов должна быть так острогана, чтобы усиления были устранены. Можно ожидать, что при изгибе стыкового сварного соединения свяжутся прочнее целого листа.

б. Сварные швы в вазах продольных связей корпуса испытывают те же усилия, что и листы вдоль линии сварки, как это видно на рис. 105.

Если пластичность основного и наплавленного металлов совершенно одинакова, то в шве между соединяемыми листами могут возникнуть касательные напряжения в том случае, когда напряжения в одном из соединяемых листов превзойдут предел текучести, а в другом они будут меньше этого предела. Этот случай был рассмотрен Баббером¹ в статье «Сварка продольных швов наружной обшивки». При большой разнице в величинах пределов упругости для заплывающего и основного металлов в более хрупком сварном металле возникают трещины, которые и распространяются на листы. Однако при применении современных электродов с покрытием наплавленный металл получается настолько пластичным, что опасность разрушения сварных швов исключается



Рис. 107. Продольный срез сварного шва.

даже при напряжениях, превышающих предел текучести основного и наплавленного металлов и тем более при напряжениях, которые возникают в корпусе при службе корабля.

в. Когда стыковой сварной шов подвергается продольному срезу, как это показано на рис. 107, то в продольном шве *AB* возникают напряжения, распределяющиеся по длине шва неравномерно. Как будет показано ниже, наименьшее напряжение будет где-то вблизи середины шва, а на концах его будет концентрация напряжений. Здесь, как и во всех других случаях концентрации напряжений, следует усилить концевые участки шва.

5. Прочность валиковых швов. В стандартном соединении этого типа стороны шва *AB* и *AC*, сходящиеся к углу β шва, равны друг другу (см. рис. 99); обозначим их через *a*. Высоту *AN*, определяющую расчетную высоту шва, обозначим через *h*; тогда $h=0,707a$.

Рассмотрим простой переключ, показанный на рис. 99,а, подвергающийся растяжению. В этом случае два листа одинаковой толщины *t* соединены двумя валиковыми швами. Если растягивающая сила, отнесенная к погонной единице длины шва, равна *P*, то растягивающее напряжение в сечении листа будет равно:

$$P_t = \frac{P}{t}.$$

Разрушение шва может произойти по линиям *AB*, *AC* или *AN* (см. рис. 99,а). На распределение напряжений в различных сечениях шва в данном случае влияет стремление листов повернуться вследствие антисимметричности действующих усилий, хотя в действительности поворот до некоторой степени и ограничивает соседними швами. Большое число испытаний, проведенных над соединениями внахлестку, показало, что средняя величина временного сопротивления в таких соединениях практически такая же, как и у соединений с двумя накладками с такими же валиковыми швами (см. рис. 99,б). Поэтому результаты, полученные при испытаниях соединений с двумя накладками, оказываются применимыми и к соединениям с простым переключом. В обоих этих соединениях их прочность зависит от прочности двух валиковых швов, работающих на растяжение.

¹ L. Babber, Soc. Nav. Arch. and Mar. Eng. 1932.

В табл. 15 даны приближенные значения величин временного сопротивления стандартных валиковых швов на поперечное растяжение в соединениях на двойной планке (рис. 104), отнесенные к единице длины шва. В этой таблице приведены также величины временного сопротивления валиковых швов на срез, как это рассмотрено ниже (рис. 106).



Рис. 106. Сварное соединение листов с фланговыми валиковыми швами.

Данные этой таблицы представляют результат недавних опытов по сварке листов мягкой стали электродами с обмазкой, изготовленными из мягкой стали. Указанные в таблице величины являются несколько большими тем, которые до сих пор допускались. Их нельзя рекомендовать для бесконтрольного применения к простым швам шваков.

Таблица 15
Временное сопротивление стандартных валиковых швов

Калибр шва мм	Поперечное растяжение	Продольный срез	Калибр шва мм	Поперечное растяжение	Продольный срез
	кг/см			кг/см	
3,2	1600	1000	19	5500	4350
6,4	2800	1840	22	5800	4700
9,5	3800	2600	25,5	6100	5000
12,5	4800	3300	29,5	6200	5300
16	5100	3500			

При расчете валиковых швов в качестве критерия их прочности часто применяется расчетная высота шва h , т. е. предполагается, что разрыв шва по сечению AN определяет прочность шва. В действительности напряжения в сечении шва AN распределяются очень неправильно, так как в этом сечении будет действовать не только растяжение, но также срез и изгиб.

Пусть требуется определить прочность на растяжение соединения шваков с валиковыми швами листов толщиной 9,5 мм; калибр сварного шва будет 9,5 мм. В соответствии с табл. 15 временное сопротивление двух валиковых швов соединения равно:

$$2 \cdot 3800 = 7600 \text{ кг/см.}$$

Правильная временное сопротивление материала листов равным 4200 кг, полученное временное сопротивление на растяжение листов равным:

$$0,95 \cdot 4200 = 3990 \text{ кг/см.}$$

Коэффициент прочности соединения

$$\epsilon = \frac{7500}{2500} = 1,90.$$

Полученное значение для ϵ показывает, что в рассмотренном соединении имеется изгиб из плавленого металла; в этом отношении стыковой шов предпочтительнее.

При действии на шов соединение вазкой сжимающей нагрузкой условия работы его ухудшаются по сравнению со случаем действия растягивающей нагрузки благодаря тому, что повышается большая тенденция к поворачиванию шва.

Хотя поворот частично может быть ограничен, но все же этот шов обладает свойственным ему ослаблением, потому что листы вдоль соприкасающихся поверхностей при этом будут стремиться отделиться друг от друга. Вследствие этого основание шва будет подвергаться растяжению. Так как основание шва является наиболее прочной частью, то оно может выдерживать на растяжение весьма небольшую нагрузку. Поэтому такие соединения, равно как и вальцовые соединения на двойных листках, не следует применять в ответственных конструкциях.

Россель предлагает принимать прочность стандартного вальцового шва при сжатии равной трем четвертям прочности при растяжении.

Ширина перекрытия должна быть в общем случае не менее 4 t. Если она меньше, то основной металл может дать трещину у основания вальцового шва при изгибе соединения.

В американском флоте наименьшая ширина перекрытия принимается равной 5 t. В английском флоте эта ширина принимается равной 3 t для листов тоньше 6 мм и 4 t для более толстых листов.

Фланговый вальцовый шов. Если вальцовый шов подвергается действию параллельного среза, то деформации и напряжения, а также перемещения одного листа относительно другого распределяются очень неравномерно по поперечному сечению листов. Как уже указывалось в разд. 12, явление это очень сложное. Распределение напряжений вдоль шва характеризуется концентрацией их на концах шва в точках O и D (рис. 108) и минимальным значением их в промежуточной точке, которая, если оба листа имеют одинаковую толщину, находится посередине между точками O и D.

Распределение срезающих напряжений по длине швов может быть представлено (см. разд. 12) следующими выражениями:¹

$$q_x = \frac{p_1 \operatorname{sh} \pi (L-x) + p_2 \operatorname{sh} \pi x}{\operatorname{ch} \pi L}, \quad (140)$$

где

$$q_1 = \frac{p_1 \operatorname{sh} \pi L}{\pi p E (1 + \operatorname{ch} \pi L)} + \frac{\pi p_2}{a \operatorname{sh} \pi L}, \quad (141)$$

$$q_2 = \frac{p_1 \operatorname{sh} \pi L}{\pi p E (1 + \operatorname{ch} \pi L)} + \frac{\pi p_1 \operatorname{ch} \pi L}{a \operatorname{sh} L}. \quad (142)$$

Входящие в выражения величины имеют следующие обозначения:

$$m = \sqrt{\frac{a(A+a)}{aA_1E}};$$

¹ Int. Nav. Act., 1931.

q_s — срезающая напряжение в расчетном сечении шва, в расстоянии x от точки O ;

L — длина шва;

P_1 и P_2 — растягивающие напряжения соответственно в листах 1 и 2;

A и B — соответственно площади сечений листов 1 и 2;

a — расчетная площадь сечения обонх швов, приходящаяся на погонную единицу длины шва;

μ — коэффициент смещения; смещение одного листа относительно другого в какой-либо точке по длине шва равно $\mu \cdot q_s$.

Чтобы предотвратить изгиб сварного шва, образцы, служащие для экспериментального исследования прочности волноковых швов, должны

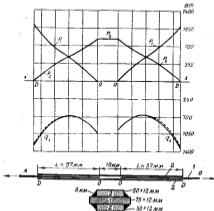


Рис. 103. Кривые напряжений, получаемые при испытании фланцевых сварных швов.

быть симметричны. На рис. 100 показан такой образец; напряжения в нем будут распределяться так же, как при простом перекресте, показанном на рис. 108. Кривые рис. 103 показывают распределение срезающих напряжений q_s в сварных швах, вычисленных по приведенным выше выражениям, а также распределение растягивающих напряжений P_1 в листах и P_2 в пазах при следующих исходных величинах: $L=5,7 \text{ см}$; $A=9,7 \text{ см}^2$; $a=13 \text{ см}^2$; $\mu=2,2 \text{ см}$; $P=11\,000 \text{ кг}$; $B=2,1 \cdot 10^4 \text{ см}^2$;

$\mu = 1,2 \cdot 10^{-4}$ см²/см. Пунктирные кривые показывают распределение напряжений σ_x , полученное экспериментальным путем. При практическом расчете валиковых швов можно считать, что сопротивление их при продольном срезе на 25% меньше, чем сопротивление при поперечном растяжении. Это согласуется с экспериментальными данными, приведенными в табл. 15.

Концы фланговых валиковых швов должны оставаться необработанными для уменьшения концентрации напряжений. Концентрация напряжений увеличивается при уменьшении длины фланговых валиковых швов; поэтому длина флангового валикового шва не должна быть менее трехкратного калибра шва, исключая длину кратера. В соединениях с перекрестом листов не рекомендуется применять фланговые валиковые швы в комбинации с поперечными швами у концов перекрывающего листа, так как это создает очень неблагоприятное сочетание напряжений в углах листов.

В пазах наружной обшивки корпуса касательные напряжения от общего изгиба достигают наибольшей величины у нейтральной оси на четверти длины корабля. Условия работы пазовых швов определяются от условий работы коротких швов. В пазах наружной обшивки касательные напряжения постепенно уменьшаются от своего максимума как по направлению к середине, так и по направлению к окончанию, поэтому и концентрации напряжений не наблюдается. В этом случае прежнее сопротивление для валиковых швов на касательные напряжения от общего изгиба может быть принято таким же, что и для случая поперечного растяжения шва.

Согласно правилам английского Ллойда, испытание фланговых валиковых швов должно производиться на симметричных образцах типа, показанного на рис. 109, при калибре шва 9,5 мм и длине 63 мм; при этом сопротивление образца должно быть не менее 1800 кг на 1 поперечный см длины каждого шва, что соответствует напряжению в расчетном сечении шва, равному

$$\frac{1800}{0,707 \cdot 0,65} = 2680 \text{ мм.}$$

Хотя сварные пазовые соединения внешне представляются достаточно надежными, все же для обшивки и палуб больших кораблей в средней части палуб предпочтительно применять клепку, чтобы избежать остаточных температурных напряжений и деформаций и таким образом облегчить сборку. Если сварные пазы будут сочетаться с сварными стыками, расположенными не в шахматном порядке, а обтекающими поперечное сечение корабля по всему периметру, сборка может быть облегчена.

Валиковые сварные швы применяются также в соединениях на обыкновенных и на двойных планках. Соединение на обыкновенной стыковой планке, показанное на рис. 100, применяется для тонкой обшивки на американских кораблях.

Г-образное соединение. В этом соединении кромка одного листа или полоса приваривается к поверхности другого листа валиковым швом, как показано на рис. 101. Такое соединение широко применяется в судостроении для соединения шпангоутов, стрингеров и переборок с обшивкой, бимсов с настилом палуб, ребер с обшивкой переборок и др.

При расчетах прочности такого соединения нужно различить следующие четыре случая:

а) Стенка подвергается растяжению силой P , как показано на рис. 101,а. В этом случае наливочные швы будут нагружены почти так же, как в рассмотренном выше растянутом соединении швакрой (рис. 99,б).

б) Стенка подвергается изгибу, нормальному к ее плоскости. Можно было бы ожидать, что в этом случае сечение AB по вершиям кромок наливок окажется наиболее ослабленным сечением (рис. 101,а). Однако экспериментальные исследования показывают, что такого ослабления в действительности не получается и что Т-образное соединение с двойными наливочными швом хорошо сопротивляется изгибу.

в) Стенка подвергается поперечному срезу. В этом случае распределение напряжений в наливочном шве должно быть почти таким же, как в соединении швакрой.

г) Стенка подвергается продольному срезу. Этот случай подобен продольному срезу в рассмотренном выше соединении швакрой, для которого могут быть приближенно приняты напряжения, данные в табл. 15.

6. Прочность сварных пробок (см. рис. 103). В этом соединении расплавленный металл заливает заливочное отверстие в одной из соединяемых частей. Угол заливки должен быть равным 90° , чтобы обеспечить хорошее смазывающее усилие; отверстие должно иметь достаточно большой диаметр, чтобы обеспечить хорошее сопротивление срезу и изгибу. В американской практике диаметр отверстий принимается равным удвоенной толщине листа. Сопротивление сварной пробки на срез несколько увеличивается от проникновения расплавленного металла в основной металл на величину около 1,5 мм, что равносильно увеличению диаметра пробки до $4,5$ мм при угле заливки 90° .

Принимая временно сопротивление срезу заплавленного металла равным $0,8 \cdot 4400 = 3500$ ат, получим сопротивление пробки срезу равным:

$$\frac{\pi}{4} (d + 0,45)^2 3500 = 2750 (d + 0,45)^2 \text{ кг,}$$

где d — номинальный диаметр пробки.

7. Прерывистая сварка (см. рис. 102). Если непрерывный наливочный шов не является необходимым по условию прочности, то его можно заменить прерывистым швом, состоящим из отдельных коротких участков шва, называемых проварками и, отстоящих друг от друга на некотором расстоянии. При этом экономится вес расплавленного металла и уменьшается неблагоприятный тепловой эффект сварки, следовательно, получаются меньшие коробления и усадки. Прерывистый шов определяется тремя следующими элементами: калибром наливочного шва, длиной проварок (без кратеров) и шагом, т. е. расстоянием между центрами проварок. Так, например, обозначение 12—75—150 относится к прерывистому шву калибром 12 мм с длиной проварок 75 мм и шагом 150 мм. Отношение между длиной проварки и шагом называется коэффициентом прерывистости шва; например, коэффициент прерывистости шва 12—75—150 равен $\frac{75}{150} = 0,5$.

Прочность прерывистого шва характеризуется коэффициентом его прерывистости, независимо от того, подвергается ли он растяжению, сжатию, изгибу или срезу. Коэффициент прерывистости может меняться

теоретически в пределах от нуля до единицы. Нарушение непрерывности в момент каждой проварки увеличивает концентрацию напряжений, хотя значение на каждом конце кратера должно несколько уменьшать эту концентрацию. В швах с тупым шрифтом шва, в котором проварки с разных сторон шва сдвинуты друг относительно друга, шрифты шва не должны быть менее 0,5, так как в противном случае одна сторона шва не будет давать достаточной поддержки другой стороне. Особенно шахматный шов хуже цепного; исключение, вероятно, составляет случай, когда необходимо пережить более высокие переувлажненные условия.

В американском флоте длина проварок приближается не более 16-кратной толщиной более тонкой связи и не более 150 мм, но и не менее четырехкратного калибра толкового шва или не менее 25 мм, в зависимости от того, что больше.

Наибольший шаг при цепной прерывистой сварке может быть равен 16 толщинам более тонкого листа, но не должен превышать 300 мм. Если прерывистый шов применяется для приварки балок, по подсчитанному расчету, как, например, ребер жесткости, то практика американского флота требует, чтобы концы таких балок на участках, равных одной восьмой их длины, приваривались непрерывными швами с обеих сторон и чтобы концы этих балок обваривались по их периметру. В английской морской практике прерывистая сварка в настоящее время уже не применяется¹.

Сварка по периметру водонепроницаемых и нефтепроницаемых поверхностей, как то: флюгов, странгеров, переборок и палуб, должна быть двойной и непрерывной.

8. Сравнение расчетов и спецификационной прочности. В спецификациях по сварке американского военного флота 1937 г. даны формулы для определения коэффициента прочности двойных Т-образных наплавочных швов. В правилах английского Ллойд указаны пределы напряжений для некоторых пробных образцов, а в табл. 15 были приведены результаты некоторых испытаний. Интересно проверить и сравнить эту различную информацию.

Трудности быстрого определения напряжений в сварных соединениях заключаются, главным образом, в сложности напряженного состояния, которое возникает в применяемых на практике соединениях вследствие их изгиба. Явление изгиба имеет место в таких важных соединениях, как соединения шпакрей, на обыкновенной планке и Т-образных; только простой стыковой шов представляет исключение в этом отношении. Поэтому образцы для испытания часто делаются симметричными, чтобы свести влияние изгиба к минимуму (см. рис. 99д, 101д, 103). Такие образцы употребляются не только для научно-исследовательских работ, но во многих случаях требуются и при практических испытаниях в судостроении, хотя они почти или совсем не соответствуют реальным корабельным конструкциям.

Рассмотрим теперь показанное на рис. 99а соединение на двойной планке, подвергающееся растяжению. Проф. Dustin² оптическим методом доказал, что в таких швах в сечении, соответствующей расчетной высоте шва, действуют только нормальные напряжения. Предполагая, что эти напряжения равномерно распределены по расчетному сечению,

¹ C. Saeed, "Electric Welding in Ship Construction", Inst. Nav. Arch., 1936.

² H. Dustin, "Arc Welding", 1929.

можно показать, что средние напряжения в листах вне района соединения равняются напряжениям в расчетном сечении шва.

Обозначим:

P — растягивающее усилие, действующее на единицу длины соединения, кг/см;

t — толщина плашки, стенки, листа, см;

s — калибр шва, см;

h — расчетная высота шва; при нормальном шве

$$h = \frac{s}{\sqrt{2}} = 0,707s;$$

σ_T — нормальное напряжение в листе вне района соединения, кг/см²;

σ_w — нормальное напряжение в расчетном сечении шва, кг/см²;

f_T и f_w — временное сопротивление металла листа и шва соответственно, кг/см²;

R — полное усилие, приходящееся на единицу длины шва (см) и действующее в расчетном сечении в направлении, нормальном к этому сечению.

Предполагаем, что калибр шва равен толщине листа или, что то же, толщине плашки. Кроме того, предполагаем, что сторона шва AB растягивается силой $\frac{1}{2}P$, а сторона AC сжимается силой $\frac{1}{2}P$.

При расчетной высоте шва $h = \frac{s}{\sqrt{2}}$, так как $s = t$,

$$R = \frac{t}{\sqrt{2}} P_w$$

Приравнивая составляющие силы R , параллельные листу, усилию P , получим:

$$\frac{2P}{\sqrt{2}} = R \sqrt{2} = P.$$

А так как

$$P = \sigma_T t,$$

то

$$P_w = \sigma_T.$$

Разрыв сварного шва произойдет при $\sigma_w = f_w$, т. е. при $R = \frac{t}{\sqrt{2}} f_w$ или при $P = R \sqrt{2} = t f_w$. Разрыв листа происходит при $P = f_T t$. Следовательно, коэффициент прочности соединения

$$e = \frac{f_w}{f_T}.$$

Если калибр шва s меньше толщины листа t , то $R = \frac{t}{\sqrt{2}} P_w$. Поэтому $P = \sigma_w$, которое должно равняться $f_T t$, и, следовательно,

$$P_w = \frac{t}{s} P_T.$$

Разрыв соединения по сварному шву произойдет, если $R = \frac{s}{\sqrt{2}} f_{\sigma}$, т. е. при $P = sf_{\sigma}$, так как $P = R\sqrt{2}$. Коэффициент прочности в этом случае

$$\epsilon = \frac{sf_{\sigma}}{sf_T} \quad (143)$$

Рассмотрим теперь двойное Т-образное соединение, показанное на рис. 101, а, где ни лист и ни стенки шне района соединения не испытывают изгиба, а изгиб в швах незначителен. В этом случае лист практически можно считать абсолютно жестким.

Распределение усилий в швах можно считать таким же, как и в соединении на двух стыковых планках. Вертикальная составляющая усилия R , действующего в расчетном сечении шва, должна быть равна половине растягивающего усилия в стенке и, следовательно, здесь опять

$$R\sqrt{2} = P.$$

Таким образом приходим к тем же формулам, что и для стыка на двух планках и при величине калибра швов, отличной от толщины листов, для коэффициента прочности соединения получим прежнюю формулу (143).

Соединение внахлест с поперечными валиковыми швами (рис. 99, б) при растяжении всегда подвергается изгибу, хотя этот изгиб и может ограничиваться соседними конструкциями. Поэтому, а также из-за уменьшения количества наплавленного металла, обычно предпочитают применять стыковой шов. Тем не менее, однако, иногда применяются и соединения внахлест. Пренебрегая изгибом, можно для соединения внахлест, как и в случае соединения на двух планках, предполагать, что в каждом шве по его горизонтальной стороне действует перерезывающая сила $\frac{1}{2}P$, а по вертикальной стороне — нормальная растягивающая сила $\frac{1}{2}P$. При этих предположениях приходим к тем же формулам, что были приведены выше.

При одностороннем Т-образном шве в случае растяжения стенки (рис. 101, б) лист должен каким-нибудь образом удерживаться, например, двумя направленными вниз силами $\frac{P}{2}$, действующими на равных расстояниях от стенок по обе от нее стороны. Возникающий в листе изгиб передается швам. Здесь получается опять очень сложное напряженное состояние материала швов, для которого еще не найден удовлетворительный метод расчетного определения напряжений. Если пренебречь изгибом, то получим те же формулы, что были даны выше.

Таким образом в качестве приближенной формулы (143) может применяться и к соединениям внахлест и к Т-образным.

Применяя эту формулу к соединению, показанному на рис. 99, б, при $s = t$ и при $f_T = 4200$ ам и $f_{\sigma} = 4400$ ам, получим коэффициент прочности

$$\epsilon = \frac{f_{\sigma}}{f_T} = 105\%.$$

Если бы листы были из стали повышенного сопротивления с $f_T = 5600$ ам, то при том же качестве наплавленного металла шва

$$\epsilon = 79\%.$$

В спецификациях по сварке требуется, чтобы сопротивление срезу металла наплавленного шва было равно 0,8 сопротивления разрыву. Наконец, по этим спецификациям требуется, чтобы коэффициент прочности срезу двойного валикового шва, выходящему усилием, действующим вдоль шва, был в 1,414 раза больше коэффициента прочности растяжению, определяемого по формуле (143). При этом предполагается, что разрушение происходит вдоль расчетного сечения. При расчетной высоте шва h сопротивление единицы длины двойного валикового шва срезу усилием, действующим вдоль шва, равно $2 \cdot 0,8 f_{\sigma A}$. Сопротивление срезу листа стенки равно $0,8 f_{\sigma T}$. Следовательно коэффициент прочности соединения срезу

$$c_m = \frac{1,92h}{0,8 \cdot \sigma_T} = 1,414 \frac{\sigma'_m}{\sigma_T},$$

как то и требуется спецификациями.

Как раньше уже указывалось, испытание сварных валиковых швов на продольный срез по правилам английского Ллойда производится на образцах с двойными соединительными планками, приваренными фланговыми швами, как показано на рис. 109. Для испытания наплавленного металла валиковых швов на растяжении требуются образцы типа, показанного на рис. 101, а. Образцы изготовляются из листов судостроительной стали с временным сопротивлением разрыву от 4100 до 5000 кг. Крестообразные образцы делаются из листов толщиной 15,5 мм и шириной 50,8 мм.

Калибр сварного шва равен 9,5 мм. Образец должен выдерживать при растяжении стенки усилие, равное $28,7 h$ тонн, где h — расчетная высота шва в сантиметрах. Таким образом сила, разрывающая образец,

$$P = 28,7 \cdot 0,95 \cdot 0,707 = 19,3 \text{ т.}$$

а разрывающее усилие, приходящееся на 1 см длины шва,

$$\frac{19300}{1,5708} = 12300 \text{ кг/см.}$$

Таким же образом можно подсчитать требующиеся спецификацией 1937 г. американского военного флота сопротивление разрыву единицы длины валикового шва при его калибре 9,5 мм и требующиеся этой спецификацией и правилами английского Ллойда сопротивление срезу единицы длины того же шва. В табл. 16 приведено сравнение величин этих сопротивлений с величинами сопротивлений, указанными в табл. 15 для того же калибра и шва.

Таблица 16

Сопротивление разрыву и срезу валикового шва калибра 9,5 мм на длину 1 см, в кг

Характеристики	№ рисунка	Спецификация американского военного флота 1937 г.	Правила английского Ллойда 1938—1939 гг.	Последние испытания (по длине табл. 15)
Сопротивление поперечному разрыву, кг	99,5; 101, мм	2250	1900	2800
Сопротивление продольному срезу, кг	109	2250	1800	2600

Из этой таблицы ясно, что результаты приведенных в табл. 15 опытов показывают значительный прогресс техники сварки.

НАРУЖНАЯ ОБШИВКА

42. Различные системы

1. Соединение стыков и пазов. Листы наружной обшивки располагаются продольными поясами, причем в каждом поясе концы листов, называемые стыками, располагаются между шпангоутами обычно параллельно им и соединяются между собой или на планках или внахлост.

Стыковые планки обычно делаются ординарными и располагаются с внутренней стороны обшивки; в тех же случаях, где требуется особая прочность, применяются двойные стыковые планки.

Стыки внахлост появились в конце 80-х годов прошлого столетия и применялись сначала на нефтеналивных пароходах. Термин стык внахлост является неудачным, так как слово стык предполагает, что листы не накрывают друг друга. Раньше концы листов всегда соединялись на планках, тогда как пазы обычно соединялись внахлост и термин стык правильно применялся к соединению концов. Постепенно понятие стык ассоциировалось с соединением концов листов в противоположность соединению по пазам и, когда конструкция соединения концов листов уменьшалась на соединении внахлост, стали употреблять термин стык внахлост. Более рациональным был бы термин концевое соединение внахлост, однако он более громоздок.

Стык на планке может быть сделан более прочным, чем стык внахлост, уменьшением числа заклепок в крайних рядах. Однако стык внахлост в некоторых отношениях имеет свои преимущества. Он дает экономию в весе и уменьшает количество заклепок, проще в работе, так как пригонка нахлост требует меньшей точности, чем соединение встык, и, наконец, чеканка такого соединения более надежна; при соединении стыка внахлост легче выполнять ремонтные работы. Соединение стыков внахлост целесообразно не только для наружной обшивки, но и при выполнении соединений во всех других листах и поэтому его следует применять всюду. Исключения составляют случаи, где особые обстоятельства требуют применения соединения на планках.

В тех случаях, когда требуется получить большую прочность для стыка внахлост, чем то обычно достигается в водонепроницаемых соединениях, необходимо применить внутреннюю узкую соединительную планку, как указано в разд. 33, п. 6. Случаи, когда стыки на планке следует предпочитать стыкам внахлост, будут рассмотрены дальше.

Стыковые соединения внахлост должны быть так расположены, чтобы наружные крошки нахлоста были направлены в сторону кормы, так как в случае направления их в нос они будут подвергаться быстрому износу

от воздействия потока воды. Однако на быстротечных кораблях для уменьшения вихревого сопротивления все же следует закрывающие кромки листов располагать в нос, придавая им некоторый скос.

Соединяя поперек наружную обшивку соединяются вдоль их длинных кромок так называемыми пазами. Эти соединения в отдельных случаях выполняются внаклад, т. е. на одинарной пазовой планке, но обычно они делаются внакрой.

В первом случае внаклад выполняются не только пазы, но и стыки.

Соединение внакрой осуществляется или по системе прилегающих и накрывающих поперек, при которой поперек наружной обшивки попеременно через один полностью прилегают к шпангоутам (рис. 110, а), или по системе край на край (клинкерной системе), при которой одна кромка поперек прилегает к шпангоутам, а другая — закрывает кромку соседнего поперек (рис. 110, б). Клинкерная система применяется, главным образом, в дополнение к системе прилегающих и накрывающих поперек, так как требует применения клиновых прокладок на шпангоутах или флажкование одной кромки листов. Эта система имеет то преимущество, что при ремонте листы любого поперек можно заменять без снятия листов соседних поперек.

2. Система накрывающих и прилегающих поперек.

Промежутки между шпангоутами и листами наружной обшивки при этой системе закладываются прокладками, имеющими такую же толщину, как и листы соседних поперек. Если прокладки не являются одновременно и компенсационными накладками переборки, то их ширина равна ширине полки шпангоута. С целью уменьшения веса прокладок их можно облегчить выкалыванием между заклепками отверстий овальной формы.

Если стыки наружной обшивки делаются на планках, то стыковые планки прилегающих поперек простираются во всю ширину листа, а накрывающих поперек — только в промежутке между кромками соседних прилегающих поперек.

Если стыки накрывающего поперек приходится в шпангах, соседних с водонепроницаемой переборкой или шпангоутом, то ввиду ограниченности места часто соединительная планка стыка и компенсационная прокладка переборки объединяются в одну деталь. Однако в этом случае стыковые планки не могут быть сделаны толще, чем соседние листы. Обычно желательная компенсационная прокладка в стык внакрой дает более легкую конструкцию, а поэтому объединяя переборочные прокладки со стыковой планкой не следует за исключением случаев, когда этого избежать нельзя. Такие случаи могут встретиться на судах с малым расстоянием между шпангоутами, например, на коммерческих судах, и в тех случаях, когда стык по каким-либо соображениям, разнравляется не по середине шпанги.

3. Высадка шпангоутов в листы. Для устранения прокладок с целью экономии веса в системе накрывающих и прилегающих поперек и в клинковой системе применяются два метода. По первому методу высаживаются профили шпангоутов так, чтобы полки шпангоутов непосредственно соприкасались и с прилегающими и с накрывающими поперек



Рис. 110. Типы соединений листов обшивки:

а) система прилегающих и накрывающих поперек; б) клинкерная система с клиновыми прокладками; г — выколотые прокладки; з — клиновидные прокладки.

обшивки (рис. 111, а). Этот метод был применен, например, на пароходе «Лузитания» в сочетании с клинкерной системой для нижней части днища. Он является наиболее подходящим при легких шпангоутах, например, при шпангоутах из угольников и двойном дне.

Второй метод состоит в высадке (фланжировке) кромок листов накрывающих поясью таким образом, чтобы эти листы притяли в соприкосновение со шпангоутами (рис. 111, б).

Оба метода обеспечивают хороший перехват листов с отсутствием прокладок, но они требуют специального станочного оборудования и дополнительной работы. Экономия в весе, получаемая из-за отсутствия прокладок, при высадке листов притягивает получающиеся при этом уменьшения пловучести. Возможно, что прочность листов несколько нарушается в результате фланжировки на кромках, а поперечная жесткость и прочность корабля уменьшаются. Это обстоятельство, возможно, является главной причиной неприменения этого метода для наружной обшивки военных кораблей, у которых большое расстояние между шпангоутами и малая толщина обшивки не допускают дальнейшего ослабления обшивки. Высадка шпангоутов предпочтительнее, чем фланжировка кромок листов. Однако для различных внутренних конструкций, где применяются сравнительно тонкие листы и где экономия в весе не актуальна, уменьшается пловучесть, фланжировка листов является выгодной и поэтому широко применяется на военных кораблях. Оба метода широко применяются в коммерческом судостроении.

Ду шпангоутами и малая толщина обшивки не допускают дальнейшего ослабления обшивки. Высадка шпангоутов предпочтительнее, чем фланжировка кромок листов. Однако для различных внутренних конструкций, где применяются сравнительно тонкие листы и где экономия в весе не актуальна, уменьшается пловучесть, фланжировка листов является выгодной и поэтому широко применяется на военных кораблях. Оба метода широко применяются в коммерческом судостроении.

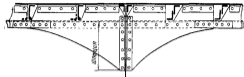


Рис. 112. Кильки бортового стрингера у малоспронизимой переборки.

4. Книжки вместо компенсационных переборочных прокладок. На коммерческих кораблях вместо переборочных прокладок обычно применяются книжки (рис. 112). Эти книжки имеют увеличенную высоту и обычно соединяются с тринками и бортовыми стрингерами. Они служат для утиления наружной обшивки, подкрепления переборки и обеспечивают непрерывность стрингеров. Установка таких книжек особенно желательна при высадке листов наружной обшивки или высадке шпангоутов, где нельзя установить переборочные прокладки.

5. Удвоенные листы. На многих кораблях для увеличения общей или местной прочности корпуса листы на некоторых поясах удваивают.

При системе прилегающих и накрывающих поясьев это удвоение осуществляется вставкой добавочных листов между кромками прилегающих и накрывающих поясьев. Вторые листы на накрывающем поясе должны иметь толщину соседних прилегающих поясьев. Стыки всегда делают внахлест. Если прочность позволяет, то листы одного слоя могут служить стыковыми планками для другого. В противном случае должны быть установлены стыковые планки в одном и даже в обоих удвоенных листах. Планки должны быть вставлены непосредственно на те листы, которые они соединяют. Если, например, стыки обоих слоев соединяются на планках и все планки ставятся с внутренней стороны, как это

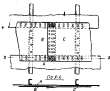


Рис. 113. Стржка ласок по стыку в наружном поясе обшивки.

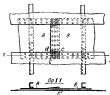


Рис. 114. Стржка ласок по стыку во внутреннем поясе обшивки.

иногда делается, то внутренние листы ослабляются в районе стыков наружных листов.

Б. Стржка ласок или клиновые прокладки. При соединении панелей и стыков внахлест в местах их пересечений возникают трудности при обеспечении непроницаемости обшивки. Такое пересечение показано на рис. 113, где угол листа *В* входит между внутренним листом *А* и наружным листом *С*. Если не будут приняты специальные меры, то чеканка в этом месте окажется невозможной, так как между листами *А* и *С* будет оставаться некоторый клиновидный зазор (см. участок *а* в на рис. 115). Во избежание этих трудностей можно воспользоваться двумя методами: или сканнванием углом в листе *В*, что делается на специальных станках, или заполнением образовавшихся зазоров клиновыми прокладками. Первый метод требует меньшего веса, чем второй, и применительно к наружным поясьям он прост и позволяет легко и удовлетворительно чеканить пазы, как это видно на рис. 113. Однако, при применении этого метода к внутренним поясьям желательно сканнвать угол листа в двух разных плоскостях, как это показано на рис. 114, но при этом лист *В* станет настолько тонким в точке *д*, что при чеканке он может разрушиться, чеканка его будет ненадежной и он будет подвергаться большой коррозии. Если сканнвать угол листа только в одной плоскости, как это выполнялось для наружного пояса, то чеканка вдоль кромки *дс* станет затруднительной. По приведенным причинам, в американском флоте сканнвание углов (стржка ласок) осуществляют только для наружных поясьев, для внутренних же поясьев применяются клиновые прокладки. Расположение клиновых прокладок

показано на рис. 115. При малой шпации клиновые прокладки могут вызвать необходимость располагать стыки не в середине шпации. На многих коммерческих судах строжка листов и углы листов применяется и для внутренних и для наружных поясов обшивки.

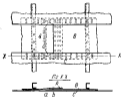


Рис. 115. Стыковое соединение по поперечному поясу с клиновыми прокладками.



Рис. 116. Соединение листов обшивки по системе «вклады».

1 — соединяемые листовые планки; 2 — прокладка.

7. Система «вклады». Такая система обычно применяется в районе обшивки лишь выше ватерлинии для получения более красивой гладкой поверхности или для облегчения крепления бортовой брони (рис. 116). Во французской флоте система «вклады» впервые применялась и ниже ватерлинии с целью уменьшения сопротивления воды, однако опыт показал, что получаемая при этом выгода оказалась пренебрежительно малой. Другое преимущество обшивки «вклады» заключается в ее большей жесткости по сравнению с обшивкой «вазкрой».

Когда система «вклады» применяется в целях улучшение внешнего вида, то и пасовые и стыковые планки ставятся внутри. Пасовые планки для обеспечения достаточной прочности делаются обычно непрерывными, возможно полно перекрывающими швы листов. Однако в этом случае необходимо ставить прокладки на шпангоутах. Пасовые планки должны иметь возможно большую длину, особенно на местах шпренгеля или отверстиям или заклепки шайбами, устанавливаемыми у заклепок. Таким путем можно сэкономить значительный вес, но не будет обеспечена надежная опора для листов и могут быть ослаблены заклепки от ударов волны о борт корабля. Чтобы избежать применения прокладок на шпангоутах, лучше всего делать высадки в шпангоутах в районе пасовых планок. При наружной обшивке «вклады» в районе установки брони на прокладке пасовые планки часто ставят с наружной стороны, потому необходимость в прокладках на шпангоутах отпадает. В этом случае носовые и стыковые планки тоже ставят с наружной стороны. Стыковые планки всегда ставят между пасовыми планками.

8. Сравнение систем «вазкрой» и «вклады». При применении системы прилегающих и накрывающих поясов со стыками «вазкрой» необходимо строгать только чекающиеся кромки, т. е. продольные кромки наружных листов и задние поперечные кромки всех листов; все остальные кромки листов требуют только обрезки. Размеры и форма листов не требуют большой точности.

При применении системы «вклады» все продольные и поперечные кромки всех листов должны быть простроганы; при этом все работы

необходимо выполнять весьма тщательно, чтобы получить хорошую пригонку кромок листов, необходимую для хорошей чеканки и для передачи сжимающих усилий.

Система владь требует почти в два раза больше клепок, чем система внакрой. Вес переброя пазов и стыков и вес прокладок в системе внакрой составляет на больших военных кораблях около 17% от чистого веса обшивки, а если стыки сделаны на стыковых планках, то вес переброя, впадок и прокладок составляет около 20%. При системе владь вес пазовых и стыковых планок и прокладок достигает 30% от чистого веса обшивки. Ясно также, что система владь должна быть дороже системы соединения листов внакрой. Преимущества системы владь заключаются в более приятном внешнем виде, большей жесткости обшивки и в некотором уменьшении сжимающих усилий в заклепках. Однако хорошей внешний вид не должен увеличивать веса военного корабля, если это не связано с технической выгодой. Требуемая жесткость обшивки может быть проще и дешевле достигнута внутренним набором, а увеличение сопротивляемости срезу закросом, если это в каком-либо месте может потребоваться, может быть дешевле получено добавлением ряда заклепок. Поэтому система внакрой предпочтительнее со всех точек зрения и, действительно, она более широко применяется, чем система владь.

43. Общая разбивка поясов

1. **Ширина листов.** Работа по вычерчиванию чертежа растанки наружной обшивки начинается с размещения пазов на заданном сечении, а это сразу же ведет к необходимости рассмотреть вопрос о ширине листов. При увеличении ширины листов уменьшается число пазов и количество клепок, а следовательно, уменьшаются вес и стоимость работы. С другой стороны, не говоря об ограничении ширины листов с точки зрения их производства на прокатных заводах и возможностей их обработки в клепки (механической клепки гидравлическими прессами), увеличение ширины листов для данного корабля создает большую трудность в придании ему требуемой криволинейной формы и приточки листов на криволинейных участках корпуса. Кроме того, широкие листы обуславливают наличие менее благоприятных для продольной прочности широких стыков. При данных обрешках корпуса корабля эти затруднения имеют меньшее значение для больших кораблей, чем для малых. В связи с этим обычно ширина листов на подобных кораблях, грубо говоря, прямо пропорциональна линейным размерам кораблей.

Что же касается преимуществ узких листов, заключающегося в том, что ввиду наличия большого числа пазов увеличивается жесткость наружной обшивки, то необходимо заметить, что такой способ увеличения жесткости и неравнозначен и дорог. Геральде большую жесткость при меньшем весе и меньшем объеме клепок можно получить за счет большого развития продольного набора.

На основании вышесказанного и принятой в судостроении практике ширина поясов наружной обшивки меняется в сравнительно узких пределах, будучи такой величинной, насколько позволяют вышеприведенные ограничения.

В настоящее время обычная или стандартная ширина листа в средней части корпуса линейного корабля и легкого крейсера меняется в

пределах 2150—2400 мм; на больших микрососудах ширина листов меняется в пределах 1250—1800 мм.

Листы толщиной 6 мм и больше в настоящее время можно получить в США без удорожания шириной до 2500 мм. Большие металлургические заводы могут катать листы шириной до 3600 и даже 5000 мм.

Иногда с целью улучшения наружного вида накрывающие пояса наружной обшивки делаются уже прилегающих на двойной пазовой перекрой с тем, чтобы видимые продольные кромки накрывающих поясов находились на равных расстояниях одна от другой. Это неэкономично, так как ухудшает равномерность распределения прочности наружной обшивки и в этом случае накрывающие пояса не могут иметь наибольшую возможную ширину.



Рис. 117.

2. **Плоский киль** (рис. 117). Килевой пояс, называемый здесь плоским килем, противопоставляется вертикальному килю. Этот пояс на коммерческих кораблях часто называется также горизонтальным килем в отличие от вертикального брускового килля, применявшегося на первых железных кораблях и теперь еще встречающегося на малых кораблях.

Килевой пояс изготовляют особо прочным. На всех кораблях, кроме очень небольших, он делается двойным. Назначение плоского килля, кроме образования составной части наружной обшивки, служить нижним пояском килевой балки, которая должна воспринимать и распределять большие усилия, когда корабль становится в док или садет на мель.

Килевой пояс обычно имеет ширину меньше стандартной, так как нет необходимости его делать шире доковых килейблоков. В удвоенном плоском киле наружный пояс делается шире внутреннего, так как при этом облегчается работа по постройке, сборке и ремонту; при повреждении наружный пояс легко можно снять. В этом случае соседний, так называемый шпунтовый пояс обшивки, будет внутренним пояском, как показано на рис. 117.

3. **Пояс ниже бронзового шельфа и шпирстрека.** Первый пояс ниже бронзового шельфа скрепляет дашиную обшивку и обычно изготовляется в виде наружного пояса впады с бортовой броней, с которой он иногда соединяется накрывающим листом.

Пояс обшивки у прочной палубы, или непосредственно ниже ее, называемый шпирстреком, так же как и пояс ниже бронзового шельфа и по тем же соображениям, делается наружным пояском. Он часто имеет ширину, большую стандартной, и простирается несколько выше прочной палубы, соединяясь с палубным стрингером достаточно большим угольником.

4. **Прочие поясы.** За исключением указанных выше поясов все прочие поясы обшивки на миделе делаются одинаковой стандартной ширины, поскольку это позволяют местные условия, и располагаются впады или внакрой в зависимости от принятой системы соединения пазов и стыков. При окончательном распределении пазов обшивки на миделе необходимо учитывать расположение стрингеров и скулового килля и стремиться к тому, чтобы они проходили в достаточном удалении от пазов.

5. Пазы на теоретическом чертеже и на блок-модели. Расположение пазов обшивки по всей длине корпуса может быть первоначально отмечено на корпусе теоретического чертежа соответствующими плавными линиями, исходя из уже имеющейся разбивки пазов на модели. В верхней части корпуса, выше броневой палубы, пазы обшивки определяются линиями палуб. В нижней части корпуса линии пазов проводятся нормально к обводам шпангоутов, будучи несколько криволинейными в районе миделя и почти прямыми и сходящимися по направлению к форштевню и алтерштевню, как окажется необходимым по характеру обводов корпуса.

Расположение пазов можно наилучшим образом в дальнейшем уточнить на блок-модели. Такая модель обычно изготавливается в масштабе $\frac{1}{100}$ или $\frac{1}{200}$. На блок-модели вычале наносит линии палуб, переборок, шпангоутов, броневых кельфов, грузовой ватерлинии и др., положение которых не подлежит изменению. После этого на блок-модель переносит с теоретического чертежа корпуса нанесенные там линии пазов, и здесь их положение уточняют. Этот процесс должен сопровождаться изучением и уточнением размещения продольного набора корпуса, боковых калей, доковых калей, кронштейнов гребных валов, выкружек для валов, кингстонов и других отверстий и крестовин на наружной обшивке. Должно быть уделено внимание обеспечению доступности для чеканки всех свариваемых соединений.

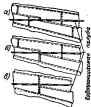


Рис. 118. Пересечение пазов с водонепроницаемой палубой (показана окантовка); паз на прямой борт, смотреть внутрь корабля.

6. Пересечение пазов с продольным набором, продольными переборками и палубами. Указанные пересечения могут происходить под острыми углами и поэтому имеют большое протяжение. Эти пересечения требуют клепок через три толщины и поэтому создают затруднения в размещении клепок. Особенно нежелательны пересечения пазов с водонепроницаемыми связями корпуса. Пересечения стрингеров обычно можно устранить соответствующими размещением пазов, но часто нельзя избежать пересечения пазов с палубами.

В местах, где пересечение неизбежно, паз может быть сделан уступом таким образом, чтобы он пересекал связь под прямым углом. На рис. 118, а показано такое решение, при котором в обоих соединяемых листах по пазовым кромкам сделаны указанные уступы. Союзная уступ со стыком, как показано на рис. 118, б, уступ придется сделать только в одном листе. Наилучшая форма решения показана на рис. 118, в, где показан так называемый двойной уступ (обыкновенные детали даны вкратце).

7. Общее направление пазов. На современных линейных кораблях с почти плоскими днищами и плоскими бортами в средней части длины корабля в резком повороте скулы общее направление пазов в днищевой части и особенно вблизи диаметральной плоскости должно быть таким, как показано линиями а, а, а на рис. 118, д. Эти линии идут горизонтально в средней части и изогнуты в оконечностях кораб-

ли, оставаясь параллельными диаметральной плоскости. В бортовых частях обшивки, выше поворота скулы, и особенно в верхней части бортов, выше бронзового шельфа, линии пазов близки к горизонтальным, следуя параллельно кромкам палуб, как показано линиями *d*, *b*, *b* на рис. 119, *б*. По направлению к оконечностям обе указанные системы линий переходят одна к другой на повороте скулы (рис. 119, *а*). На кораблях с более острыми обводами и с большими полезным флор обшивки направление пазов должно иметь такой же характер, но две системы пазов в этом случае сольются раньше, т. е. дальше от штевни. Так как

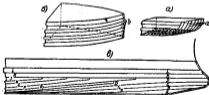


Рис. 119. Расположение пазов.

при этих обводах очертание скулы более пологое, то пазы в этом районе располагаются почти в диагональных плоскостях.

8. Развертывающиеся листы и прямые кромки. После определения общего направления пазов надо рассмотреть более детально кривизну отдельных листов обшивки. Если криволинейная поверхность листа далека от развертывающейся на плоскость, то для придания ему необходимой формы требуется дорогостоящая горячая обработка. Если кромки развернутого листа имеют значительную кривизну, то это вызовет отход материала. Поэтому листы обшивки, насколько это возможно, должны представлять собой развертывающиеся поверхности и кромки их должны быть прямолинейными. Эти требования легко удовлетворятся для таких простых поверхностей, какие представлены на рис. 119, *а* и *б*, но не могут быть выполнены полностью для обшивки корабля вследствие того, что большая часть его днища не развертывается.

Поверхность может быть вполне развертывающейся, но все же не иметь прямых кромок, как, например, для усеченного конуса, и обратно — поверхность может быть неразвертывающейся, но ограниченной прямыми кромками, например, винтовая поверхность, ограниченная дугой образующими. Поэтому расположение пазов, дающее наиболее прямые кромки листов, не всегда будет давать наиболее развертывающиеся листы. Проектировщик должен принимать лучшее компромиссное решение по условиям каждого частного случая.

Это решение очень удобно находить, накладывая плоские широкие рейки на блок-модель по проведенным на ней линиям пазов. Если рейка следует по поверхности модели без отклонения в сторону, то она

определяет развертывающийся пояс с прямыми кромками; если рейка отклоняется в сторону, то она определяет развертывающийся пояс со слегка изогнутыми кромками. При обследовании кривизны отдельных листов и их кромок удобно пользоваться также полосками жесткой бумаги, которые при прикладывании их к поверхности модели будут показывать степень развертывания листа, а если полоска обрвана соответственно нанесенным на модели линиям и затем распрямлена, то и кривизну его кромок.

9. Потери. При размещении поясов обшивки приходится сталкиваться с некоторыми трудностями, обусловленными уменьшением периметра поперечных обводов корпуса по мере приближения к носу и корме, что вызывает необходимость сужать ширину большинства поясов к оконечностям. Чтобы избежать в этом случае применения слишком узких поясов и оконечностей, некоторые из них приходится прекращать, не доводя их до оконечностей корпуса. Такие поясы называются потерянными. Потери, естественно, должны получаться в районе обшивки, где донные поясы сходятся с бортовыми. На некоторых кораблях, однако, донные поясы закрываются у горизонтального пояса, идущего параллельно или ниже бронзового шельфа, как показано на рис. 119, д.

Подобное размещение поясов часто практикуется на коммерческих кораблях с длиной цилиндрической вставки. На военных кораблях, имеющих острые образования, это приводит к очень криволинейным поясам. Предпочтительнее располагать поясы в соответствии с прямыми поясами, указанными выше, при выполнении которых донные и бортовые системы поясов переходят друг в друга в оконечностях в районе поворота скулы. Когда пояс становится слишком узким, необходимо сделать потерю. Его место может занять соседний уширенный лист, как это показано на рис. 120. Но при такой конструкции потеря терется много металла и затрачивается значительная работа.

В последние годы начали применяться более простая конструкция потерь, при которой два смежных пояса заканчиваются в нужном сечении и их место занимает один новый пояс. Такая конструкция, показанная на рис. 121, называется двойным потерем. Единственное возражение против этой конструкции заключается в том, что стыки двух смежных поясов располагаются в одном сечении. Однако, если общая ширина обоих потерянных поясов не превосходит стандартной ширины пояса в средней части, то возражение это несущественно, тем более, что потери всегда располагаются в концевых районах корпуса, где продольная прочность обычно оказывается обеспеченной с избытком.

Если при системе прилегающих и накрывающих поясов потеря осуществляется уширением листа соседнего пояса, то этот последний окажется прилегающим вдоль одной своей кромки и накрывающим вдоль другой кромки. Если при этом стыки делаются внешней, то потерянный пояс должен иметь сложенные кромки или клиновые прокладки

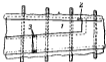


Рис. 120. Потерянный пояс (пояс оконечности); вид на правый борт, смотреть внутрь корабля

1—потерянный пояс; 2—линия прокладки; 3—пояс.

в углах, где стыки встречаются с пазами. В английском флоте укрепленный лист по всей длине стыка потерял склывается, но для восстановления прочности вдоль стыка¹ внутри ставится подкрепляющая накладка.

Если при системе накрывающих и прилегающих поясов делается двойной потерей, то стык одного пояса снабжается пазком, а то время как стык другого пояса осуществляется впакой. Чтобы иметь наруж-

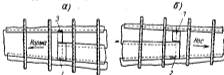


Рис. 121. Двойные потери в носовой и кормовой оконечностях: вид на левый борт, смотреть наружу.

1—пазы; 2—выступ; 3—ребра.

нюю кромку стыка впакой направленной в корму, такой стык должен осуществляться в носовой части корпуса в прилегающем потерье (рис. 121,б), а в кормовой части корпуса — в накрывающем потерье (рис. 121,а).

10. Листы выкружек. Пазы на листах выкружек, т. е. листах, обтягивающих дефлекторные трубы (рис. 122), следует размещать в середине наибольшей выпуклости (точка А), а не в середине их вогнутости (точка В), но лучше всего, если пазы удастся расположить в точках В, сделав лист выкружки совершенно гладким. Последнее расположение пазов удастся осуществлять лишь на малых кораблях, где листы выкружек могут быть сделаны из одного листа. Предпочтительно, чтобы листы выкружек размещались в накрывающем поясе.



Рис. 122. Листы выкружек.

После уточнения размещения листов пазов на модели их переносят на теоретический чертеж, вычерченный на плазе, где они окончательно согласуются на всех трех проекциях. Процесс согласования пазов может производиться также на теоретическом чертеже, выполненном в масштабе $\frac{1}{100}$ или $\frac{1}{200}$; такой чертеж иногда вычерчивается на крапчатой доске.

Для заказа листов их ширину определяют по плоскому чертежу, а длину — по модели.

12. Растяжки обшивки. Чертеж растяжки обшивки вычерчивают обычно в масштабе $\frac{1}{100}$. Сначала отмечают все шпангоуты на килевой линии, а затем на соответствующих перпендикулярах к ней откладывают длины обшивки шпангоута до различных кромок, снятые с модели. После проведения через полученные точки плавных кривых полу-

¹ Shipyard Practice, Mc Donnell, 1911.

чается чертеж растяжки обшивки, на котором должны быть нанесены стыки, продольные связи и вообще все линии модели, а также показаны размеры и толщина каждого листа. Все пояса и листы маркируются. Обычно шпунтовой пояс маркируется буквой А, а последующие пояса — В, С, D и т. д.

Листы каждого пояса нумеруются по порядку, начиная обычно с носа, причем принадлежность листа к обшивке правого или левого борта отмечается дополнительно буквами.

Чертеж растяжки обшивки очень полезен для производства: он наглядно показывает общую схему наружной обшивки и дает основные данные для каждого листа.

44. Расположение стыков

1. **Длина листов.** Расположение стыков зависит в основном от отношения длины листов к длине шпанка. При большой длине листов число стыков уменьшается. Хотя сталелитейные заводы практически могут прокатывать листы любой длины, потребоваться длины, однако существуют пределы, обусловленные мощностью обрабатывающих станков и условиями транспортировки листов. В цилиндрической части обшивки длина листов лимитируется допустимой кривизной их кромок и поперкостей. Это ограничение, как уже указывалось в отношении ширины листов, более значительно для малых кораблей, чем для больших. Было бы рационально применить в средней цилиндрической части корпуса листы более длинные, чем в оконечностях, где кривизна обводов корпуса больше и ширина листов уменьшается. Это было бы тем более желательно, что с точки зрения продольной прочности уменьшение числа стыков в средней части корпуса более важно, чем в оконечностях. Однако на практике обычно применяется одинаковая стандартная длина листов, соответствующая имеющемуся станочному оборудованию завода, и эта длина изменяется лишь по тем или иным местным требованиям. При одинаковой длине всех листов обшивки и всех сопряженных с ней продольных связей облегчается правильное и однородное размещение стыков обшивки.

Обычно длина листов обшивки находится в пределах 6—10 м, что соответствует 5—8 шпанкам на больших кораблях и 10—12 шпанками на меньших кораблях.

2. **Разгон стыков.** Стыки создают местное ослабление обшивки, и поэтому они должны быть размещены таким образом, чтобы общее ослабление продольной прочности корпуса, вызванное наличием стыков, получилось минимальным.

Обшивка имеет неизбежно ослабленные поперечные сечения вдоль шпангоутов вследствие наличия в этих сечениях непрерывного ряда заклепочных отверстий от носа до верхней палубы. Вдоль пронизанных шпангоутов заклепки обычно имеют шаг, равный $8d$, и поэтому прочность обшивки по сечению шпангоута уменьшается в отношении ϵ ($1 - \frac{\epsilon}{8}$). Вдоль водонепроницаемых шпангоутов и переборок, где заклепки размещены теснее, обшивка должна быть подкреплена или переборочными компенсационными прокладками или кидами, чтобы получить такую же прочность, как и вдоль пронизанных шпангоутов. Поэтому прочность обшивки вдоль пронизанных шпангоутов может быть принята в качестве стандарта.

В разделе о заклепочных соединениях мы рассматривали соединения только отдельных листов. Ясно, однако, что полное разрушение стыка может произойти только вместе с разрушением соседних листов и тех продольных связей, которые непрерывно проходят через стык и этим его подкрепляют.



Рис. 123. Случай разрушения листов обшивки.

Мы считала рассмотрены обшивку отдельно от других продольных связей корпуса, например, стрингеров и палуб, и при этом предположим, что продольные напряжения в рассматриваемом районе распределяются вполне равномерно и что ширина и толщина различных поясов обшивки в этом ее районе одинаковы. При таких предположениях достаточно рассмотреть лишь один участок обшивки, состоящий из одного пояса со стыком и несколькими целых поясов, заключенных между последовательными стыками в одной шпангоут. Такой участок обшивки, включающий n поясов (рис. 123), может разрушиться между линиями CA и BE различными путями.

3. Одновременный разрыв стыка и соседних целых поясов. Требуется, чтобы сопротивлению разрушению по линии CD , показанной на рис. 123, было, по крайней мере, равно сопротивлению разрушению по линии шпангоута AB . Примем сопротивление разрыву целого

листа за единицу и пусть сопротивление разрыву листа по шпангоуту, где шаг заклепок равен $2a$, будет x . Обозначив сопротивление разрыву

$$x + (n - 1) > 2n$$

мы

$$n > \frac{1-x}{1-2x} \quad (144)$$

Пусть $x=0,85$, как это обычно бывает, и пусть $n=1/2$, что соответствует обычному коэффициенту прочности стыкового соединения наружной обшивки, например, при трехрядном переходе листов толщиной 15 мм, в этом случае, согласно выражению (144), мы должны иметь $n > 2,2$, т. е. практически достаточно иметь лишь один целый (не нижний) стык в данной шпангоуте) пояс между соседними стыками в той же шпангоуте. Наименьшее значение для коэффициента прочности стыкового соединения можно принять равным $x=0,85$, что дает $n > 3$, т. е. в этом крайнем случае требуется иметь два целых пояса между соседними стыками в той же шпангоуте между соседними стыками в одной и той же шпангоуте выше двух. Такой вывод находится в полном соответствии с правилом, применяемым на практике, согласно которому обшивка как на военных, так и на коммерческих кораблях должна иметь не менее двух целых поясов между соседними стыками в одной и той же шпангоуте.

4. Разрыв стыка и среза пазовых заклепок между стыком и ближайшим шпангоутом. Если сопротивление разрушению по линиям $GE-EF-FH$ меньше, чем сопротивление разрушению по линии GM , то разрушение обшивки по ломаной линии $AGEFMB$ будет более вероятно, чем разруше-

ние вдоль линии шпангоута AB (см. рис. 123). Пусть y представляет собой сопротивление разрушению вдоль любой из линий BC или FN , выраженное в виде отношения между величиной этого сопротивления и величиной сопротивления целого листа. Согласно поставленному требованию, должно быть:

$$x + 2y > z$$

или

$$y > \frac{1}{2}(z - x). \quad (145)$$

Обычно x не снижается ниже 0,64; беря такое значение для x и принимая $z = 0,85$, получим $y > 0,1$. Такое значение величины y можно легко обеспечить при применяемых в военном судостроении широких шпанцах,

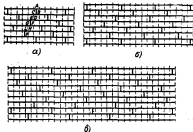


Рис. 124. Система разгов стыков.

помещая стык по середине шпанца, что всегда с этой целью и практикуется. В случае иного расположения стыка или в случае очень малой шпанцы следует произвести проверку прочности по выражению (145). Если это выражение удовлетворяется, то не следует опасаться разрушения вдоль ломаной линии $ABCDEFG$, проведенной уступами через стыки в разных шпанцах (рис. 124,а). На практике, однако, желательно иметь не меньше двух шпанцев между стыками соседних поясков и, по крайней мере, один целый пояс между стыками в соседних шпанцах.

5. Пример. В обшивке линейного корабля число целых поясков между стыками в одной шпанце равно двум ($n=3$); стыковые перекрестки трехрядные, пазовые — двухрядные. Шаг заклепок вдоль шпангоута 8 d . Ширина листов 1500 мм. В соответствии с рис. 127 между стыком и шпангоутом имеется восемь заклепок. Сравнить различные формы разрушения обшивки. Толщина листов $t=16$ мм; диаметр заклепок $d=22$ мм; шаг заклепок в стыках и пазов $m=4\frac{1}{2} d$.

Находим: $x=0,64$; $x=0,85$; $k=0,673$. Условие (144) удовлетворяется, так как

$$0,64 + 3 - 1 > 0,85 \cdot 3 \text{ или } 2,64 > 2,55;$$

$$y = \frac{8 \frac{m^2}{4} v_1^2}{168v_1} = \frac{m^2 v_1^2}{156v} = \frac{8 \cdot 0,673^2 \cdot 1,3^2}{156 \cdot 1,6} = 0,11.$$

Условие (145) удовлетворяется, так как

$$0,11 > \frac{1}{2} (0,85 - 0,64) = 0,105.$$

Таким образом наиболее вероятным разрушением обшивки является ее разрушение вдоль шпангоута.

6. Различные комбинации расположения стыков. При длине листов, равной четырем шпанцам, как это было в ранние времена железного судостроения, стыки располагались по середине листов смежных поясов. В этом случае получаются две шпанцы между стыками смежных поясов и лишь один пояс между последовательными стыками в одной шпанце.

При длине листов, равной 5 шпанцам и более, как это теперь обычно делается, легко удовлетворить наклонным выше требованиям. На рис. 124 показаны системы разгона стыков, отвечающие длинам листов, равным 5, 6 и 7 шпанцам. На рис. 124а показан так называемый диагональный разгон стыков, который является наилучшим при длине листов, равной 5 шпанцам. В этом случае получаются четыре целых пояса между последовательными стыками в одной шпанце и один или два целых пояса между стыками в смежных шпанцах.

Считая число шпанц между стыками смежных поясов, мы получим, идя в одну сторону, числа 2, 2, 2... и, идя в другую сторону, числа 3, 3, 3...

При длине листов, равной 6 шпанцам, как это обычно делается на больших кораблях, стыки могут быть размещены так, чтобы получалось пять целых промежуточных поясов. Такое размещение стыков показано на рис. 124б, на котором видно, что в этом случае число шпанц между стыками смежных поясов следует периодическому закону 2, 3, 4, 4, 3, 2, независимо от стороны счета. Такое размещение стыков применяется в английском флоте.

При длине листов, равной 7 шпанцам, и при размещении стыков, как показано на рис. 124, в, получается шесть целых промежуточных поясов. Число шпанц между стыками смежных поясов следует периодам 3, 5, 4, 4, 4, 5, 3, и 4, 2, 3, 3, 3, 2, 4.

При длине листов, равной 8 шпанцам, получается семь целых промежуточных поясов, и число шпанц между стыками смежных поясов следует периодам 3, 3, 3... или 5, 5, 5...

При длине листов, равной 10 шпанцам, получается девять целых промежуточных поясов и периоды 3, 3, 3... и 7, 7, 7... или четыре целых промежуточных пояса при периодах 4, 4, 4... и 6; 6, 6...

Все эти комбинации разгона стыков дают число целых промежуточных поясов больше, чем требуется, и число шпанц между стыками смежных поясов больше двух. Желательно при разработке чертежа обшивки принять за основу какую-либо из этих комбинаций, так как

при этом обеспечивается известная система, гарантирующая равномерную прочность всей обшивки. Отступая от принятой системы могут быть сделаны исключения в тех или иных местах по требованиям.

7. Постепенное или прогрессивное разрушение. На основании изложенного выше можно было бы считать, что разрушение стыков можно полностью предотвратить лишь соответствующим их расположением. Однако следует учесть, что такое заключение относится лишь к вполне равномерному распределению материала и напряжений в обшивке, что достаточно редко удовлетворяется лишь в днищевой плоской части обшивки на больших кораблях. В других районах обшивки распределение напряжений и толщина листов далеко неравномерны.

В бортовой части обшивки продольные напряжения меняются от максимумов в ширстрек до нуля у нейтральной оси и далее снова увеличиваются по направлению к повороту скулы. Пояс ширстрека делается более толстым или из более прочного материала, и поэтому получается резкое изменение в прочности между ним и ниже расположенным поясом обшивки. В пределах одного пояса обшивки напряжения в различных сечениях по его длине изменяются обратно пропорционально изменению коэффициента прочности, а там, где имеется ослабление, увеличиваются деформации и в соседнем поясе возникают дополнительные местные напряжения. Равномерное распределение напряжений и сечений через несколько повторяющихся поясов, как то предполагалось выше, едва ли может быть в действительности.

Наиболее вероятное разрушение обшивки будет начинаться в ширстрек, который более напряжен, чем другие пояса обшивки.

Рассмотрим стык ширстрека и допустим, как это часто бывает, что стыковое соединение слабее, чем лист вдоль шпангоута, но что срезающее сопротивление пазовых заклепок между стыком и шпангоутом полностью исключает возможность разрушения стыка совместно со срезами пазовых заклепок. В этом случае, как это следует из приведенных выше теоретических обоснований, не должно быть опасений относительно возможности разрушения стыка с одновременным разрушением ближайших к нему поясов обшивки.

Итак в действительности стыковое соединение будет слабее, чем лист вдоль шпангоута, будет испытывать большие напряжения и быстрее, чем этот лист, достигнет предела текучести. Если лист начнет течь, то через пазовые заклепки, которые предполагаются вполне жесткими, большие усилия начнут передаваться листу, смежному с ширстрек. Другими словами, линии напряжений обогнут переизъявленное место ширстрека и перейдут на ближайшую часть соседнего пояса. Если этот соседний пояс относительно слаб, то у кромки его может возникнуть трещина. Эта трещина может постепенно распространяться вниз по мере дальнейшего увеличения податливости стыка. При этих обстоятельствах целые листы, повторяющиеся в сечении, не будут работать в соответствии с прежде высказанными предположениями. Независимо от числа пазовых заклепок между стыками листы будут разрываться последовательно одна за другой, подобно листу бумаги или полотну, разрываемому усилием, действующим вдоль одной его кромки. Весьма вероятно, что линия разрыва, начавшись у стыка, быстро свернет к соседнему шпангоуту и будет продолжаться вдоль его заклепок.

Чтобы избежать подобного прогрессивного разрушения, ширстрек не должен иметь каких-либо местных ослаблений, а разница между

прочностью шпротрека и прочностью соседних с ним поясьев обшивки не должна быть очень резкой.

3. Разгон стыков в шпротреке и килевом и шпунтовом поясьях. Особо важно, чтобы стыки шпротрека были правильно разогнаны относительно стыков палубного стрингера. В этом случае палубный стрингер будет эффективно усиливать шпротрек и предотвращать распространение разрушения на настил палубы. В местах удвоенных листов шпротрека стыки обоек его листов должны быть разнесены друг относительно друга, по крайней мере, на две шпации. Это же правило относится и к листам килевых поясьев. При симметричном расположении стыков обшивки на обоях бортов стыки шпунтовых поясьев могут размещаться в одной и той же шпации, но при удвоенных листах плоского кила стыки в шпунтовых поясьях в действительности отдаляются друг от друга двумя килевыми поясьями. Это расположение может быть принято при листах длиной в 6 шпаций, если руководствуется требованием, чтобы расстояние между стыками смежных поясьев обшивки было не меньше 2 шпаций. При длине листов более 6 шпаций стыки шпунтовых поясьев разных бортов могут быть разнесены друг относительно друга, что является желательным. Если вертикальный киль подкрепляется бракетами или устанавливаются промежуточные флоры между основными штабгютами, то стыки должны размещаться на четверте шпации; в этом случае стыки шпунтовых поясьев разных бортов должны быть разнесены друг относительно друга, по крайней мере, на половину шпации.

45. Толщина листов наружной обшивки

1. Усилия. Наружная обшивка корпуса корабля должна одновременно сопротивляться нескольким усилиям, которые вызывают в ней различные сложные напряжения. Эти усилия могут быть разбиты на следующие группы:

1. Внешнее давление воды, статическое и динамическое.

2. Изгиб отдельных балок поперечного или продольного набора, для которых обшивка служит поясьем.

3. Общий изгиб эквивалентного бруса.

4. Местные усилия.

5. Коррозия.

2. Давление воды. Требование, чтобы обшивка противостояла внешнему давлению воды, является основным, определяющим при заданной длине шпации и заданном расположении набора минимально необходимую ее толщину в различных ее районах. В гл. VI было указано, что для кораблей с двойным дном толщина наружной обшивки может быть определена по кривой *A* рис. 55; в случае отсутствия внутреннего дна наружная обшивка по другим соображениям должна быть толще, чем требуется для восприятия давления воды.

На подводных лодках давление воды является для обшивки основной фактором, причем расчетная величина этого давления, равная погружению подводной лодки при испытании, точно известна. Погружение подводных лодок при испытании меняется от 40 до 100 м или больше в зависимости от ее типа и назначения. Необходимую толщину обшивки, отвечающую заданному давлению воды и известной длине шпации, можно легко найти, как это было показано в разд. 16.

3. Совместная работа обшивки с набором. Напряжения в обшивке, вызываемые ее участием в работе непрерывных балок набора в качестве поясков соответствующих сечений, получаются наибольшими в опорных сечениях и посередине между опорами этих балок. Метод определения этих напряжений и был изложен в разд. 20 и 21.

4. Участие обшивки в работе эквивалентного бруса. Требования общей прочности не могут быть удовлетворительно выполнены при одинаковой толщине наружной обшивки. Некоторые пояски должны быть усилены, особенно шпрстрек и килевой пояс, частично в целях наиболее эффективного обеспечения общей прочности, частично — для предохранения от прогрессирующего разрушения. Такое усиление может быть достигнуто следующими средствами:

1. Увеличение толщины. Очевидно, что наиболее выгодно, с точки зрения затраты материала на увеличение общей прочности корпуса, увеличивать толщину наиболее напряженных связей; поэтому, естественно, что килевые пояски обшивки и шпрстрек должны быть увеличенной толщины. Не нужно, однако, забывать, что напряжения в данном пояске обшивки значительно уменьшаются при значительном увеличении толщины. Предположим, например, что толщина килевого пояса и шпрстрека увеличены в несколько раз. При этом нейтральная ось сечения корпуса практически останется в прежнем положении, момент инерции сечения станет больше и напряжения во всех связях сечения соответственно уменьшатся. Это уменьшение, однако, не будет носить местного характера и поэтому в утолщенных поясках оно будет небольшим по сравнению с обычной толщиной.

2. Применение сталей высокого сопротивления. Как было сказано выше, увеличением толщины пояса обшивки нельзя получить достаточно эффективного уменьшения напряжений в этом пояске. Поэтому, если требуется предупредить прогрессирующий разрыв какого-либо пояса, то увеличение его толщины не является достаточно надежным средством. Более действительным средством является применение для такого пояса материала, в котором действующие напряжения не превосходят бы предела текучести, т. е. стали высокого сопротивления, имеющей предел текучести более высокий, чем материал соседнего пояса. Такой способ усиления должен, в первую очередь, применяться для шпрстрека, так как наиболее вероятно, что прогрессирующее разрушение корпуса может начаться в этом пояске обшивки. На боевых кораблях таким же образом должны быть усилены и килевые пояски. В настоящее время сталь высокого сопротивления широко применяется для постройки канонерских. Необходимо отметить, что применение стали высокого сопротивления не увеличивает устойчивости листов под действием сжимающих напряжений.

3. Изменение толщины обшивки. Пояс килевого шпрстрека должен иметь толщину, промежуточную между толщиной шпрстрека и толщиной обычных поясков обшивки.

Килевой пояс обшивки обычно удваивается, главным образом, для обеспечения местной прочности корпуса при постановке корабля в док и при посадке на мель. Удвоенный килевой пояс, помимо указанного ранее влияния его на увеличение общей прочности корпуса, образует вместе с вертикальным килем и средним пояском частица второго для прочной килевой балки, являющаяся как бы сплошным хребтом диневой конструкции корпуса. Внутренний килевой пояс и шпунтовые пояски должны быть одинаковой толщиной, несколько превышающей толщину

обычных поясах обшивки. Наружный килевой пояс обычно делается значительно толще, чтобы иметь значительный запас в толщине на износ.

Если имеются непрерывные бортовые продольные переборки на длину, превышающей половину длины средней части корпуса, то сопрягающийся с ней пояс обшивки должен иметь несколько увеличенную толщину.

Если двойное дно простирается поперек корпуса только до поворота скулы, то скуловые пояса должны быть увеличенной толщины для лучшего сопротивления сдвигающим силам, как об этом было сказано в п. 7.

Наибольшие толщины обшивки, назначенные для средней части корпуса, сохраняются на протяжении около половины длины корпуса.

Дальше по направлению к оконечностям толщины обшивки постепенно уменьшаются, в соответствии с постепенным уменьшением обших изгибающих моментов в корпусе. Это уменьшение, однако, лимитируется условием прочности обшивки на давление воды, особенно в носу, где динамические удары волны могут быть очень значительными.

Степень уменьшения толщины обшивки в оконечностях зависит от типа и размеров корабля и определяется по материалам практического опыта. В среднем это уменьшение составляет 10—15% на линейных кораблях и 20—25% на миноносцах. Уменьшение толщины шпартрека несколько больше и на некоторых кораблях доходит до 50%. Согласно правилам английского Ллойд, уменьшение толщины обшивки должно быть около 12% для малых толщин и около 30% для больших толщин.

6. Сравнение с другими кораблями. Окончательное назначение толщин обшивки должно также основываться на сравнении с существующими кораблями. Приведенные на рис. 56 кривые А и В для определения толщин обшивки, по условию давления воды, согласованы с практическим опытом.

7. Суммирование напряжений. Напряжения в обшивке, происходящие от разных деформаций, суммируются, причем суммарные напряжения могут получаться большими или меньшими составляющих. Если корабль, выбранный для сравнения (прототип), достаточно подобен проектируемому, то можно допустить, что суммирование напряжений у обоих этих кораблей будет иметь приблизительно одинаковый характер. Поэтому, если отдельные расчетные напряжения для проектируемого корабля равны или меньше напряжений для корабля прототипа, то считают, что то же будет иметь место и в отношении суммарных напряжений, а потому нет надобности эти суммарные напряжения подсчитывать.

Но если корабль, выбранный для сравнения, имеет иную конструкцию корпуса или значительно отличается по размерам от проектируемого, то необходимо для обоих вычислить наибольшие суммарные напряжения для сопоставления их друг с другом, учитывая при сложении знак и направление отдельных составляющих напряжений. Если на одном корабле продольная система набора, а на другом — поперечная, то при одном и том же действующем усилении суммарные напряжения могут быть совсем разными. То же может быть, если расстояния между шпангоутами на сравниваемых кораблях будут сильно отличаться.

При вычислении и суммировании напряжений необходимо учитывать, что когда корабль находится на подошве волны, то давление воды в средней части намного меньше, чем когда корабль плавает на тихой воде. Изменения в величине давления для указанных случаев по-

жесть корабля может достигать до 50%, и, следовательно, такая же разница будет в величинах напряжений в обшивке как от непосредственного изгиба ее давлением воды, так и от участия ее в катбе балок набора.

Очевидно, что подсчет суммарных напряжений очень сложен и будучи даже очень тщательно выполненным, он все же дает сомнительный результат вследствие довольно грубых предположений, лежащих в его основе, и ввиду невозможности предусмотреть все случаи загрузки. В частности, не совсем соответствует действительности предположение, что высота волны составляет одну и ту же часть от длины корабля как большого, так и малого. Кроме того, не учитывается динамичность нагрузки и наклонения корабля. Поэтому даже при самом тщательном вычислении и суммировании напряжений все же полученные суммарные напряжения, за исключением отдельных частных случаев, не могут служить вполне надежной базисом для сопоставления разных кораблей, так как далеко не все обстоятельства, могущие существенно влиять на результат такого сопоставления, учитываются в этих расчетах. Если сравниваемые корабли подобны, то в подсчете суммарных напряжений нет и необходимости.

8. Местные усиления обшивки. Остается рассмотреть местные усиления обшивки, вызываемые различными местными нагрузками в различных видах ее износа.

Усиление килявого пояса уже было рассмотрено. В носовой части корпуса на некотором расстоянии от форштевня толщина листов обшивки увеличивается или удваивается, главным образом, ввиду усиленного износа ее икорными канатами и икорями. С этой целью предпочтительно удваивать толщину обшивки, так как это предохраняет ее кроме от истерзания. Усиление обшивки в носу улучшает также усложне крепления форштевня и увеличивает прочность носовой части корпуса на действие ударов волн и на случай столкновения.

В кормовой части корпуса в нос от редепюста, особенно в районе крестштейна гребного вала, должно быть сделано подобное же утолщение или удвоение обшивки; здесь оно преследует цель увеличить прочность и жесткость корпуса против действия гидродинамических и вибрационных нагрузок, создаваемых винтами и рулями. Согласно правилам английского Ллойда, листы в районе актерштевня должны быть той же толщины, что и в средней части длины корпуса.

На кораблях, на имеющих бортовой броне, пояс по грузовой ватерлинии должен быть увеличенной толщины для обеспечения его против одновременного износа от коррозии. Усиление этого пояса, включая и удвоение в носу, необходимо также при плавании корабля в ледовых условиях.

Усиление обшивки компенсационными переборочными прокладками на непроницаемых переборках и шантоутах производится в средней части корпуса на длине, равной около двух третей длины корабля.

Вырезы в обшивке для кингстонов, бортовых иллюминаторов, орудийных портов и др. должны быть подкреплены таким образом, чтобы прочность обшивки в этих местах была не ниже стандартной.

Наковец, местное усиление или подкрепление обшивки должно быть сделано в местах действия на нее дульных газов при стрельбе из орудий.

Листы обшивки, подвергающиеся торчатой обработке, например, коробки горизонтального вала, выпуклые листы в районе выходов греб-

ных валов, должны увеличиваться по толщине на 1,5—3 мм, так как при нагреве в горячей обработке листов толщина их уменьшается, особенно в местах, имеющих большую кривизну.

9. **Коррозия.** Если толщина листов обшивки определена с использованием метода сопоставления с подводными кораблями, испытанными продолжительной службой, как это было рекомендовано выше, то мы можем считать, что минимальная толщина вследствие действия коррозии окажется учтенным достаточным запасом.

10. **Стандартная толщина.** Помимо обшивки помимо тех, которые имеют увеличенную толщину по условиям общей или местной прочности, делается одинаковой или почти одинаковой толщиной, так называемой стандартной толщиной. Эта толщина меняется от 12 до 16 мм на больших линейных кораблях и легких крейсерах и равна около 8 мм на миноносцах.

На больших коммерческих кораблях толщина обшивки делается значительно большей, чем на военных. Согласно правилам английского Ллойд, толщина обшивки в плоской части днища больших коммерческих кораблей должна быть около 25 мм; на пароходе «Лузитания» толщина обшивки в этом районе была 26,5 мм.

На подводных лодках толщина обшивки меняется — от 8 мм на малых подводных лодках до 19 мм на больших подводных лодках.

46. Обшивка палубы брони

В прежние времена обшивка палубы бортовой брони на военных кораблях всех флотов делалась двойной. Этим преследовалась цель дать надежную поддержку броневым болтам и броневым плитам при ударе в них снарядов. Такая обшивка, помимо этого, сама по себе несколько увеличивала броневую защиту корабля.

При двойной обшивке отпадала необходимость в постановке проемы и стыковые плашки, и поэтому поверхность обшивки получалась гладкой, что облегчало крепление к ней броневых болтов и деревянной прокладке за броней.

Во Франции применяли двойную обшивку за броней из-за ее большой пластичности.

При применении двойной обшивки, однако, возникают большие трудности в обеспечении ее непроницаемости в районе шпангоута или вблизи грузовой палубы при установке брони. Так как ни деревянные прокладки за броней, ни броня не могут обеспечить на продолжительное время водонепроницаемости, то эту последнюю должна всецело обеспечивать наружная обшивка за броней. Но даже при хорошей текуче обшивки вода все же с течением времени может пройти вдоль стержней броневых болтов и проникнуть в пространство между двумя слоями обшивки и дальше через дефектные заклепки пройти внутрь корабля. Для предотвращения этого соединительные заклепки размещают возможно ближе к отверстиям болтов и кромки листов у этих отверстий делают. Другое затруднение здесь, как и во всех случаях двойной обшивки, заключается в том, что при заполнении водой какого-либо отсека в районе брони вода может пройти вокруг стержней дефектных заклепок в пространство между листами обшивки и таким путем проникнуть в соседние непроницаемые отсеки, как это показано стрелками и волнистыми линиями на рис. 125.

По указанным выше причинам применение двойной обшивки позади брони даже грузовой интерлинья нежелательно и в большинстве флотов в настоящее время от этого отказались.

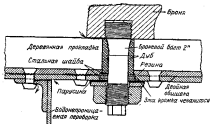


Рис. 125. Водонепроницаемость двойных листов позади брони.

На современных кораблях обшивка позади брони делается однослойной из толстой броневой стали; толщина такой обшивки колеблется от 19 мм для малых кораблей до 25 мм для больших кораблей. Обшивка позади брони делается нагла, чтобы облегчить подгонку длины броневых болтов и получить равномерную и возможно более тонкую прокладку за броней.

Обычно пазовые планки ставятся снаружи, но в случае легкой брони, при которой не применяется деревянная прокладка, пазовые планки ставятся внутри и шпандары против этих планок высаживаются.

Стыковые планки обычно ставят внутри, но на некоторых кораблях, например, на английских линейных кораблях, они поставлены снаружи. Для улучшения условий чеканки концы стыковых планок могут быть скошены и подпущены под пазовые планки, как показано на рис. 126. На последних кораблях вместо деревянной прокладки за броней применяется, и, повидному, с успехом, слой цемента соответствующей толщины.

На крайседах, имеющих легкую бортовую броню, желательно эту броню использовать в качестве наружной обшивки, включая ее в число прочных связей корпуса. В этом случае отдельные плиты брони должны быть соединены по стыкам в замок; прочность стыков должна соответствовать общей прочности. При этом полностью отпадает необходи-

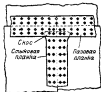


Рис. 126. Стыковые планки, подпущенные под пазовую.

мость в обшивке или прокладке за броней, так как сама броня полностью заменит наружную обшивку. В этом случае двойное дно должно быть продолжено до верха бортовой брони или, по крайней мере, до первой палубы выше ватерлинии, служащей опорой для брони и ограничивающей водонепроницаемые отделения.

47. Обшивка рубок и других надстроек

Конструкция рубок и других водонепроницаемых надстроек зависит от того, включаются ли они в расчет продольной прочности корпуса или нет, и от тех местных усилений, которым они подвергаются. Для того чтобы рубка являлась эффективной связью корпуса, она должна простираться, по крайней мере, на половину длины корпуса в средней его части.

Если надстройка много короче, то в углах ее возникают большие местные напряжения, но без существенного влияния на общую прочность, как было указано в разд. 12.

Длинный палубак, простирающийся за носовую башню или палубак, длина которого равна такой же части длины корабля, является в этом отношении наиболее удовлетворительным типом надстройки.

Если надстройка имеет достаточную длину и если ее желательно привлечь к участию в продольной прочности корпуса, то она должна быть сконструирована по тем же принципам, что и основной корпус. Толщина обшивки должна быть определена по условиям общей прочности корпуса, причем верхней ограничивающей полке должен быть усилен, подобно ширстрену. Надстройка должна протереться на всю ширину корпуса, чтобы ее стенки совпадали с бортами, так как в противном случае большие добавочные сжимающие напряжения появятся в настиле палубы. В бортовой обшивке надстройка не должно быть ни дверей, ни иных больших вырезов, и все отверстия, уменьшающие прочность ниже стандартной, должны быть подкреплены.

Теоретически надстройка выгодно делать прочнее, так как прочность и жесткость корпуса при этом могут быть заметно повышены при сравнительно малой затрате материала.

Однако на бронированных кораблях было бы иррационально ставить прочность корабля в зависимости от надстройки.

Если надстройка не защищена броней, то она может быть легко разрушена в бою; если же надстройка бронирована, то обычно ее прочность как продольной связи очень невелика из-за вырезов для пушечных портов. На бронированных кораблях в этом отношении условия более благоприятны, так как надстройка их подвергается разрушению в бою в такой же степени, что и основной корпус. Все же и обшивку на военных кораблях невыгодно делать надстройкой в виде прочной конструкции, так как всегда очень трудно избежать больших напряжений в соединениях их с основным корпусом. Поэтому обычно надстройки военных кораблей должны быть легкими и снабжаться скрепками соединением, подразделяющими их на сравнительно короткие участки. Обшивка таких надстроек имеет толщину от 3 до 5 мм с комбинированным листом толщиной 8,5 мм. Надстройка палубака должна иметь увеличенную толщину обшивки в местах, подвергающихся действию удара волны. На кораблях относительно малой высоты, как, например, на некоторых типах речных канонерских лодок, надстройки целесообразно использовать в качестве прочных связей корпуса.

48. Клейка наружной обшивки

Заклепки наружной обшивки должны клеиться с наружной стороны и обычно имеют потайную замкнутую головку.

1. Стыки. На первых линейных кораблях стыки клеились обычно трехрядным цепным заклепочным швом, или анакрот (рис. 127), или на планках с попеременно пропущенными заклепками в наружных рядах. В первом случае коэффициент прочности соединения получался равным около $\frac{1}{2}$, в последнем случае он повышался до $\frac{1}{3}$.

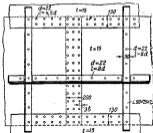


Рис. 127. Клейка листов наружной обшивки.

Для обшивки за броней часто применялось четырехрядное соединение стыков на планках с попеременным пропуском заклепок в крайних рядах; в этом случае коэффициент прочности соединения находится в пределах от $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{5}$.

На современных больших линейных кораблях применяются четырехрядные и даже пятирядные стыки с шахматным расположением заклепок, как показано на рис. 128. Шпангоуты к обшивке привариваются.

На первых крейсерах и миноносцах стыки клеились обычно двухрядным цепным швом анакрот или на планках, причем вследствие отсутствия малых толщин листов, применявшихся на кораблях этих типов, коэффициент прочности стыковых соединений был такой же, как и при трехрядной клейке на больших кораблях, т. е. около $\frac{1}{2}$.

На современных 10 000-тонных крейсерах и больших миноносцах применяются также же многорядные стыковые соединения, как и на линейных кораблях.

На малых миноносцах, где обшивка слишком тонка для возможности ее чеканки и где поэтому водонепроницаемость достигается применением прокладок, получается сравнительно высокий коэффициент прочности стыковых соединений благодаря тому, что заклепки в наружных рядах могут быть размещены значительно реже. Такое стыковое соединение показано на рис. 129 в том виде, в каком оно было осуществлено на некоторых французских кораблях этого типа.

В этом соединении имеются два средних ряда заклепок, расположенных в шахматном порядке с малым шагом и по два наружных ряда широко расставленных заклепок.

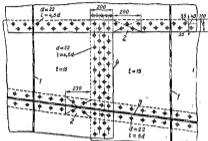


Рис. 128. Типовая деталь соединения стыва палубы:

1—фланг, приваренный к обшивке; 2—планка привалки; 3—горизонтальная поперечная переборка; 4—вертикальная переборка.

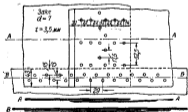


Рис. 129. Ступенчатое соединение наружной обшивки на тонких фанерных обшивках.

Однако соединения с дополнительной узкой планкой (рис. 33, п. 6) более предпочтительны для обычных полей многоосей, независимо от того, чеканятся ли стывы или не чеканятся.

В коммерческом судостроении двухрядные стывы допускаются, согласно правилам английского Ллойда, лишь для малых судов, имеющих

местность примерно до 1000 регистровых тонн; на больших судах стыки должны иметь трехрядную или четырехрядную клепку.

На основании сказанного в разд. 44, прочность стыковых соединений ширстрека в средней части корпуса на длине, не меньшей половины длины корабля, должна быть, по крайней мере, равна прочности листа вдоль шпангоута, т. е. коэффициент прочности этих стыковых соединений должен быть не менее 0,85%. На бронированных кораблях верхний пояс обшивки позади брони должен выполнять роль ширстрека, когда вышеуказанные небронированные пояса обшивки будут разрушены в бою. Поэтому стыковые соединения этого пояса должны конструироваться в соответствии с этим правилом, даже, если это потребует применения двойных стыковых листов.

Для ширстрека легкие ардсеры и минносеры с успехом могут быть применены стыковые соединения с внутренними планками, более широкими, чем наружные, рассмотренные в разд. 33, п. 5. Независимо от того, применяются ли заклепки для ширстрека таких кораблей палубные или непалубные, замыкающие головки их должны быть полированы, чтобы получить хороший стягивающий эффект. Наилучший результат будет достигнут, если первоначально просверлить цилиндрической отверстие и затем их слегка раззенковать для удаления острой кромки. В этом случае получится минимальное уменьшение прочности листа и коэффициент прочности может быть доведен до 0,85 вдоль линии листов продвинутого шпангоута.

Стыки листов плоского кила и шпунтовых поясов соединяются на планках. Планки обоих килевых поясов располагаются внутри и обычно простаруются от кромок нижних килевых угольников до кромок листов, которые они соединяют.

Если вертикальный киль водо- или нефтеспропускаемый, то полезно в целях облегчения чеканки пропускать эти планки через диаметрально плоскость, делая высадку в килевых угольниках. Такая конструкция теперь часто применяется также и в случаях продвинутого вертикального кила. Ввиду особой ответственности килевой конструкции и так как наружный килевой пояс имеет большую толщину, то все стыки таких малых кораблей должны быть трех- или четырехрядными, с попеременно пропускаемыми заклепками в наружных рядах.

При двойных листах наружной обшивки вдоль стыков размещается один ряд заклепок с шагом, необходимым для обеспечения водонепроницаемости. Однако, повидимому, вдоль стыков внутренних листов шаг заклепок может быть увеличен до 6—7 диаметров, так как эти стыки не чеканятся.

Для уменьшения общей площади заклепок число соединительных заклепок по краю двойных листов должно быть при этом соответственно увеличено. На рис. 130 показана клепка стыка двойного пояса в обшивке линейного корабля.

2. **Пазы.** Обычно пазы имеют двухрядную клепку, только на некоторых малых кораблях с относительно малой длиной, например, на канонерских лодках водоизмещением меньше, чем 1500 т, применяются однорядные пазы. На лидерах и минносках даже малого размера пазы соединяются двухрядным, обычно шахматным швом. Эти корабли подвергнутся большому усилию и было бы трудно обеспечить водонепроницаемость пазов однорядной клепкой, особенно при очень тонких листах, которые не могут быть прочеканены.

Согласно правилам английского Ллойда, для очень больших коммерческих судов требуются трехрядные пазы, для судов средних размеров требуются двухрядные пазы; однорядные пазы допускаются лишь для бортовой обшивки, имеющей толщину менее 12 мм. Трехрядные пазы требуются также и для судов умеренных размеров в районе бортовой обшивки, где действуют

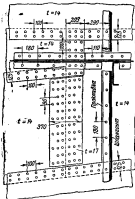


Рис. 130. Классика листов наружной обшивки с двойным покрытием.

Двухрядная пазовая классика с одной пропущенной на шпангоуте закладной в ряду, наиболее удаленном от чеканящейся кромки, показана на рис. 130. Обычно только в пазях ширстрека сохраняются обе закладные при пересечении пазов со шпангоутом.

Кромки внутреннего листа плоского кала соединяются с наружным листом однорядным непроницаемым швом, как это делается и в других случаях при удвоении листов обшивки. При этом, однако, удвоенные листы еще соединяются друг с другом дополнительными крепительными закладками, равномерно распределенными по площади листов с шагом от 12 до 16 d в зависимости от кривизны листов.

49. Сварка наружной обшивки

На многих кораблях стыки наружной обшивки свариваются по всей длине корпуса. На коммерческих судах часто сварные стыки об-

наибольшие срезающие усилия, т. е. вблизи нейтральной оси на расстоянии от оконечностей, равном около одной четверти длины судна.

Очень большая переизгибающая сила в этом районе может повлечь у очень больших судов большие размеры при их калевой катке. На больших военных кораблях нет необходимости в таком жестком усилении пазов бортовой обшивки, так как вследствие сравнительно небольшой полноты их оконечностей срезающие усилия в корпусе получаются меньше, чем на коммерческих судах. Однако на минносках и других быстроходных кораблях при ходе их с большой скоростью против волны могут развиваться значительные срезающие силы в носовом районе корпуса, и поэтому пазы бортовой обшивки в этом районе могут потребовать их усиления. Некоторые легкие крейсера последней постройки имеют трехрядные пазы в носовом районе вблизи нейтральной оси.

шпанги располагаются на фланцах поперечного набора, которые в этом случае играют роль стыковых плашек. Однако предпочтительнее располагать стыки между шпангоутами, выполняя сварку с обшивкой сторон стыка.

На военных кораблях последний построения палы обычно свариваются лишь в концевых районах корпуса, которые, таким образом, получаются полностью сварными. В районе средней части корпуса предпочтительна клепка.

Выше было отмечено, что при клепаной обшивке система ее сваркой имеет преимущество перед системой вгладь. При применении сварки возражения против системы вгладь отпадают, и поэтому сварная обшивка выполняется по системе вгладь как для пазов, так и для стыков.

Преимущества сварки наиболее полно могут быть использованы для подводных лодок. Применение сварки в этом случае гарантирует не только абсолютную водонепроницаемость прочного корпуса при тех больших давлениях воды, которым подвергается подводная лодка, но и нефтенепроницаемость наружных нефтяных систем. Это последнее обстоятельство особенно важно, учитывая действия взрывов глубинных бомб на расстоянии и то, что пропуск нефти обнаруживает присутствие подводной лодки.

На протяжении прошлой мировой войны перед германскими инженерами стояла очень трудная задача по обеспечению нефтенепроницаемости нефтяных отсеков подводных лодок, так как при заклепочных соединениях по этим причинам абсолютную плотность обеспечить невозможно, а сварка тогда была еще недостаточно развита.

На современных подводных лодках как прочный корпус, так и наружный легкий корпус делаются полностью сварными. При этом материалом для наружного корпуса и особенно для нефтяных систем должна служить легкая сваривающаяся сталь, при которой конструкция будет способна выдерживать большие деформации, не давая течи.

ГЛАВА XII

НАБОР

50. Основные системы набора

В зависимости от расположения балок набора корпуса различают «поперечную», «продольную» и «смешанную» системы набора корпуса.

1. **Поперечная система набора.** Эта система набора корпуса, имеющая малое расстояние между шпангоутами, была принята на первых железных судах по аналогии с набором деревянных судов и до сих пор еще применяется в ее чистом виде на малых судах. Продольная прочность при этой системе набора обеспечивается листами наружной обшивки и палубы в конструкции каяля. Обычно одна или больше бортовых альсонов или стрингеров делается интерметаллическими между неразрезными листами или угольниками шпангоутов. Как и на деревянных судах, балки, поддерживающие палубы, делаются поперечными. Для малых судов с умеренным отношением длины к высоте поперечная система набора корпуса является рациональной, и поэтому в первое время развития железного судостроения она считалась вполне удовлетворительной. Продольные усилие в корпусе были невелики и листы обшивки, которые были достаточно толстыми, вполне могли обеспечить продольную прочность корпуса. При увеличении размеров судов и увеличении их скорости, что сопровождалось увеличением отношения их длины к высоте, продольная прочность и жесткость корпуса уже не могли быть обеспечены при обычной поперечной системе набора корпуса. В этом случае потребовалось бы сильно увеличить толщину листов обшивки, что не соответствовало бы требованию экономии веса корпуса судна.

2. **Продольная система набора.** Уже в 40-х и 50-х годах прошлого столетия большое число построенных пароходов имело в большей или меньшей степени выраженные признаки продольной системы набора их корпуса.

В наиболее чистом виде продольная система набора корпуса была применена на пароходе «Great Eastern», построенном в 1859 г. Эта конструкция корпуса была разработана французским гражданским инженером L. K. Vieille и английским корабельным инженером Scott Russell¹. Здесь ясно была выражена идея осуществления конструкции корпуса корабля как несущей балки. «Great Eastern» был построен по принципу корабчатой балки, примененном при постройке Британского Моста, соединяющего остров Англиканно с берегом Вейлкса.

¹ W. H. White, *Manual of Naval Architecture*, 1900.

Набор «Great Eastern» был полностью продольным в вертемах и нижнем пояске и в бортах до нижней палубы (рис. 131). Длинные и вертикальные палубы были двойными, т. е. они состояли из двух настилов, между которыми находился продольный набор, поддерживающий и соединяющий эти настилы. Продольная прочность верхнего и нижнего поясков балки, образующей корпус дюрбля, полностью обеспечивалась. Поперечная прочность и жесткость корпуса были обеспечены полными или частичными поперечными переборками.

3. Клетчатая система набора. Часто продольная система набора корпуса, примененная на «Great Eastern», не получила дальнейшего

распространения, возможно, главным образом, вследствие значительных технологических трудностей ее осуществления. Однако принцип продольного набора скоро нашел широкое приложение в так называемой клетчатой системе набора, которая нашла всеобщее применение и двойному дню как на коммерческих, так и на военных судах.

Клетчатую систему можно рассматривать как смешанную систему, так как она состоит из сетки интеркостельных поперечных и продольных балок. Преобладание продольных элементов бывает различным в разных вариантах клетчатой системы набора. На большинстве коммерческих судов только вертикальный киль и крайний междубортный лист, ограничивающий двойное дно, непрерывны, другие продольные связи — интеркостельные. На военных кораблях продольные связи более развиты.

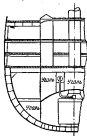


Рис. 131. Мидельное сечение корпуса «Great Eastern».

4. Система Ишервуда (Isbergwood)¹. В последние годы значительный сдвиг в направлении развития продольной системы на коммерческих судах произошел с введением системы Ишервуда. Близко расположенные шпангоуты и бимсы в этой системе были устранены и заменены редко расположенными массивными рамными шпангоутами, идущими по длине, бортам и под палубами. Эти рамные шпангоуты ставятся на расстоянии от 3 до 6,5 м друг от друга и имеют достаточную прочность, чтобы выполнять функции, обычно выполняемые шпангоутами и бимсами. Между рамными шпангоутами располагаются непрерывные продольные балки малой высоты, поддерживающие листы обшивки и палубы. Эти продольные балки проходят через проемы в рамных шпангоутах и соединяются с последними при помощи коротких угловых (рис. 132). Расстояние между продольными балками делается около половины ширины листов; две продольные балки устанавливаются на каждом пояске. Таким образом набор состоит в основном из широко расположенных соединяющих поперечных балок, а во время как более слабые продольные ребра лишь подкрепляют листы в пролетах между этими балками.

¹ I. W. Isbergwood, «A New System of Ship Construction», Int. Nav. Arch., 1908.

Главной частью набора, таким образом, являются рамные шпангоуты, а продольные балки являются, в сущности, частью обшивки.

Основное конструктивное преимущество такой системы набора заключается, во-первых, в том, что при высоких рамных шпангоутах при том же весе можно получить больший момент инерции, чем при обыкновенных низких поперечных шпангоутах, а, во-вторых, наружная обшивка и палубы, будучи лучше подкрепленными в продольном направлении,

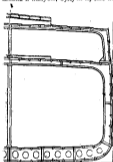


Рис. 132. Набор по системе Ишеруда.

поперечная прочность в этой конструкции обеспечивается с минимальной затратой материала высокими рамными шпангоутами, которые при перевозке жидкого груза не являются недостатком, а большим числом поперечных переборок, необходимых на этих судах по другим соображениям.

Продольная прочность обеспечивается системой продольных балок, которые имеют большую высоту, чем при обычной системе Ишеруда, показанной на рис. 132. Продольные балки прочной палубы хорошо противостоят большому изгибающему моменту, вызываемому просяб танкера при полной нагрузке.

Обычно в каждом танке располагаются два рамных шпангоута, имеющие проемы для непрерывного прохода через них продольных балок. Продольные балки делаются разрезными на поперечных переборках для лучшего обеспечения нефтестойкости последних. В первое время восстановления прочности продольных балок достигалось постановкой у поперечных переборок высоких вниц, однако, такая конструкция требовала затраты большого веса вследствие большого числа продольных балок.

являются более эффективными прочными скелетами, чем при обычной поперечной системе, когда они легко могут выгнуться при сжатии.

Система Ишеруда одобрена классификационными обществами и нашла признание многих кораблестроителей и судовладельцев. Она дает значительную экономию в весе корпуса. Она удобнее обычной продольной системы в производстве, позволяет широко применять механическую клепку. Многочисленные криволинейные и маловысотные шпангоуты заменяются в этой системе почти прямыми продольными набором, не требующими больших гибочных работ. Производство ремонта тоже значительно облегчается.

На на одном классе кораблей система Ишеруда не получила столь широкого применения, как на нефтяных танкерах, для которых она практически стала стандартной конструкцией.

Для упрощения конструкции и уменьшения веса Ишерауд изобрел свою бесконечную систему, в которой непрерывность продольных балок обеспечивается соединением их концов удвоенными листами в прилегающих поясах днища в районе поперечных переборок. Таким образом при бесконечной системе продольная прочность обеспечивается удовлетворительным образом.

На некоторых кораблях роль таких накладных листов играют удлиненные стыковые планки днищевых листов, как это показано на рис. 133.

В бесконечной системе уделяется особое внимание прочности продольных балок и той поддержке, которую они могут получить от двух попе-

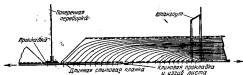


Рис. 133. Примерная схема распределения линий напряжений в продольных балках при бесконечной системе Ишерауда.

речных рамных шпангоутов, чтобы с минимальными напряжениями и прогибами воспринимать наружное давление воды при пустых танках. Это достигается значительным увеличением профиля продольных балок по сравнению с профилем этих балок в старой конечной системе и назначением прочных размеров и расстояний между поперечными рамными шпангоутами в соответствии с теоремой Клапейрона.

Однако, помимо этого, не было принято во внимание, что в бесконечной системе Ишерауда имеется нежелательное нарушение непрерывности конструкции у концов продольных балок в каждом трюме. Рассмотрим, например, конструкцию в танке в районе миделя при прогибе судна. В общем случае здесь в эквивалентном бруске нет касательных напряжений, а днищевая обшивка растягивается и равномерно удлиняется. Продольные балки тоже удлиняются и находятся в состоянии растяжения (см. рис. 133), но это может происходить только за счет наличия продольных срезающих напряжений в заклепках, которыми продольные балки приделаны к днищевой обшивке. Как было показано в разд. 12, п. 1, эти напряжения будут равны нулю посередине длины балки и наибольшая их концентрация будет на концах балки. Поэтому необходимо обеспечить надлежащую прочность на срез соединений концов продольных балок с обшивкой, особенно в средней части длины судна, имея в виду, что эта прочность должна быть не меньше прочности балки на растяжение. В противном случае следует избегать растрескивания заклепок у концов балок. Такое явление наблюдалось на многих нефтеналивных судах, и поэтому применялись различные средства для устранения этого конструктивного недостатка. Первым средством на уже построенном судне может служить приварка по периметру концов продольных балок к обшивке. На вновь проектируемых судах должна быть увеличена площадь сечения заклепок на концах балок, а может быть осуществлена также и дополнительная их приварка. Уменьшение концентрации напряжений

может быть достигнуто склеиванием концов продольных балок. Наиболее действительным средством является применение неразрывных шин на концах продольных балок, прокалывающих через прорезы в листах поперечных переборок, и приваренных к этим листам и к вертикальным стойкам переборок. При такой конструкции отпадает необходимость вставочки двойных листов в обшивку днища. Однако только продолжительный опыт давления суден может показать, является ли это решение в действительности наилучшим. На некоторых больших танкерах концы продольных балок привариваются к листам поперечных переборок.

Система Ниверуда удобна для применения сварки, так как большинство сварных швов направлено вдоль листов; осушение и очистка нефтяных танков в случае применения сварки становится более легкой, чем при клепаном корпусе¹.

51. Общее устройство набора

1. Сравнение между военными и коммерческими судами. Все суда как военные, так и коммерческие, будучи на плаву, подвергаются силам давления воды и силам веса корпуса и тунн грузов, которые они везут. Во время качки суда подвергаются, кроме того, и действию динамических усилий. При постановке на мель или в ложе давление воды частично или полностью замещается сосредоточенными реакциями. Однако между военными и коммерческими судами, особенно грузовыми, имеется значительная разница в том, как уравниваются силы веса и силы поддержания через конструкцию их корпусов.

На военном корабле веса его постоянных грузов, состоящие из веса брони и артиллерии, расположены, главным образом, на палубах и бортах и передаются через переборки и борты на систему набора днища, прежде чем они уравниваются силами поддержания. На коммерческом грузовом судне вес грузов и грузовых трюмах выводится непосредственно или главным образом на внутреннее дно, или на флоры, или передается с палуб артиллерии на набор днища. Поэтому роль переборок и бортов в передаче веса на грузовых судах сравнительно невелика. Силы поддержания и веса в большей своей части уравниваются непосредственно через набор днища. Благодаря этому набор днища коммерческих судов подвергается меньшему изгибу и срезу, чем днищевой набор военного корабля, где часто имеется значительный избыток сил поддержания между поперечными переборками.

Помимо этого, военные корабли подвергаются действию некоторых усилий, которые отсутствуют на коммерческом корабле, как-то: при попадании снарядов и взрывах мин, торпед и авиабомб. При ударе снаряда корпус в месте удара подвергается резкому ударному действию в виде сосредоточенного усилия, если корпус не бронирован и снаряд не взорвался, или в некоторой степени распределяемому усилию, если корпус бронирован или если снаряд взорвался. При взрыве мины или торпеды корпус в районе центра взрыва подвергается резкому непосредственному действию давления газов. В районах, удаленных от центра взрыва, на корпус действуют более умеренные давления, передающиеся через воду на значительный район. Взрыв авиабомбы наиболее вероятен в верхней части корабля; он производит большой разрушающий эффект, распро-

¹ В. A. Russell, N. T. Section, Am. Welding Soc., March 7, 1939.

отражающийся на значительную площадь небронированных конструкций корпуса.

2. Главные назначения набора. Сложная система сил, действующих на корпус, всегда находится в статическом или динамическом равновесии. Такое равновесие или такое уравновешивание этих сил не может существовать без того, чтобы в ствоях корпуса не возникли соответствующие напряжения от растяжения, сжатия, изгиба и среза.

Набор корпуса выполняет роль прочных уравновешивающих связей корпуса следующими путями.

1. Набор работает в качестве составной части всего корпуса как балка, подвергающейся продольному и поперечному изгибу, и при этом набор воспринимает соответствующую долю растягивающих и сжимающих усилий. В то же время он подкрепляет прилегающие к нему участки обшивки, не давая ей уклоняться от выполнения своего назначения, теряя устойчивость.

2. Набор работает в качестве балок между переборками, шалубами, днищем, бортами и др., передавая на них силы веса, давления воды и другие силы, которые могут действовать на эти балки.

3. Набор поддерживает внутреннюю и наружную обшивку против давления воды и других могущих подытоживать на них нормальных усилий, например, при подводных взрывах.

Помимо указанных выше трех основных функций, выполняемых набором, он выполняет также другие важные назначения.

4. Являясь подкрепляющими ребрами днища и бортов, балки набора сами воспринимают усилия, обычно сжимающие, действующие в направлении их длины. В этом отношении наиболее важным является восприятие поперечными бортовыми шпангоутами веса брони или других весов, передающихся на борта.

5. Внутри двойного дна некоторые части набора выполняют роль водо- или нефтенепроницаемых перегородок.

3. **Выделение отдельных групп набора.** Поскольку функции, выполняемые набором в корпусе военного корабля, различны в зависимости от места расположения набора, удобно рассмотреть эти части набора отдельно, а именно:

- 1) в районе днищевой, почти горизонтальной, части двойного дна;
- 2) в районе бортовой части двойного дна;
- 3) вне двойного дна, ниже бронзового шельфа;
- 4) за бортовой броней;
- 5) в районе небронированного борта, выше бронзового шельфа.

4. **Набор в районе днищевой части двойного дна.** Общая поперечная и продольная прочность. Требования, действующие условиями общей продольной прочности корпуса, будут, очевидно, наилучшим образом удовлетворены при системе непрерывных продольных балок набора днища. Общая поперечная прочность корпуса обеспечивается его поперечными переборками, однако, все же в днищевой конструкции корпуса должны быть поставлены интеркостельные поперечные балки, необходимые для подкрепления основных продольных балок днищевой части набора.

Передача грузов на жесткие перекрытия корпуса. Днищевая часть двойного дна представляет собой практически горизонтальную платформу, нагруженную силами поддержания, почти равномерно распределенными по ее нижней поверхности. На ее верхнюю поверхность действуют равномерно распределенные веса грузов, находящихся на днище; однако основной опорой для этой платформы, воспринимающей

действующие на нее направленные вертикально вверх силы поддержки, являются многочисленные переборки и борта, которые передают на днища веса верхней части корабля. В некоторых случаях эти веса частично передаются на днища при помощи систем пиллерсов. Мы имеем, таким образом, дело с нагруженной платформой, подразделенной на прямоугольные участки и ограниченной жесткими опорами контуром, состоящим из перекрытий борта и переборок.

Вертикальный киль обычно поддерживается пиллерсами или средней продольной переборкой и образует поэтому жесткую прямоугольную опору. Благодаря этому поперечный набор днища имеет хорошую опору в диаметральной плоскости. Поэтому, если пролеты поперек корабля до бортовых переборок меньше, чем расстояния между поперечными переборками, что может быть в машинных и котельных отделениях, то наиболее целесообразным окажется основывать опору перекрытия двойного дна на системе набора с непрерывными поперечными шпангоутами. Обычно, однако, вертикальный киль делается непрерывным и поэтому шпангоуты должны на нем разрезаться и не могут иметь такую высокую степень зыбкости, как продольные стрингера, идущие непрерывно под поперечными переборками. Кроме того, из практики известно, что достаточная прочность продольных стрингеров может быть получена даже для района машинных и котельных отделений, а вне этих отсеков поперечные переборки ставятся на более близких расстояниях. Следовательно, в общем продольная система набора днища, т. е. система с непрерывными продольными балками, представляется более предпочтительной.

Указанные выше многостельные поперечные флоры могут быть хорошо использованы для помощи продольным стрингерам в выполнении последними их функций как отдельных балок, так как флоры помогают передавать нагрузку с внешнего и внутреннего дна на стрингеры и в то же время являются боковыми опорами стрингеров. В местах пересечения флор со стрингерами образуются весьма жесткие узлы, играющие важную роль при постанове корабля в док и при посадке на мель.

Подкрепление листов обшивки против давления воды. Основное требование в этом отношении заключается в том, чтобы набор разделял листы на небольшие неподкрепленные панели. Это может быть достигнуто как при продольной, так и при поперечной системе набора, при достаточно малом расстоянии между балками набора. Однако слишком тесное расположение балок набора в двойном дна нежелательно, так как при этом будет затруднен доступ в междольные отсеки и будет трудно работать в них. Поэтому предпочтительнее применять сеть поперечных и продольных балок при умеренном расстоянии между ними.

Разделение на водонепроницаемые и нефтенепопнижаемые отсеки. Обычно необходимо двойное дно разделять на мелкие отсеки, причем некоторые поперечные и продольные балки набора должны быть водонепроницаемыми или нефтенепопнижаемыми. Рассмотренная выше сеть набора уже сама образует такое подразделение двойного дна, однако, набор должен быть так спроектирован, чтобы это достигалось с наименьшей затратой работы, при наибольшей непрерывности балок набора и при удобной сборке конструкции. Как общее правило, следует делать непроницаемые балки набора непрерывными, так как при этом объеме чеканки будет уменьшен и достигнута более простая и надежная кон-

стружкам, хотя это обстоятельство не должно преваляровать над требованием прочности. При пересечении двух неперпендикулярных балок набора непрерывными должны делаться продольные балки, так как они наиболее важны с точки зрения прочности.

Таким образом со всех точек зрения мы приходим к заключению о преимуществе для набора двойного дна смешанной системы, а также к тому, что продольным балкам должно отдаваться предпочтение с точки зрения обеспечения их прочности и непрерывности. Продольные стрингеры должны, насколько позволяет место, доходить до кониц двойного дна, даже если оно простирается на всю длину корабля.

Б. Набор в районе бортовой части двойного дна. Общая продольная и поперечная прочность. В нижней части борта, включая поворот скулы, преобладают продольные усилия при нагибе корпуса, особенно, если идет изгиб корпуса происходит при калении крива корабля. Поэтому набор скуловой части двойного дна должен быть по существу таким же, что и в донцевой части. Выше скулы начинают преобладать срезающие усилия и главные нормальные напряжения получают наклонное направление. Поэтому было бы желательно в этом районе борта применить диагональный набор, однако, это было бы связано с конструктивными и производственными затруднениями. Учитывая это, и также имея в виду, что прочность корпуса против срезающих сил надежно обеспечивается обшивкой бортов и что напряжения в этом районе у линейных кораблей незначительны, система бортового набора должна быть выбрана исходя из других условий его работы.

Переходы усилий на жесткие перекрытия корпуса. Для выполнения этой функции набор должен быть направлен параллельно коротким сторонам опорного контура и оставаться непрерывным на опорном контуре. На больших военных кораблях расстояние между конкретными переборками не настолько отличается от высоты между бортовой палубой и днищем. При непрерывных поперечных шпангоутах облегчается сборка, достигается в р-очный эффект и шпангоуты хорошо воспринимают веса бортов. Однако закрепление концов поперечных шпангоутов не может быть таким же прочным, как крепление концов непрерывных продольных балок. Ввиду сказанного выше следует считать, что в отношении передачи усилий на жесткие перекрытия корпуса в районе бортовой части двойного дна обе системы набора эквивалентны друг другу.

Подкрепление дна обшивкой против давления воды и против давления от взрыва мины и торпед. Давление воды на борта меньше, чем на днище; борта также не подвергаются таким внутренним противодавлениям, как днище, исключая лишь случаи каления угольных или нефтяных бортовых ям. Значительно большие требования к прочности и жесткости бортов предъявляются с точки зрения сопротивления их давлению при взрывах мины и торпед непосредственно у борта или вблизи его, хотя подобные же давления в последнее время стали угрожать и днищу со стороны выносов и вылетах мины.

Независимо от причины возникновения давления, наилучшим подкреплением борта против этого давления является смешанная система набора. Места пересечения балок такого набора в наибольшей степени могут сопротивляться действию подводных взрывов. В то время как обшивка между набором будет вынуждена вытеснаться внутрь корабля и балки набора между точками пересечения значительно деформируются, конструкция в точках пересечения балок может иметь лишь небольшую пластическую деформацию. Исключением является район в непо-

средственной близости к центру варина, где разрушения будут значительно большими.

Поддержка веса бортовой брони и других весов, передающихся на борты. Основная часть этого веса передается на поперечные переборки, а остальная часть его легко может быть воспринята бортами и даже броневым шельфом, имеющим наружную обшивку и внутреннее дно, укрепленные рекомендованным выше смешанным набором.

В отношении разделения этого района на колоннопроницаемые отсеки можно сделать те же выводы, которые были сделаны выше для нижней части двойного дна.

Суммируя изложенное выше, мы приходим к заключению, что набор в бортовой части двойного дна должен быть смешанной системы, как и в донной, причем при небольшой разнице между длинами поперечных и продольных балок безразлично, какие из них делать непрерывными. Исключение составляет район скулы, где непрерывными должны быть продольные балки.

б. Системы набора двойного дна на существующих кораблях. Опшем и рассмотрим практику некоторых главных флотов. На рис. 134 показана схема набора французского броненосца «Jérôme»¹. Вертикальный киль и первый стрингер сделаны на нем непрерывными, причем первый стрингер сделан водонепроницаемым. Третий и четвертый стрингеры сделаны непрерывными и водонепроницаемыми там, где они находятся под продольной переборкой, т. е. соответственно в котельных и машинных отделениях; в остальных местах они сделаны пропускаемыми и интеркостельными.

Седьмой стрингер сделан водонепроницаемым, повидимому, с целью ограничить доступ воды в двойное дно в случае повреждения броневых шельфов.

Прочие стрингеры сделаны интеркостельными и пропускаемыми.

Поперечные флоры сделаны непрерывными между первым и третьим или четвертым стрингером и между последним и седьмым стрингером. Непрерывность поперечного набора на таком большом протяжении применяется на французских кораблях с целью упрощения и удешевления работы.

На рис. 135 показана схема набора английского броненосца «Lord Nelson». Здесь все стрингеры, включая и бортовые, — непрерывны; а все шпангоуты — интеркостельные. На рис. 136 показана схема набора старого американского броненосца. Все стрингеры здесь сделаны непрерывными, как на английских кораблях. Разница лишь в том, что на американском корабле наружные угольники шпангоутов идут непрерывно от киля до броневой палубы для облегчения образования обводов корпуса при постройке и для придания некоторой непрерывности поперечному набору. Вертикальный киль — пропускаемый, однако на многих кораблях он делается непроницаемым в пределах машинных и



Рис. 134. Схема набора французского броненосца «Jérôme».

¹ J. Rougé, Construction Navale, Союз, 1912.

котельных отсеков с целью разделенная двойного дна на водные и топливные отсеки. Для этой же цели делается непроходимым пятый стрингер, расположенный на скуле.

Американская система набора наиболее удовлетворительна с точки зрения продольной и поперечной прочности и легкости производства. Французский метод делать водонепроницаемым стрингер ниже бронзового шельфа представляется также целесообразным.

7. Набор вне двойного дна ниже бронзового шельфа. На многих кораблях двойное дно не доходит до переборок концевых дифференциальных систем, а в этих случаях мы будем иметь дело с набором днища между

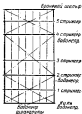


Рис. 125. Схема набора двойного дна бронзового шельфа „Lord Nelson“.

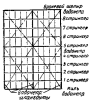


Рис. 126. Схема набора старого американского бронзового шельфа.

концом двойного дна и переборкой дифференциальной системы. Набор внутри системы будет рассмотрен в следующей главе.

Большая длина и высокая скорость современных кораблей делает необходимым, теперь больше, чем раньше, обеспечивать продольную прочность оконечностей корпуса. Когда корабль идет против волны, появляются большие изгибающие усилия в носу, а при волнении на современных кораблях кормового подзора появляются большие изгибающие усилия в корме при постановке корабля в док.

Вертикальный киль и, по меньшей мере, один из первых стрингеров с каждого борта должны оставаться непрерывными до самых стенок и прочно соединяться с последними или непосредственно либо при помощи брашпуров.

Выше этих стрингеров система набора должна быть поперечной, так как платформы и бронзовые палубы могут быть легко использованы в качестве опор для шпангоутов. Между непрерывными стрингерами днища должны быть поставлены катеркостные флоры, а между непрерывными шпангоутами — полунтеркостельные трюмные стрингеры, являющиеся продолжением непрерывных стрингеров двойного дна, для того чтобы создать опоры шпангоутам, подкрепить листы и связать обшивку со шпангоутами.

Если двойное дно доходит только до скулы, то набор между ним и бронзовым шельфом должен быть поперечным, хорошо закрепленным концами к крайнему междудонному стрингеру.

8. **Набор позади брони.** Основным назначением этого набора является поддержка брони. Энергия снаряда расходуется на: а) разрушение снаряда, б) вдавливание и разрушение брони, в) упругую деформацию и разрушение опорной конструкции. Большая жесткость опорной конструкции способствует меньшему разрушению брони и самой опорной конструкции. На рис. 137 показана конструкция, вероятно, обладающая требуемой жесткостью.

Позади бортовой брони находятся две или несколько палуб большой прочности и жесткости, которые используются в качестве главных опор, а подкрепляющие балки в виде переборок или шпангоутов. Если бортовая палуба имеет скос, то горизонтальные бимсы, покрытые палубным массивом, должны служить продолжением средней части палубы, образуя промежуточную опору между нижней кромкой скоса палубы и вышележащей палубой.

Горизонтальные кромки броневых плит должны находиться на уровне палуб, а стыки броневых плит должны поддерживаться полупереборками или очень высокими шпангоутами, как это показано на рис. 137. Между этими жесткими опорами находится система более легких шпангоутов, поддерживаемых высокими полуинтеркостальными горизонтальными стрингерами, расположенными посередине высоты между палубами. Детальные крепления описанной выше общей конструкции должны быть экспериментально проверены на опытном полигоне. Жесткость конструкции должна быть такой, чтобы достигнуть наименьшего повреждения конструкции набора и его заключенных соединений при пробитии брони. Конструкция набора позади брони становится наиболее простой в случае наличия лишь одного пояса бортовой брони между нижней и верхней броневыми палубами, как это показано на рис. 137. Броневые плиты в этом случае должны быть более широкими, но могут быть сравнительно короткими. Вертикальные шпангоуты набора позади брони не только подкрепляют обшивку за броней, но также принимают участие в восприятии веса брони и передаче его на конструкцию корпуса ниже шельфа. Как уже было сказано в п. 1, обшивку за броней вместе с набором образуют высокую балку, которая опирается на трюмные поперечные переборки.

9. **Набор небронированного борта выше уровня броневых шельфов.** Борт в этом районе корпуса всегда поддерживается палубами, поэтому наиболее целесообразной является поперечная система набора.

10. **Места подкрепления.** В местах сосредоточения больших грузов, например, в двойном дне под главными машинами и под башенками, должен быть установлен добавочный набор. Такой добавочный поперечный набор лучше всего осуществить в виде промежуточных шпангоутов. Добавочные продольные стрингеры под фундаментами главных машин должны возможно надежнее подкреплять эти фундаменты. В носу, особенно на легких быстроходных кораблях, должны быть установлены добавочные стрингеры для подкрепления обшивки при ходе корабля против волн.

11. **Системы набора на малых кораблях.** Легкие крейсера. На современных больших легких крейсерах набор существенно не отличается от набора линейных кораблей, но на малых крейсерах двойное дно редко простарается в нос и в корму дальше артиллерийских погребов, а в поперечном направлении оно обычно доходит до поворота скулы. Внутри двойного дна превалирует смешанная система набора, как и на

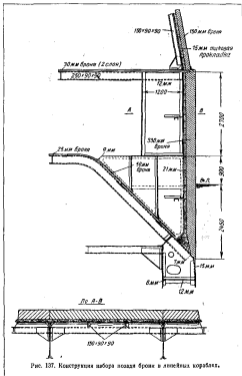


Рис. 137. Конструкция набора палубы борта и лонжерона корабля.

линейных кораблях. За двойным дном вертикальный шпиль продолжается непрерывным до штевной, а другие продольные стрингеры продолжаютя, насколько возможно, дальше в виде полуинтеркостельных.

На бортах между броневой палубой и звездой сводчатой формы обводов эффективной является поперечная система набора. Шпангоуты здесь будут работать, как арки, перекрывающие короткий пролет между крайним стрингером и броневой палубой. Для надлежащего подкрепления обшивки между шпангоутами должны быть поставлены бортовые стрингеры.

Ванс броневой палубы набор бортов должен быть, очевидно, повторен. Таким образом поперечная система набора должна быть преобладающей за исключением двойного дна.

Минимизация. Минимизация не имеет двойного дна, переборки отстоит далеко друг от друга и обшивка очень тонкая, поэтому набор имеет большее значение, чем на других кораблях. Продольные усилия могут получаться очень большими не только в средней части, но и в носовой части корпуса. В результате этого на некоторых кораблях обшивка днища под боевой рубкой получала выпучины при ходе корабля протая воды. Поперечные усилия также могут получаться большими вследствие недостаточного числа переборок и стремительной качки кораблей в море. Отсюда следует, что в днище и в палубе должен быть хорошо развит продольный набор: поперечный набор должен обладать большой жесткостью и идти непрерывно вокруг всего контура сечения корпуса. Устойчивость обшивки на этих кораблях имеет особо большое значение, поэтому она должна подкрепляться большим количеством продольных балок.

Подводные лодки. Основное назначение набора в корпусе подводных лодок заключается в поддержке обшивки, подвергающейся большому наружному давлению воды, и так как расстояние между поперечными переборками очень большое, то это лучше достигается простой поперечной системой набора. Здесь все же должны быть полуинтеркостельный вертикальный шпиль и другие продольные связи в зависимости от размеров подводной лодки. В частности, продольные балки должны быть установлены по бокам люков и в других местах, где разрезаются шпангоуты. Такие балки должны поддерживаться подперками или обладать достаточной прочностью, чтобы перекрывать пролет между переборками.

52. Расстояние между балками набора

1. **Основные условия.** Основные обстоятельства, влияющие на выбор расстояния между балками набора, следующие.

1. **Давление воды.** Чтобы обшивка могла выдерживать давление воды без перенапряжений, величина μ , отношения между короткой стороной опорного контура и толщиной обшивки не должна превосходить известного значения, зависящего от отношения между сторонами опорного контура γ . В настоящее время величина μ изменяется в пределах приблизительно от 75 на больших кораблях до 80 на крейсерах и минимизациях независимо от того, какая сторона опорного контура, — поперечная или продольная, — более короткая. Эти отношения могут считаться удовлетворительными в отношении восприятия давления воды. Величина γ может называться свободно, так как в пределах обшив-

ных границ ее влияние на прочность обшивки имеет второстепенное значение.

2. Простое растяжение и сжатие. Длинными продольными сваями должны обладать срезавшей площадью сечения металла, достаточной для сопротивления растяжению и сжатию при продольном изгибе корпуса. Этого теоретически можно достигнуть при любом расстоянии между продольными балками набором соответствующих толщины листов наружной и внутренней обшивки. Однако наилучшие результаты будут получены при расстоянии между продольными балками, равном 50 толщинам наружной обшивки. При таком расстоянии обычно будет предотвращена потеря устойчивости обшивки (разд. 6, п. 9 и 10). Меньшее расстояние между продольными балками редко окажется желательным по иным соображениям.

3. Потери устойчивости от сдвига. Согласно изложенному в разд. 8, возможность потери устойчивости обшивки от касательных напряжений исключается, если расстояние между продольными балками такое, при котором предотвращается потеря устойчивости листов обшивки при сжатии.

2. Настоящая и прошлая практика. Ограничимся рассмотрением трех типов современных военных кораблей: линейного корабля водоизмещением 40 000 т, легкого крейсера—12 000 т и миноносца—1800 т.

Главные размеры и некоторые другие характеристики этих типов кораблей приведены в табл. 17, в которой для сравнения приведены также данные, относящиеся к соответствующим типам кораблей постройки 1914 и 1890—1895 гг.

Из рассмотренной этой таблицы вытекает хорошо известный факт, что водоизмещение, длина, скорости и отношение длины к высоте у всех типов военных кораблей заметно увеличались за последние 50 лет.

В соответствии с необходимостью увеличения продольной прочности кораблей возникла необходимость в развитии продольного набора корпуса. Несмотря на это, расстояние между шпангоутами, применявшееся 50 лет назад, сохранялось практически неизменным много лет, что было отмечено в издании этой книги 1915 г., содержащем два первые столбца табл. 17 для каждого из трех типов кораблей. Было отмечено, что настало время внимательно рассмотреть и пересмотреть это положение, и было предложено пойти вперед в принятии новых и радикально отличных систем набора — в части расстояний между поперечными и продольными балками набора.

3. Линейные корабли и крейсера. Было рекомендовано уменьшить расстояние между стрингерами приблизительно до 1,2 м на линейных кораблях и до 0,9 м на крейсерах и принять расстояние между шпангоутами почти в два раза большим. При этом участки обшивки между балками набора обладали бы прежней прочностью для восприятия давления воды, в то время как продольная прочность данного бы увеличилась, и вес всего набора остался бы практически без изменения. При этом увеличилась бы не только общая площадь сечения продольного набора, но внутренняя и наружная обшивки днаща начали бы работать более эффективно вместе с продольным набором. Возможно, понадобилось бы установить легкие промежуточные поперечные ребра в листах внутреннего дна, но необходимый для этого вес был бы получен за счет уменьшения толщины внутренней и наружной обшивки днаща.

Таблица 17

	Линейный корабль			Линейный крейсер			Миннозаяц		
	1890—1895 гг.	1914 г.	современн.	1890—1895 гг.	1914 г.	современн.	1890—1895 гг.	1914 г.	современн.
Водоизмещение % м	10000	30000	40000	3500	5000	12000	200	1000	1800
Длина, м	115	300	330	90	140	180	60	85	100
Ширина, м . . .	23	29	34	13	18	19	6,1	8,2	11
Осадка, м . . .	8,2	8,5	9,3	5	4,7	6—7	2,1	2,7	3—3,4
Отношение длины к осадке	8,4	14,4	15	13	14,2	14,3	14,8	17,5	17
Скорость, узлы	18	23	30	20	26	32—35	30	34	37—40
Расстояние между поперечными наборами м	1,2	1,3	1,2—2,1	0,9	0,9	1,2	0,53	0,53	1,8—2,4
Расстояние между продольными наборами м	1,8—2,4	1,8—2,4	1,2—1,5	1,8—2,1	1,8—2,1	1,8—2,1	0,9—1,2	0,9—1,2	0,45—0,5
Расстояние между переборками котельных помещений, м	11—12	9—11	13—15	9—11	9—11	7,5—8,5	6,1—11	11—12	10—11

В отношении поперечной прочности было предложено применять сплошные или облегченные флоры вместо обычных легких бракетных флор. Число водонепроницаемых флор должно было оставаться без изменения. Набор бортов должен быть таким, чтобы он мог наиболее эффективно сопротивляться действию подводных взрывов. Этот вопрос будет еще рассмотрен в главе о броневых переборках. Выше броневой палубы никаких изменений против существующей практики предложено не было.

Данные, приведенные в табл. 17, показывают, что общее развитие набора за последние 25 лет шло в указанном выше направлении. Так, в линейных кораблях продольные балки, как в раньше, были неразрезными, но расстояние между ними стало приниматься от 1,2 до 1,5 м, в то время как это расстояние на кораблях ранней постройки составляло от 1,8 до 2,4 м.

В тех же случаях расстояние между поперечным набором увеличилось.

На рис. 138 показано модельное сечение большого линейного корабля, имеющего предлагаемую систему защиты против разных форм нападения, которые будут рассмотрены в следующих главах. Система набора, соответствующая принципам, изложенным выше, показана на рис. 139.

На так называемых 10 000-тонных крейсерах, имеющих водоизмещение не менее 12 000 т, система набора, как это следует из табл. 17, существенно не изменилась. Расстояние между шпангоутами увеличи-

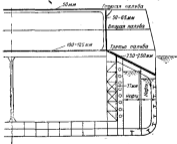


Рис. 138. Мидельовое сечение ливевого корабля.

лось с 0,9 до 1,2 м, а расстояние между стрингерами осталось неизменным: 1,8—2,1 м. Было бы желательно уменьшить расстояние между стрингерами как на этих кораблях, так и на строящихся теперь меньших крейсерах. Рекомендуемое увеличение расстояния между шпан-

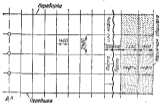


Рис. 139. Схема размещения набора и переборок, предложенная для ливевых кораблей.

гоутами, достаточное для поддержки наружной обшивки, может оказаться слишком малым для листов внутреннего дна при испытании их давлением воды. Чтобы избежать чрезмерных прогибов, может оказаться необходимым введение поперечных промежуточных ребер под настилом второго дна и, возможно, с бракетным присоединением их к стрингерам.

Хотя рекомендуемое расстояние между стрингерами меньше примененного ранее, оно все же может оказаться слишком большим, для того чтобы предотвратить выпучивание листов при продольном сжатии. В соответствии с правилами, приведенными в Разд. 6, п. 10, расстояние между стрингерами не должно быть больше 60 толщин листа, чтобы лист работал с полной эффективностью при продольном сжатии. Положим, что толщина внутреннего дна равна 8 мм. Предполагаем, что палуба на ширине 100 мм непосредственно поддерживается стрингером, получим, что расстояние между стрингерами не должно превышать приблизительно 560 мм. Так как такое расстояние слишком мало для второго дна, то придется его увеличивать, вставив промежуточные ребра между стрингерами. Возможно, понадобится также поставить продольные ребра жесткости на листах стрингеров, чтобы усилить эффективность их работы при продольном сжатии, когда шарабль находится на вершине волны.

В этом отношении на современных быстроходных кораблях, у которых напряжения очень велики, а экономия веса особенно важна, необходимо искусно выбирать размеры обшивки и набора. Такая задача может быть удовлетворительно решена только при помощи соответствующих расчетов и испытаний.

Для промежуточных ребер жесткости, как продольных, так и поперечных, удобно применять приваренные Т-образные профили, снабженные, где нужно, киялами на концах.

4. **Мининоссы.** На мининоссах условия несколько иные. Наряду с требованием увеличения продольной прочности, обусловленным увеличением скорости мининоссов, возмилась необходимость в увеличении и поперечной прочности. Шарнир этих кораблей увеличился почти в том же отношении, что и длина, а продольные переборки перестали ставить.

Необходимо было повысить устойчивость обшивки дна и настала палубы, что потребовало уменьшения расстояния между продольными балками набора. Проблема устойчивости связей на быстроходных кораблях с легкой конструкцией заставляет рассматривать продольный набор не только в качестве взаимных связей, участвующих в прочности корпуса, но и как связей, обеспечивающих необходимую устойчивость листов обшивки и настла палубы. Для этой последней цели продольный набор должен состоять из сравнительно легких, но близко расставленных балок. На прежних мининоссах это требование обычно не удовлетворялось достаточно полно. На кораблях водоизмещением около 1000 т применялся обычно легкий и тесно расположенный, примерно на расстоянии 500 мм, поперечный набор, причем каждый пятый или шестой шпангоут делался более высоким и прочным. Продольный набор состоял из внутреннего вертикального вала и небольшого числа продольных полунтерностельных балок, сравнительно легких и тяжелых. На фиг. 159 показано сечение корпуса корабля, имеющего такой набор.

Система набора, предложенная в первом издании этой книги применительно к мининоссу водоизмещением 750 т, схематически показана на рис. 149. Эта система набора основана на следующем трех принципах: 1) увеличение продольной прочности применением сильно развитого продольного набора, 2) обеспечение поперечной прочности и жесткости применением небольшого числа высоких рамных шпангоутов, идущих вокруг всего контура корпуса, 3) увеличение устойчивости листов

при помощи большого числа близко расположенных продольных балок, которые по бортам и под палубой могут быть сравнительно очень легкими.

Прочность балок продольного набора должна быть так согласована с расстоянием между шпангоутами, чтобы эти балки могли выдерживать действующую на них нормальную нагрузку.

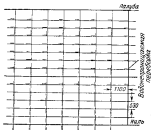


Рис. 149. Схема набора, предложенная для миноносцев.

На современных миноносцах описанная система набора находит применение, как это можно видеть из табл. 17, в которой расстояние между шпангоутами показано разным 1,8—2,5 м. Такое большое расстояние между шпангоутами оправдывается увеличенной толщиной обшивки в соответствии с увеличением размеров и скорости кораблей рассматриваемого класса.

53. Конструкции продольного набора

Продольный стрингер на современных больших кораблях обычно делается непрерывным внутри двойного дна и частично, или полностью, непрерывным вне двойного дна. Если стрингеры внутри двойного дна непрерывные, то они делаются по типу флер, имеющих конструкцию, описанную в следующем разделе. Средняя продольная балка образует вертикальный киль; прочие продольные балки, называемые стрингерами, нумеруются, начиная от каяля. Последний стрингер на уровне нижней кромки бортовой брони называется броневым шельфом.

1. Расчет прочности. Непрерывный продольный набор должен рассматриваться, во-первых, как составная часть всего сечения корпуса, и, во-вторых, как индивидуальные балки, прочность которых должна быть также проверена и на действие местной сосредоточенной нагрузки.

Как часть всей конструкции корпуса продольный набор подвергается растяжению и сжатию при изгибе корпуса, причем получаются

в нем напряжения определяются при расчете общей продольной прочности корпуса. Эти напряжения, однако, относятся лишь к полной площади сечения продольных балок. В местах же пересечения на с поперечным набором, в стыках и местах вырезов действующим напряжением будут увеличиваться в соответствии с уменьшением площади сечения балок из-за присутствия заклепочных отверстий или вырезов. Прочность продольного набора, рассматриваемого как индивидуальные балки, рассчитывается, как указано в разд. 21. Наибольшие напряжения получаются в балках в местах пересечения их с поперечными переборками. Желательно поэтому в этих местах подкреплять балки продольного набора, что может быть достигнуто расположением киничных стоек переборок на этих балках, или постановкой книц с каждой стороны переборки, как это делается на трюмных стрингерах коммерческих судов. Такие кницы будут также желательны с точки зрения передачи реакции балок на переборки.

Прочность полунтеркостельных продольных балок, имеющих конструкцию, показанную на рис. 51 и 149, может рассчитываться, как для непрерывных балок.

При действии на балки местных сосредоточенных нагрузок необходимо проверить прочность стенки балки на сжатие и на устойчивость в местах приложения этих нагрузок. С таким случаем действия нагрузки приходится иметь дело при постановке корабля в док; эта задача будет рассмотрена особо.

2. Прочность продольного набора при постановке корабля в док. Военные корабли ставятся в док или только на средний киль, или на средний киль и на боковые доковые кили.

При постановке в док на средний киль давление кильблоков может считаться распределенным равномерно вдоль всей длины кила, только в средней части корпуса давление возможно превышает среднее значение на 10—20%. На кораблях со свешивающейся кормой большое сосредоточенное давление на киль получается также в месте начала резкого подъема килевой линии.

Грубый расчет показывает, что вертикальный киль при отсутствии диаметральной переборки не может сам по себе передать реакцию дока на поперечные переборки.

На многих кораблях для подкрепления кила делается под броневой палубой высокая балка, служащая вместе с тем центральной переборкой, которая связывается с килем рядом шпалерсов. Эта балка и киль при катанке будут иметь общее перемещение и поэтому они будут воспринимать нагрузку, пропорциональные их моментам инерции. Прочность этих балок определяется так же, как было указано для стрингеров, с той лишь разницей, что давление воды замещается реакцией кильблоков. Особое внимание на больших кораблях должно быть уделено заклепками соединением шпангоутных килевых угольников. Работа этих заклепок может быть облегчена установкой промежуточных бракет между флорами, а также плотным прилеганием ласты вертикального кила к листу горизонтального кила. Указанные промежуточные бракеты будут также подкреплять вертикальный киль против сжимающих усилий, которым он будет подвергаться в случае расположения кильблоков между флорами. Обычно кильблоки имеют ширину (идеяль корабля) от 350 до 400 мм и центры их располагаются на расстоянии 1200 мм друг от друга. Эффективный размер центральных

кильблоков для больших кораблей в поперечном направлении равняется приблизительно 1200 мм.

Если корабль докируется на средний и на боковые килы, то давление на средний киль намного уменьшается. Однако и в этом случае следует применять указанные выше меры для подкрепления среднего килля, так как все же нагрузка на вертикальный киль оказывается много больше, чем он может воспринять без особых подкреплений. Эти же меры должны быть применены и для стрингеров, приходящихся непосредственно над боковыми кильблоками. Эти стрингеры должны располагаться непосредственно под продольными переборками, а в случае отсутствия таких переборок они должны быть подкреплены шпалерами.

Особое внимание следует обратить на прочность вертикального килля и прилегающих флор в месте начала подъема килля, где начинается свешивающаяся часть кормы. При установке больших линейных кораблей на две боковые дорожки кильблоков с каждого борта критическими местами являются также концы внутренних и наружных боковых дорожек. В этих местах корпус корабля свешивается по длине, а на широких кораблях с бортовыми нефтяными системами получается также значительный снос и в поперечном направлении. Поэтому в этих районах могут появиться очень большие реакции. При постановке в док современных линейных кораблей, имеющих тяжелую бортовую броню и толстые бортовые системы, свешивающиеся веса выходят за пределы кильблоков. Учитывая это обстоятельство, необходимо назначать достаточную площадь кильблоков и соответственно подкреплять набор.

Для дубовых кильблоков хорошего качества можно принимать предел текучести равным 32 ат; это напряжение соответствует началу текучести в одном или нескольких кильблоках данного ряда. Среднее давление, получаемое делением общего веса корабля на общую площадь кильблоков, не должно превышать 22 ат, так как необходимо обеспечить значительный запас на случай местной концентрации нагрузки. Для одиночных кильблоков, находящихся под равномерным давлением, предел текучести не следует принимать выше 22 ат, а временное сопротивление на сжатие — выше 65 ат.

Модуль упругости для ряда кильблоков можно принять равным 3200 ат, а для одиночных кильблоков — 2800 ат. При высоте кильблоков 1800 мм и при сжимающем давлении 32 ат кильблоки осаживаются примерно на 19 мм.

3. Пример. Корабль водоизмещением 12 000 т докируется на средний киль. Наибольшее значение среднего давления на киль принято 1400 кг/см. Кильблоки имеют ширину (вдоль корабля) 400 мм; центры их находятся друг от друга на расстоянии 1200 мм. Конструкция вертикального килля показана на рис. 141. Высота килля между полками угольников 815 мм, толщина 16 мм. Килевые угольники соединяются с листом килля заклепками диаметром 22 мм при шаге около пяти диаметров. Вертикальный киль подкреплён флорами, расположенными на расстоянии 1200 мм друг от друга, и промежуточными бракетами. Каждый флорийный и бракетный лист соединяется с вертикальным килем шестью заклепками диаметром 22 мм.

Предполагая сначала, что флоры и бракеты находятся непосредственно над кильблоками, и посмотрим, какие срезающие напряжения будут в этом случае в заклепках вертикальных полок килевых ка-

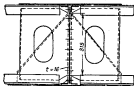
левых угольников. Общая реакция каждого кильблока, равная $120 \cdot 1,4 = 170$ т, воспринимается заклепками, расположенными на 600 мм длины килевых угольников и в бракетах. Общая площадь сечения заклепок равна:

$$1,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2,2^2 \cdot 1,035^2 \left(\frac{60}{5 \cdot 2,2} + 6 \right) = 84 \text{ см}^2.$$

Напряжение в заклепках

$$p = \frac{170 \cdot 10^3}{84} = 2000 \text{ ат.}$$

Для уменьшения этих напряжений следует обеспечить непосредственное прилегание листов вертикального кила к листам плоского кила.



$$a = 22; 1 = 5a$$

Рис. 141.

Лист, будет работать на сжатие, как элементарная полоска высотой 815 мм и толщиной 16 мм. Эйлерово напряжение такой полоски, для которой

$$\frac{a}{l} = \frac{81,5}{1,6} = 51,2,$$

равно

$$p = 2800 \text{ ат}$$

[см. гл. VII, выражение (86)].

Действующее напряжение равно:

$$\frac{170 \cdot 10^3}{40 \cdot 1,6} = 2650 \text{ ат.}$$

Следовательно, действительная нагрузка почти доходит до критической, и поэтому корабль этого типа и этих размеров должен иметь боковые доковые килы.

4. Положение плоскости продольного набора. С точки зрения условий работы продольного набора он будет работать наиболее эффективно при расположении его нормально к поверхности обшивки; а в противном случае он будет иметь тенденцию к потере своей плоской формы изгиба. Поэтому продольный набор должен располагаться,

насколько только возможно, нормально к наружной и внутренней обшивке. Исключения от этого правила могут быть допущены только в силу особых условий. Такие случаи могут встретиться при переходе продольного набора в брентуки, переборки или палубы. Там, где стрингеры имеют местный изгиб, их необходимо подкреплять. Это подкрепление может состоять из дополнительных продольных угольников, идущих по стрингеру на середине его высоты от флора до флора и соединяемых с последними коротышками.

5. Основные детали конструкции. Внутри двойного дна стрингеры состоят из листов и угольников. Листы берутся той же длины, что и листы наружной обшивки, учитывая условия транспортировки и обработки. При этих длинах можно хорошо разогнуть стыки стрингеров со стыками соседних поясов внутренней и наружной обшивки. Высота стрингеров, равная высоте двойного дна, обычно равна 900—1100 мм, но на некоторых кораблях она доходит до 1500 мм. На самых малых кораблях, имеющих двойное дно, эта высота уменьшается до минимума, определенного возможностью работы в двойном дне. Высота дна в 610 мм может рассматриваться как наименьший предел, ниже которого нельзя идти, хотя в практике на некоторых канонерских лодках были случаи уменьшения высоты двойного дна до 450 мм.

Толщина вертикального кила и стрингеров в районе докового кила не должна быть меньше, чем стандартная толщина наружной обшивки; на некоторых кораблях эти стрингеры делаются несколько большей толщины. Прочие стрингеры дна могут быть несколько тоньше листов обшивки, с которыми они соединяются. При назначении этих толщин учитывается общая продольная прочность корпуса. Бортовые стрингеры на многих кораблях делают тоньше донных. При назначении толщин бортовых стрингеров в первую очередь должна учитываться работа их в качестве индивидуальных балок. Толщина брансового шельфа должна быть, по крайней мере, равна толщине листов наружной обшивки.

6. Угольники стрингеров. Угольники стрингеров служат для соединения листов стрингеров с наружной и внутренней обшивкой и в то же время они входят в площадь поясков стрингеров. Обычно эти угольники — ординарные, однако, на вертикальном киле и на стрингерах над боковыми доковыми килами верхние и нижние угольники должны быть двойными. Двойные угольники должны ставиться также на нефтенепроводящих стрингерах для увеличения жесткости и возможности чеканки с обеих сторон.

Уголки или, по меньшей мере, один верхний, должны делаться непрерывными максимальной, по производственным условиям, длины. Их стыки должны быть хорошо разнесены со стыками других элементов стрингера. Если нижний угольник флора делается непрерывным, то в листе стрингера должен быть сделан соответствующий вырез, а нижний угольник стрингера в этом случае делается интеркостельным. В случае разреза листа стрингера на непроходных флорах оба угольника стрингера должны быть непрерывными с целью восстановления таким путем прочности ослабленного сечения стрингера (см. рис. 145).

В местах, где балки продольного набора расположены не нормально к наружной и внутренней обшивке, угольники, как общее правило, должны располагаться так, чтобы у них получалась разводная килка,

т. е. чтобы угол между полками был тупой. При сводной малке работы по малковке, продвигавшему отверстию и клепке значительно затрудняются и угольник в этом случае ослабляется больше, чем при разводной малке. На непроищаемых стрингерах верхние и нижние угольники должны располагаться на чеканящейся стороне.

7. Отверстия в продольном наборе. В проищаемых стрингерах должны быть вырезаны отверстия таким образом, чтобы обеспечивался доступ во все отсеки двойного дна. Вырезание отверстий уменьшает вес и увеличивает эластичность стрингеров, как балок эквивалентного бруса. Обычно отверстия вырезаются в каждой шпанге, за исключением тех, в которых имеются стыки на соседних поясах наружной и внутренней обшивки или на самом стрингере. Отверстия для прохода должны



Рис. 142.

быть минимально необходимых размеров. Во многих случаях желательно компенсировать уменьшение прочности стрингеров в местах вырезов отверстий. Это уменьшение прочности может рассматриваться со следующих трех точек зрения:

1. Отверстие уменьшает площадь сечения балки, т. е. уменьшает ее прочность на растяжение и сжатие. Если высота отверстия велика, то прочность балки может оказаться меньше, чем ее прочность по сечению за шпангоуте, и в этом случае подкрепление должно состоять из волос или накладных листов, поставленных выше или ниже кромки отверстия, как это показано на рис. 142.

2. Отверстие уменьшает прочность стенки стрингера, как индивидуальной балки. Если отверстие длинное, то даже при его небольшой высоте должны быть поставлены диагональные угольники, как пока-



Рис. 143.

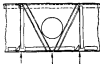


Рис. 144.

зано на рис. 143. С целью подкрепить кромки отверстия в углах располагают угольники приблизительно в направлении действия в этих местах главных напряжений.

3. Отверстие уменьшает поперечную жесткость стенки и, следовательно, ее сопротивляемость действию сосредоточенной вертикальной нагрузки, например, реакцией шлюзов. Поэтому на стрингерах доковых шлюзов отверстия должны быть возможно наименьшими. В необходимых случаях должны быть поставлены подкрепляющие диагональные ребра, как это показано на рис. 144.

Проточные и воздушные отверстия должны прорезываться так, как это показано на рис. 145.

8. Стыковые соединения. Прочность стыкового соединения (т. е. коэффициент его прочности) не должна быть меньше прочности стрингера по линии пересечения его с флором. Обычно этому условию удовлетворяет двурядный заклепочный стык внахлест, но на практике часто применяется трехрядный заклепочный шов. Вертикальный киль,

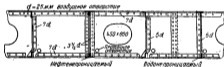


Рис. 145. Водонепроницаемый стрингер.

если он прогнивший, соединяется на двойных планках с трехрядным заклепочным швом. Водо- и нефтепроницаемые вертикальные кили имеют стыки на обычных планках или внахлест. Прочие непроницаемые стрингеры должны также иметь на стыках или обычные планки или переборки на три ряда заклепок. Обычные планки должны ставиться с нечехлящейся стороны, а в случае необходимости чеханки — с двух сторон, например, в случае нефтепроницаемых стрингеров эти планки должны или перекрывать всю высоту стенки, или концы их должны быть скошены и подведены под угольники. Эти

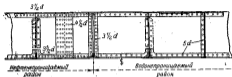


Рис. 146. Водо- и нефтепроницаемый стрингер.

трудности исключают стык внахлестку, который легко чеханится с одной и другой стороны. Поэтому для непроницаемых соединений стык внахлестку более простой, легкий и дешевый, предпочтительнее по сравнению со стыком на обычной планке.

9. Конструкция деталей. На рис. 145 и 146 показаны типовые конструкции проницаемого и водо- и нефтепроницаемых стрингеров в районе второго дка, примененные на корабле американского военного флота. Следует отметить, что при встрече водонепроницаемого стрингера с проницаемым флором, чтобы не нарушать непрерывности шпангоутного угольника флора, нижние угольники стрингера делаются

интеркостальными, но концы ихгибаются, как это показано на рис. 147; зато при встрече с непроницаемыми флорами нижние угольники стрингера остаются непрерывными, как об этом было сказано выше в п. 6.

10. Продольный набор вне двойного дна. После выхода стрингеров из двойного дна их конструкция обычно изменяется. В нижней части днища вне двойного дна, где поперечные флоры высокие, стрингеры тоже должны иметь такую же высоту, чтобы они могли эффективно подкреплять флоры. Обычно стрингеры здесь делаются интеркостальными, хотя как уже было сказано выше, на длинных и быстротечных

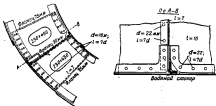


Рис. 147. Пересечение поперечного стрингера с флорой.

кораблях первый стрингер с успехом может быть непрерывным. В некоторых случаях непрерывные связи в виде углублений, коробок или просто угольников ставятся поверх флоры для лучшей передачи всех балок набора (рис. 148). Интеркостальные листы стрингеров должны прямо соединяться с наружной обшивкой и флорами короткими угольниками.

По бортам, где шпангоуты имеют более узкие полки, предпочтительнее применять конструкцию с полунтеркостальными стрингерами, состоящими из непрерывных листов, коробок или зетов, вырезанных из шпангоута. Такая конструкция приведена на рис. 149, где показан также переход от высокого стрингера внутри второго дна к более низкому вне района двойного дна.

11. Стрингеры крейсеров и миноносцев. Конструкция стрингеров на крейсерах не отличается существенно от их конструкции на линейных кораблях.

На миноносцах обычно отсутствует двойное дно. Кроме вертикального явля и одного или двух стрингеров с каждого борта, имеющих ту же высоту, что и шпангоуты, остальные балки бортового и палубного продольного набора делаются из коробок или другого профиля небольшой высоты, на которых шпангоуты разрезаются. На многих современных кораблях применяется тавровый профиль, привариваемый к наружной обшивке.

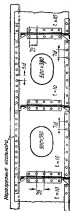


Рис. 148. Матриксный продольный стержень для лобового дни.

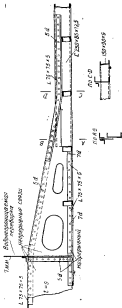


Рис. 149. Соединение стержня лобового дни с полуцилиндрическим стержнем для лобового дни.

34. Конструкция поперечного набора

Стенки поперечного набора располагаются в поперечных плоскостях, нормальных к грузовой поверхности, причем шпангоуты нумеруются начиная с носа или кормы. Промежуточные шпангоутам дается дробные номера, так, например, обозначение 64½ относится к промежуточному шпангоуту, лежащему между 64 и 65 основными шпангоутами.

Полки нижних, так называемых шпангоутных угольников, соединяющих шпангоуты с наружной обшивкой, должны быть направлены к издеду, чтобы избежать сводных мазок. Верхние, или обратные,



Рис. 158. Листовой железный флор.

угольники флор имеют такую же калку, что и нижние угольники, и поэтому их полки образуют плавную поверхность для внутреннего металлического или деревянного настила. Это же правило относится и к полкам коробчатых и сетчатых шпангоутов.

1. Шпангоуты двойного дна. Эти шпангоуты обычно называются флорами. Этот термин перешел от деревянных кораблей, на которых применялись деревянные шпангоуты, пересекающие киль. Во времена железного судостроения этот термин применялся к нижней нижней части поперечных шпангоутов, которые часто проходили непрерывно через киль. Этот термин применялся и в стальном судостроении для нижней части шпангоутов как внутри, так и вне двойного дна. В настоящее время этот термин относят к шпангоутам в пределах второго дна. Такие флоры, обычно интеркостальные, будут описаны ниже. Флоры бывают трех типов: листовые, бракетные и водо- и нефтенепроницаемые.

1. Листовые флоры состоят из двух листов от одного стрингера к другому листов, облегченных вырезами, которые должны делаться с учетом условий жесткости и прочности, как об этом было сказано выше применительно к стрингерам. Этот тип флоры применяется в местах, где находятся тяжелые грузы и где действуют большие динамические нагрузки, как, например, под машинными, под башинами, в районе действующих валов, кронштейнов и др. Этот тип флоры следует также применить для образования прочных шпангоутных балок, и поэтому его рекомендуют для редко расставленных шпангоутов (рис. 159).

Флорные листы соединяют со стрингерами при помощи стальных фланцев или коротких угольников. Оттяжки фланцев дешевле и

легче, чем соединения угольниками, но при этом жесткость соединения получается меньшей. Поэтому, например, бортовые флоры, нагруженные весом бортовой брони и могущие подвергаться действию подводных торпед, должны крепиться на угольниках. Для получения поз-

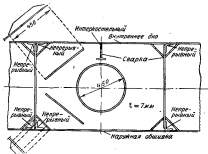


Рис. 151. Листовой сваркой флор.

можно большой прочности все угольники, крепящие флоры, надо ставить на всех флорах каждого флорного шпангоута с одной и той же стороны. Соединение флор с наружной и внутренней обшивкой должно осуществляться угольниками, имеющими достаточные раз-

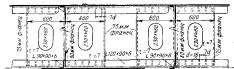


Рис. 152. Бракетный флор.

меры для получения надлежащего заклепочного соединения. На американских кораблях нижние угольники всегда делаются непрерывными, а внутренние — интеркостельными. На английских кораблях оба угольника делаются интеркостельными. На рис. 151 показана сварная конструкция флора.

2. Бракетные флоры (рис. 152) состоит из легких бракет, по две в каждом пространстве между стрингерами, обогнутых вы-

резам. Между кромками бракет остается расстояние шириной около 400 мм, достаточное для прохода. Бракеты соединяются с листами наружной и внутренней обшивки угольниками — прямыми и обратными, достаточных размеров для поддержания этих листов. Соединение бракет со стрингерами может быть сделано на фланцах; для возможности чеканки с нефтенепроницаемыми стрингерами бракеты соединяются угольниками. В целях увеличения жесткости на свободных кромках бракет отгибаются фланцы. Браветные флоры применяются для образования прощельных шпангоутов, не требующих большой прочности.

3. Водо- и нефтенепроницаемые флоры делаются из более толстых листов, и, если они интересны, то имеют обделочные угольники вокруг всего контура, как показано на рис. 153. Эти

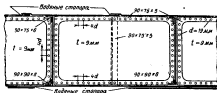


Рис. 153. Водо- и нефтенепроницаемый флор вахтовой конструкции.

угольники на нефтенепроницаемых флорах, а иногда на водонепроницаемых, делаются двойными. В флорах, особенно нефтенепроницаемых, важно обеспечить большую жесткость, необходимую по условиям их чеканки. При большом давлении флоры стремятся выгнуться, причем они тлнут второе дно и могут расстронить чеканку. Этого не будет, если непосредственно над флорами находится поперечная переборка. В противном случае флоры должны быть подкреплены вертикальными ребрами, как это показано на рис. 153. Ребра должны иметь длину, достаточную для вставления по их концам по одной заклепки, которые приклеиваются через обделочные угольники. Последняя должны иметь водо- или нефтенепроницаемую клейку и кромки их должны чеканиться по всему контуру. Нефтенепроницаемые флоры чеканятся с двух сторон. В некоторых местах, как показано на рис. 153, должны быть вставлены стопера. На рис. 154 показан непрощельный флор сварной конструкции, на рис. 155 — типовой водонепроницаемый флор, применяемый в английском флоте¹. Диагональные ребра служат для распределения реакций калблов при постановке корабля в док.

4. Промежуточные шпангоуты. Под машинными фундаментами и в других местах, где днище поддается большим усилиям, ставят промежуточные шпангоуты в виде легких флор. В волновых и нефтяных системах на внутреннем дне должны быть поставлены дополнительные крепления в виде промежуточных ребер посередине шпа-

¹ J. J. Weld, Naval Architecture, 1937.

ши, отогнутых вниз на стрингеры для крепления их концов несколькими заделками. При расстоянии между шпангоутами около 2400 мм настил внутреннего дна должен быть подкреплён поставленными на пополам, а может быть и на трети и двух третях ширины угольниками жесткости, отогнутыми с одной стороны вниз на всю высоту стрингера.



Рис. 154. Водо- и нефтестойкий флор сварной конструкции.

2. Шпангоуты вне двойного дна. На больших кораблях шпангоуты наке броневой палубы делаются усиленного типа; они состоят из облегченных вырезов листов с прямым и обратным шпангоутными угольниками. В местах же, где шпангоуты не подвергаются большому усилию и где они хорошо подкреплены палубами, они могут состоять только из коробок или зетов. Коробки таких шпангоутов крепят к вертикальному килю флорными ластами, а в случае присоединения их к крайнему междулонному стрингеру и к броневой палубе это крепление осуществляется при помощи высоких книц. На рис. 155 показано сварное соединение шпангоута с двойным дном на современном корабле. Сечение

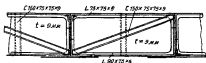


Рис. 155. Водо- и нефтестойкий флор, приваренный к вертикальному килю.

шпангоута этого типа может быть рассчитано так же, как стойки дилтангов.

3. Шпангоуты позади брони. Шпангоуты позади брони могут быть двух типов — уширенные и обыкновенные из шпангоутов, или зетов, как об этом было сказано в разд. 31, п. 8 (см. рис. 137). Иногда все шпангоуты делаются одного типа — или уширенными или обыкновенными. Уширенные шпангоуты изготавливаются из листов, обычно облегченных вырезами, хотя, по видимому, отверстия в таких шпангоутах, вод-

верхающихся большим перерезывающим усилием, нежелательным. Эти листы соединяются двойными угольниками с обшивкой позади брони и с палубой, на которой она стоит; верхний из концов крепится непосредственно к бимсу. Обычно эта дуга усиливается к верхнему и нижнему концам, для того

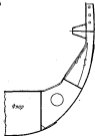


Рис. 154. Конструкция сварного соединения шпангоута с двойным дном.

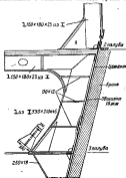


Рис. 155. Конструкция сварного набора позади брони.

чтобы получить большую площадь заклепок, воспринимающих срезающие усилия по косякам шпангоутов. Внутренние кромки листов подкрепляются двойными угольниками.

Шпангоуты из профильной стали, поставленные между углублениями, по

концам должны крепиться при помощи сварных книц. На рис. 157 показан сварной шпангоут позади брони на современном линейном корабле, на котором применена в значительном объеме сварка.

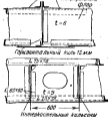


Рис. 156. Конструкция кила на английских крейсерах третьего класса.

4. Шпангоуты на малых кораблях. На легких крейсерах шпангоуты внутри двойного дна строятся так же, как и на линейных кораблях, но размеры их соответственно меньше. По бортам выше двойного дна, выше и выше броневой палубы, шпангоуты состоят из коробок или легов, соединяющихся при помощи высоких книц с крайним междудонным стрингером по типу, показанному на рис. 155.

При наличии бортовой брони шпангоуты делаются на более тяжелых катаных профилях или составные по типу уширенных шпангоутов.

На миноресных лодках и на малых крейсерах с умеренной скоростью преобладающее значение имеет поперечная прочность. При отсутствии второго дна листы флор вместе с их обратными угольниками целесообразно делать непрерывными, пересекающими вертикаль-

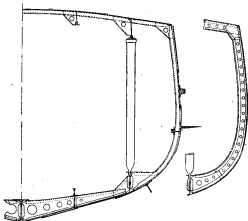


Рис. 157. Модель-шпангоут миноресца водоизмещением 600 т, старой постройки.

ный киль, так как продольная прочность обеспечивается непрерывными нижними и верхними килевыми угольниками; верхние килевые угольники в этом случае проходят поверх флор. Эта конструкция, показанная на рис. 158, применяется на некоторых английских крейсерах третьего класса.

На миноресцах шпангоуты делаются из легких углобульбов, или из прямых и обратных угольников, связанных с флорными листами в районе днища. Уширенные шпангоуты состоят из облегченных вырезанных листов с прямыми и обратными угольниками, как это показано на рис. 159.

На современных миноресцах поперечный набор изготавливается в виде усиленных шпангоутов, расположенных на расстоянии 1800—

2450 мм друг от друга, идущих непрерывно вокруг всего контура корпуса по бортам и под палубой, к которым они привариваются.

На одноорудных подводных лодках овалного или круглого сечения рамной постройки шпангоуты ставили внутри корпуса по всему контуру; состояли они из коробчатого или листового профиля или из угольника. Флоры ставили под мачинами и под аккумулятор-

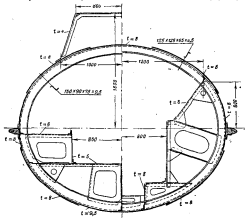


Рис. 161. Модель-шпангоут лодки с рамной постройкой.

ными батареями, т. е. практически на всей длине подводной лодки. На рис. 160 показано типовое сечение такой подводной лодки.

Как было сказано в разд. 16, последние подводные лодки большого размера изготовляют двухкорпусными, причем внутренний прочный корпус имеет правильную круглую форму сечения; наружный легкий корпус делается из тонких листов. На многих первых подводных лодках этого типа, как, например, на германских, показанных на рис. 161, сохранялись внутренние шпангоуты. Набор в легком корпусе состоял из легких стоек и книц, расконтенных на поддержке лишь наружного легкого корпуса, не подвергающегося большим давлениям.

На современных подводных лодках даже большого размера внутри прочного корпуса шпангоутов не ставят и весь набор располагается в междукорпусном пространстве и имеет такую прочность, которая

обеспечивает сохранение прочным корпусом круговой формы и, следовательно, обеспечивает полное использование прочности наружной обшивки прочного корпуса.

На рис. 162 показано сечение подводной лодки, на которой конструкция шпангоутов сделана по тому же типу, что и конструкция об-

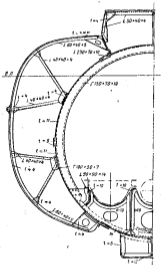


Рис. 162. Модель-шпангоут германской подводной лодки „UB-III“.

легенных флор двойного дна подводных кораблей. Катаный профиль, непосредственно соединяющийся с обшивкой внутреннего прочного корпуса, должен быть особо прочным и жестким.

Набор пронизываемого легкого корпуса в верхней части подводной лодки может быть очень легким, так как в этом случае легкий корпус при погружении не испытывает никакого давления. Однако этот набор

должен иметь достаточную прочность, соответствующую условию плавания подводной лодки, как обычного корабля, в надводном положении. На подводной лодке только вертикальный киль и верхние стринги-

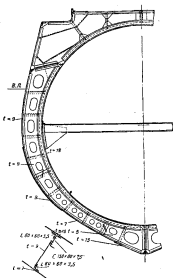


Рис. 102. Массив-шпангоут современной подводной лодки.

геры балластных систем являются непрерывными продольными балками. Продольная прочность корпуса подводной лодки обеспечивается листами наружной и внутренней обшивки; поперечный набор является интеркостальным между указанными непрерывными продольными балками. На современных подводных лодках весь набор делается сварным.

55. Клепка набора

Шаг заклепок сильно изменяется в зависимости от назначения заклепочного соединения. Заклепочные соединения, имеющие наметочным лишь связать листы с угольниками и не поддерживаемые большим срезом или растяжением, имеют шаг 7—8 диаметров. Такой шаг обычно применяется для соединения шпангоутов с обшивкой, но в местах, где шпангоуты имеют малую высоту и большие пролеты, а также в местах, подверженных вибрации или неравным усилиям, шаг заклепок уменьшается до $2\frac{1}{2}$ —6 диаметров.

В местах, подверженных растяжению, например, в заклепочных соединениях шпангоутов со вторым дном, шаг заклепок уменьшается и он должен быть больше 5 диаметров. На кораблях, устанавливаемых в доке только на кильблоки, расположенные в диаметральной плоскости, шаг заклепок по вертикальным полкам нижних килевых угольников должен быть равен 4—5 диаметрам. Брикетные флоры больших кораблей для обеспечения необходимой жесткости должны иметь двойной заклепочный шаг по прямым и обратным шпангоутным угольникам при шаге заклепок 6—7 диаметров. Для обеспечения водонепроницаемости шаг заклепок должен быть $4\frac{1}{2}$ —5 диаметров, но в обделочных угольниках водонепроницаемых флор шаг заклепок не должен превышать 4 диаметров во избежание расстройств тезанки, когда давление действует с внешней стороны.

56. Сварка набора

1. **Стрингеры.** В средней части длины больших кораблей стрингеры соединяются с наружной и внутренней обшивкой при помощи клепки, но все стыковые соединения и соединения с флорами и явками добавочными подкреплениями осуществляются сваркой. Благодаря этому пересечение продольного и поперечного набора в двойном дне получается значительно прочнее и проще, чем при применении клепки, и вся конструкция может рассматриваться как упругая ортогрозная платформа.

В оконечностях больших кораблей стрингера привариваются к наружной обшивке. В стрингерах, облегченных вырезами, кромки вырезов обычно подкрепляются приваренными уголками, или легкими профилями, расположенными нормально к листу и идущими по всему периметру выреза. Подкрепляющие вырез уголки заменяют полоски и угольники, показанные на рис. 142, 143 и 144.

2. **Поперечный набор.** Поперечный набор, как было отмечено в гл. X, обычно делается сплошь сварным как в части образования самих балок набора, так и в части соединения их с корпусом. Могут быть опасения в отношении приварки поперечного набора к наружной обшивке, так как при этом создается непрерывная линия остаточных напряжений, могущая ослабить корпус в большей степени, чем ослабление, получаемое по линии заклепочного шага. Однако испытания и опыт не подтвердили этих опасений.

Конструкции и соединения сварных флор исключительно просты, как это видно на рис. 151 и 154. Прямой флор представляет собой прямоугольный лист, углы которого обрезаются и после этого отступают для образования подкрепляющих фланцев. Четыре кромки флорного листа привариваются к наружной и внутренней обшивкам и к

стрингерам. Облегчающие отверстия можно вырезать кислородной горелкой после приварки флора на место, благодаря чему уменьшается остаточное напряжение. Непроникаемый флор представляет собой прямоугольный лист, обваренный вокруг всех его четырех кромок.

Все флоры привариваются с двух сторон. Бракетные флоры, устанавливаемые между основными флорами для дополнительного подкрепления вертикального киля, представляют собой прямоугольные листы, приваренные к плоскому и вертикальному килем и к настилу внутреннего дна. К шпангоутам, соединяющимся с рубашкой позади бортовой брони, учитывая, что рубашка изготавливается из броневой стали, непригодной для сварки, привариваются помски из мягкой стали, которым они затем приклепываются к рубашке. Однако сварка так быстро прогрессирует, что эти прикрепляющиеся полоски станут скоро излишними.

3. При описанной выше конструкции флор отпадают трудности, существовавшие раньше на-за наличия непрерывных нижних шпангоутих угольников флор. Как нижние, так и верхние угольники стрингеров при сварке делаются непрерывными и приклепываются. Различные подкрепляющие ребра в районе вырезов, показанные на рис. 142—144, которые раньше приклепывались, теперь привариваются к флорам и стрингерам.

Простота сварных конструкций и легкость, с которой могут быть поставлены различные подкрепления не только во время постройки корабля, но и позже, в чем часто встречается необходимость, являются значительными преимуществами сварки.

ШТЕВНИ. НАБОР В ОКОНЕЧНОСТЯХ

57. Форштевень и носовой набор

1. **Общие замечания.** Форштевень является граничным шпангоутом в носу. Рассматривая форштевень как продолжение вертикального шпангоута, и как крайний поперечный шпангоут, можно сказать, что в нем продольная и поперечная системы набора переходят друг в друга.

Раньше форштевень предназначался для специальной цели — таранника; этому способу нападения в настоящее время уже не придется прикоснуться. Тем не менее, остается возможность случайного таранинга, т. е. столкновения, а также удара штевнем о грунт, стенку набережной или о другие препятствия. Для удовлетворительной работы в этих условиях форштевень должен быть способным сопротивляться большим давлениям и передавать их на другие связи. Поэтому форштевень должен обладать большой прочностью и жесткостью и иметь соответствующее соединение его с корпусом. При столкновении или таране прежде всего получится сильный продольный удар, однако, если в тот же момент корабль повернется, как это обычно и бывает, то появится усиленное вымывающее боковое изгиб, при котором форштевень таранившего корабля может отломаться. Если при столкновении форштевень ударится о бронированную палубу таранимого корабля, то весьма вероятно поперечный излом форштевня в вертикальной плоскости и разрыв наружной обшивки. При ударе корабля во время хода о подводную скалу на нижнюю часть форштевня будет действовать ударная нагрузка, могущая вызвать его поперечный излом.

2. **Материал.** В первое время железного судостроения форштевни изготовлялись из железа, и этот материал до сих пор еще применяется на коммерческих судах. На современных военных кораблях форштевни до применения сварки обычно делались из ковanej или литой стали. Кованая сталь обладает большой вязкостью и прочностью и поэтому является лучшим материалом для форштевней, но она пригодна только для форштевней простой формы. Литая сталь обладает тем преимуществом, что ей можно легко придать любую форму; она очень прочна, но недостаточно пластична. Поэтому литая сталь применяется для форштевней сложной конструкции, требующих для соединения их с корпусом фланцев, ребер и других выступов. Применение литой стали часто вызывает опасения из-за их склонности к образованию трещин и излому при ударах, случающихся при столкновении и таране. Однако в настоящее время литая сталь делается достаточно однородной и достаточно хорошего качества. Раковины и другие скрытые внутренние пороки в опилках можно обнаружить X-лучами при помощи так называе-

ного дефектоскопа, а усложненные напряжения можно удалить отжигом. Кроме того, усилки при таранении и столкновении не могут рассматриваться как часто ударная нагрузка для форштевя, так как скорость при таких ударах редко превышает 3—6 м/сек. Обычно таран ударяется в сравнительно мягкую часть корпуса таранящего корабля и не встречает серьезного препятствия до момента касания форштевя с броневым шельфом. Поэтому якорь несет характер медленного, но непрерывного продавливания, когда тело большой массы и жесткости, управясь своим ковшом в мягкое тонкостенное тело, с усилием проникает в последнее. Кроме того, скорость удара уменьшается вследствие коллатеральности таранящего корабля, фактическое движение которого обычно сопровождается поворотами в горизонтальной плоскости и изменениями угла крена. Сравнительно спокойный характер удара при столкновениях подтверждается частыми заявлениями команд, что при столкновениях больших кораблей удар вовсе не ощущается и что их поражает величина повреждений («Татамики»). Следовательно, сравнительно малая ударная жесткость стального литья не может являться существенным препятствием к применению его для изготовления форштевей. Поэтому в течение многих лет этот материал является стандартным для форштевей военных кораблей.

На малых кораблях, например, на миноносцах, форштевень делается из прямоугольной полосы ковшой стали, часто в соединении с литой нижней частью.

Главным преимуществом стальных отливок является удобство и надежность их соединения с конструкцией таранной носовой оконечности корабля. Однако, несмотря на все достижения металлургии в литевом деле, литые форштеveni имеют большой вес. На современных военных кораблях экономия веса является основным принципом конструирования, и особенно важной задачей является тяжелый форштевень на современных быстроходных кораблях большой длины, на которых концентрация веса и носу увеличивает вилую нагрузку. Если бы конструкция из листов могла заменить литые, то можно было бы сэкономить вес и в то же время обеспечить надежное соединение форштевя с корпусом корабля.

Возможность таранения и столкновения кораблей следует рассматривать как отдельные случаи. Эксперименты в опытовом бассейне показывают, что закругленные и притупленные формы форштевей благоприятны в те точки зрения ходовых качеств кораблей. Поэтому листовая и профильная сталь практически начала применяться для изготовления форштевей, особенно верхних их частей. Сначала литая часть форштеveni заканчивалась у верхней кромки брони или у второй палубы и дальше заменялась выпуклым листом, нижний конец которого соединяется с верхним ковшом отливки на заклепках. После введения сварки изготовлен штевень из судостроительной стали значительно облегчилось возможность конструировать штевень из отдельных частей, состоящих из простейших элементов. В последнее время стальное литые применяется лишь для изготовления нижней части форштеveni, где форма обводов корпуса или иные условия вызывают в этом необходимость.

3. Форма и протяженность. На современных кораблях форштеveni делаются вертикальными, вертикальными или с наклоном в нос на некоторой высоте выше ватерлинии, что придает обводам вид клипер-

ского носа. Соединение этой формы с развалом шпангоутов предохранит нос от зарывания в воду. Таран в подводной части форштевня, как это было на старых броненосцах, теперь не делают. Прямая линия форштевня вкось делает крутой поворот к килю; в угле поворота устанавливается накладка для крепления троса паравана. Нижняя, багшмазная часть форштевня, обычно литая, позволяет просто и надежно соединить штевень с конструкцией киля (рис. 163).

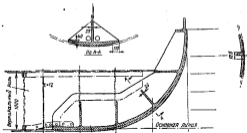


Рис. 163. Нижняя литая часть штевня современных линкоров.

4. Общие принципы конструкции. Форштевень, если он сварной, должен состоять из сваренных встык листов толщиной не меньшей стандартной толщины наружной обшивки. Он должен быть хорошо подкреплен ребрами и диафрагмами для защиты от повреждения при сравнительно небольших ударах, которые могут случиться в гавани, в док или при плаваньи во льдах. Чрезвычайно важно, чтобы усилии любого происхождения, возникающие при ударах, возможно шире и равномернее передавались на прилегающие части конструкции корпуса и чтобы при этом получались наименьшие деформации. Для этого должен быть обеспечен плавный переход от конструкции форштевня к конструкции самого корпуса.

5. Крепление к корпусу. В соответствии с указанными выше принципами, крепление форштевня к корпусу на больших кораблях осуществляется следующим образом:

1. Листы наружной обшивки, обычно в носу — двойные, при литом форштевне должны быть соединены с ним в шпунт двойным ряном заклепок. Если форштевень сварной, то кромки листов обшивки должны быть к нему приварены. Это относится также и к листам горизонтального кила.

2. Все палубы должны присоединяться заклепками или сваркой к горизонтальным ребрам, которые для этой цели должны быть как в литом, так и в сварном форштевне.

3. Некоторые стрингеры, доходящие до форштевня, должны переходить в горизонтальные брекеты, сделанные из обогнутых отвер-

стинами листов и соединенные с горизонтальными ребрами форштевня, так же как и палубы. Также брештуки должны устанавливаться по средней высоте между палубами; желательно, чтобы они были соединены сваркой с ребрами форштевня.

4. Вертикальный киль должен прочно соединяться с вертикальным ребром литого форштевня или же привариваться к нижней части форштевня. Нижние и верхние вылетные угольники должны быть соединены с форштевнем при любой его конструкции. Важно, чтобы нижняя часть форштевня была хорошо оперта и имела достаточную жесткость; следует учитывать, что не исключена возможность удара его о грунт.

5. Поперечные флоры должны быть так связаны с форштевнем, чтобы он мог воспринять на себя вертикальные усилия в случае касания форштевнем грунта. В тех случаях, где это возможно, в районе форштевня должны быть поставлены промежуточные флоры, с таким расчетом, чтобы образовались шпанги длиной около 600 мм.

Форштевень из судостроительной стали, имеющий указанные выше подкрепления, не будет подвергаться таким общим деформациям, какие могут быть при столкновениях в случае сплошного литого форштевня. Местные повреждения неизбежны, но общие продольные давления и боковой изгиб будут восприняты первым — большим числом продольных связей, соединенных с форштевнем, а второй — всей конструкцией, работающей как сплошная балка, стенками которой служат палубы и брештука, а поясками — бортовых обшивки. Нижняя часть форштевня для восприятия реакции при посадке на мель должна быть хорошо оперта и подкреплена флорами и переборками.

При ударах о грунт или столкновениях вообще неизбежно появление течей в корпусе в районе форштевня, поэтому в носовой части корпуса, непосредственно позади форштевня, должна быть установлена танковая переборка.

6. Отливки и детали конструкции. Трудность получения хорошей отливки увеличивается при увеличении ее веса и размеров. В больших и тяжелых отливках усилия при остывании вызывает большие внутренние напряжения и опасность образования трещин. Поэтому литой штевень должен быть настолько легким, насколько это допускается прочностью и возможностью получения хорошего литья. С этой целью отливка облегчается выемками; жесткость ее обеспечивается ребрами, размещаемыми друг от друга на расстоянии, равном половине расстояния между палубами, а в местах, требующих местного усиления, эти ребра ставят чаще. Средняя толщина основного тела отливки большого форштевня должна быть 60—65 мм, увеличиваясь до 75 мм и более в местах, подвергающихся большому местному усилению. Толщина боковых фланцев уменьшается на их краях до 40—35 мм на больших кораблях и до 20—15 мм на малых. Ширина этих фланцев не должна быть больше, чем нужно для образования шпунта. Ребра, подкрепляющие фланцы, должны иметь высоту, равную высоте фланца; исключение составляют ребра, соединяющиеся с палубами или брештуками, высота которых должна быть увеличена. Толщина ребер в больших отливках должна быть 25—40 мм.

Как общее правило, необходимо избегать резких изменений толщины, так как при остывании тонкие части отливки, охлаждаясь быстрее, чем толстые, отсасывают металл от последних, вызывая появление в них пустот. По этой же причине всякие выступы на массивных частях могут

вызвать трещины, разрывы, местные напряжения и искаженные формы. В небольших отливках выступающие части можно делать тоньше, чем в больших. Указанных здесь дефектов до некоторой степени можно избежать, располагая в соответствующих местах приливы.

7. Клейка и сварка. Для клепок форштевня на больших судах применяется привалять заклепки большого диаметра (25—38 мм) в очертании большой длины. Следует избегать применения заклепок длинных 6—9 диаметров, заменяя их, где нужно, гужонами. Заклепки по шпунту для уменьшения его ширины должны располагаться в шахматном порядке. Диаметр этих заклепок должен быть на 6 мм больше, чем требуется по толщине листов.

При сварке конструкций форштевня возникает много проблем, связанных с его сборкой, которые нельзя еще считать решенными.

8. Малые корабли. Форштевни крейсеров существенно не отличаются от форштевней линейных кораблей, но имеют более простую и легкую конструкцию. На современных миноносцах верхняя часть форштевня изготавливается из сварных листов закругленной формы, нижняя часть обычно выполняется из кованых. Если форма этой части форштевня не очень сложная, то кованой конструкцией следует отдать предпочтение по сравнению с литой.

58. Ахтерштевень и кормовой набор

1. Назначение ахтерштевня. Ахтерштевень заканчивает набор кормовой оконечности корпуса. Кроме того, он предназначен для выполнения следующих функций:

- 1) поддерживать руль и ограничивать его вращение;
- 2) поддерживать гребной вал или валы; это осуществляется или непосредственно, когда станина поддерживает кормовой конец дейдвудной трубы, или посредством кронштейнов вала, нижняя лопасть которых вращается к ахтерштевню;
- 3) защищать руль и винт от повреждений в случае посадки корабля на мель.

На многих современных кораблях, имеющих срезанный дейдвуд и частично или полностью подвесные рули, ни руль, ни средний винт в прямом смысле такой защиты не имеют. Однако в этом случае важные гребной руль и винта должны находиться достаточно высоко над нижней частью кила.

На малых одноконтактных кораблях ахтерштевень обычно выполняет свою защитную функцию. Его нижняя часть является обычно нижней точкой корпуса корабля и может подвергаться значительным вертикальным реактивным усилиям при постановке в док и при посадке на мель.

2. Материал. Сказанное выше о материале форштевня относится и к материалу ахтерштевня. Однако, вследствие более сложной формы ахтерштевня, здесь более широко применяется литая сталь, особенно на больших кораблях. На малых кораблях, особенно на катеровских лодках и миноносцах, ахтерштевни благодаря их простой форме изготавливаются коваными из стали или сварочного железа. Такие кованки могут быть изготовлены из обрезков железа или стали. Обрезки стали дают более прочную и пластичную кованку, но в местах сварки прочность едва ли равна прочности сварочного железа; из этой причине сварочное железо преимущественно и применяется в таких случаях.

На современных кораблях шарово применяются сварные конструкции из судостроительной стали, обычно в сочетании с отдельными коваными и литыми деталями, подвергшимися значительной механической обработке.

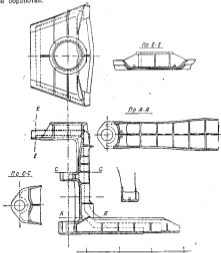


Рис. 164. Ахтерштевень четырехквентового движимого корабля.

3. Рудерност. Та часть ахтерштевня, которая несет руль, называется рудерностю. Рудерностъ располагается вертикально и снабжается приливками для рулевых цепей, предназначенными для подъема руля. Он подвергается большому переменному поперечному усилию вследствие давления воды на руль. На трехквентовых кораблях рудерностъ обычно выступает внахлест в виде кронштейна, на котором устанавливается только одна рулевая штырь. Рудерностъ четырехквентового корабля показан на рис. 164; так как здесь дейдвуд заканчивается далеко в руль полубалансирный, то рудерностъ в этом случае имеет уменьшенную высоту.

Английский линейный корабль «Greatmouth», постройки 1906 г., имеет два балансирных руля и четыре штыря.

На современных кораблях традиционная *N*-образная форма обводов кормовой оконечности, большой дебауд и рудерност, идущий вниз до кила, больше не применяются. Форма обводов кормовых шпангоутов делается почти плоской или очень открытой *N*-образной. Подъем кила начинается далеко от ахтерштевня; линии батоксов имеют пологий подъем по направлению к корме без каких-либо точек перегиба, при-

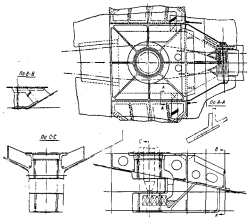


Рис. 163. Литой ахтерштевень крейсера с кронштейном для руля.

ближаться по форме к батоксам быстроходных моторных лодок с широкой и плоской кормой. Рули обычно поддерживаются кронштейнами небольшой высоты.

На рис. 163 показан ахтерштевень современного крейсера с низким кронштейном для руля.

Кронштейн нагружается большими боковыми изгибающими усилиями, передающимися на него штырем руля, продолжением в самой нижней точке кронштейна. По этой причине кронштейн должен проектироваться как консольная балка с возможно меньшей высотой. Известно много случаев поломки кронштейнов военных и коммерческих судов. Кормовая вертикальная часть кронштейна является рудерпостом. Она обычно делается более широкой сверху и суживается до размера кепки на нижнем конце. Чтобы не увеличивать сопротивления воды при

ходе корабля, кронштейн спереди должен иметь обтекаемую форму, а руль должен быть достаточно широким сверху и сужаться к кормовой кромке, образуя хорошо обтекаемые линии.

На рудерности вблизи верхней кромки руля делаются прищипы, предназначенные для ограничения угла поворота руля. В верхней части рудерности обычно располагается отверстие или вырезка для прохода через нее внутрь корпуса баллера руля. Отверстие это должно иметь достаточные размеры для установки подшипников и гальника баллера руля. На кораблях, на которых руль и баллер составляют одно целое, для установки и снятия руля необходимо руль надложить. В этом случае отверстие в рудерности должно быть соответственно увеличено,



Рис. 166. Кормовые кронштейны на одноякорных многопалубных старых постройках.

уширив к низу. В верхней части вырезки по ее окружности обычно располагается фланец, на котором укрепляется гальниковая коробка и устанавливается горизонтальное опорное кольцо, воспринимающее вес руля.

Плоская корма и подвесные или почти подвесные рули, применяемые на «Пендольфтах», были изобретены Торнхедом на его старых многопалубных. Эти многопалубные имели по два подвесных руля и по одному винту, который выступал ниже вала. Для ограждения ванта применялись кованые или латные кронштейны показанной на рис. 166 конструкции. Подобные кормовые кронштейны часто устанавливаются в диаметральной плоскости двухвинтовых многопалубных для защиты винтов, а в некоторых случаях — и для поддержания штыря среднего руля. Кронштейны для ограждения вантов и рулей получили широкое применение на подводных лодках.

У одновинтовых канонерских лодок форма кормы обычно такая же, как и у коммерческих судов (рис. 167). Ахтерштевень у них состоит из рудерности и старпюста, соединенных сверху аркой, а внизу — подошвой. Ахтерштевень, таким образом, ограждает вент, который размещается в отверстии между старпюстом и рудерностю. В этой конструкции обычно нет отверстия для прохода баллера руля. Рудерност продолжается вертикально внутрь корпуса судна до верха трапецеидального фюа, где он и соединяется с корпусом. Эта конструкция, однако, имеет большой вес и ее целесообразно применять только при ковшем ахтерштевнем простой формы. Латый ахтерштевень может быть сконструирован более легким и прочным, располагая в верхней части рудерности фланцы и ребра.

4. Старпюст и подошва ахтерштевня. Старпюст делается только на одновинтовых и трехвинтовых кораблях. В нем закрепляется конец дейдвудной трубы. На современных трехвинтовых кораблях он имеет

вид отдельной отливки, соединенной при помощи сварной листовой конструкции с пяткой рулевой рамы. Задняя кромка стартовца должна иметь плавные обводы. Если необходимо, то делается обтекаемая непрофильная надставка, заполняемая деревом. Подставка ахтерштевня одновентных кораблей должна обладать большой прочностью в поперечном направлении, чтобы воспринимать поперечную составляющую давления воды на руль. Поэтому она часто имеет плоскую форму или снабжается широкими горизонтальными ребрами.

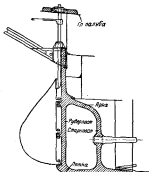


Рис. 167. Ахтерштевень одновентного судна.

Существует много самых разнообразных форм кормовых обводов, а, следовательно, и форм ахтерштевней. На двухвентных кораблях литой ахтерштевень должен быть достаточно далеко протянут в нос для прочной связи его с корпусом и для возможности крепления к нему нижних лопь кронштейнов. Для надежного соединения нижней части ахтерштевня с лопью кронштейна отливка ахтерштевня должна иметь специальные выступы, как это показано на рис. 168. На некоторых английских кораблях нижние лопья обоях кронштейнов пропускаются внутрь корпуса и скрепляются одна с другой и с опорным толстым горизонтальным листом.

На четырехвентных кораблях кронштейны внешних валов располагаются слишком далеко в нос и поэтому они не могут соединяться с ахтерштевнем. То же можно сказать и в отношении кронштейнов боковых валов на трехвентных кораблях.

Б. Соединение ахтерштевня с корпусом. Конструкция, применяемая для соединения ахтерштевня с корпусом, подобна описанной в случае соединения с корпусом форштевня.

Рудерност, или на кораблях со средним винтом старшост, имеют на своих боковых гранях шпунт для соединения с листами наружной обшивки. Для соединения с брештуками или платформами делаются ребра. Обычно платформа румпельного отделения соединяется с верх-

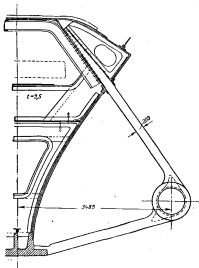


Рис. 168. Сечение по кренштейну вала.

ней частью рудерноста. От верхнего утолщения рудерноста, в котором делается отверстие для прохода баллера руля, в корму простирается часть рудерноста, соединяющаяся с криволинейным листом кормового подзора, который на современных кораблях находится на уровне верхней части старшоста. На многих прежних кораблях литая часть рудерноста протягивалась до бронзовой палубы и даже до верха бронзового пояса.

Набор кормовой оконечности корпуса состоит, главным образом, из поперечных флор, обогнутых вырезами. В местах крошшевых флоры заменяются рамными шпангоутами, идущими по бортам под платформами и палубами. Эта конструкция в том виде, в котором она выполнялась на старых кораблях, показана на рис. 166. На современных кораблях с применением сварки она будет иметь более простую конструктивную форму.

С увеличением размеров кораблей возникают все большие и большие трудности при отливке ахтерштевня, и поэтому их часто делают из двух отливок, соединяемых на замке, который обычно располагается из рудерпоста. В то же время большие размеры делают более легкими и доступными применение сварки при изготовлении ахтерштевней. На современных кораблях ахтерштевень заменяется несколькими отливками, соединяемыми сварными конструкциями, являющимися обычными частями корпуса корабля, причем применение отливок ограничено наиболее сложными местами конструкции.

б. Детали конструкции. При проектировании ахтерштевня и его соединения с корпусом надо тщательно учесть усилие, вызываемое действием руля. В частности, надо иметь в виду, что недостаточно подкрепленные крошштейны, применяемые на современных кораблях, подвергаются очень большим напряжениям. В некоторых случаях должны быть сделаны расчеты прочности, основанные на общей теории изгиба. Все отливки должны быть подкреплены ребрами, особенно в районе прохода баллера, в районе петель руля и в районе крепления крошштейнов. Общие замечания, сделанные раньше относительно отливок и клепок форштевня, относятся также и к ахтерштевню.

НАСТИЛ ВНУТРЕННЕГО ДНА

58. Общее расположение, длина, ширина и толщина, расположение головок

Внутреннее дно простирается непрерывно под всеми переборками, продольными и поперечными, сохраняя таким образом свою продольную прочность. Оно поддерживается продольным и поперечным набором, угольники которого к нему приделываются или привариваются. Обычно лаги настила внутреннего дна соединяются по клинкерной системе, а стыки — внакрой; в некоторых флотах лаги делаются с высадкой кромок.

При системе прилегающих и накрывающих поясов вода может задерживаться у относительно выше расположенного ваза каждого пояса. При клинкерной системе этого можно избежать, если при наличии некоторого подпора флор все видимые кромок поясов располагать к диаметральной плоскости.

На некоторых кораблях в районе нефтяных систем и систем питьевой воды настил внутреннего дна соединяется на наружных стыковых и вазовых планках, что дает некоторое увеличение жесткости и устраняет неудобные для чеканки углы в местах пересечения накрывающих стыков и поясов. Однако в клепаных конструкциях более общим является соединение поясов и стыков внакрой.

Длина и ширина листов настила второго дна в большинстве случаев могут быть такими же, как и у наружной обшивки. Общее расположение листов должно быть разбито на модули и, кроме того, должна быть сделана растяжка настила внутреннего дна с указанием поясов, стыков, головок, машинных и котельных фундаментов и других креплений. Расположение листов должно быть подобным расположению листов наружной обшивки. Чтобы избежать резкого изменения продольной прочности, поясы листов, идущие вдоль стрингеров, должны переходить за пределы двойного дна на две шпанги и более с постепенным уменьшением их ширины.

Настил второго дна обычно не подвергается большому давлению воды или динамическому воздействию волны и менее, чем наружная обшивка, подвержен повреждению при посадке судна на мель. Следовательно, настил внутреннего дна является менее ответственной конструкцией и к тому же более доступной для осмотра. Поэтому он делается значительно тоньше, чем наружная обшивка, обладая, однако, достаточной прочностью, чтобы выдержать давление воды в случае повреждения наружной обшивки.

В тех районах, где двойное дно не используется в качестве системы, можно допустить значительные деформации в настиле внутреннего дна,

так как отсеки двойного дна в этом случае заполняются водой лишь при повреждении наружной обшивки, а возможное небольшое просачивание воды не окажет серьезных последствий. С точки зрения конструктивной прочности редко требуется или рационально применять для настила внутреннего дна сравнительно толстые листы, так как прочность тонких листов вполне достаточна при достаточной прочности заключенных соединений. Поэтому листы второго дна могут иметь минимальную толщину, требующуюся по условиям их чеканки, т. е. 5—6 мм. Во многих случаях настил второго дна, выдержавший удовлетворительно испытание, имел остаточную деформацию, доходящую до 30% от общей деформации.

Балластные системы, служащие для регулирования диферента и устойчивости и для выравнивания крена, обычно пустые, но они могут также находиться и в заполненном состоянии в течение долгого времени. Обычно напор воды при этом небольшой, но так как к ним предъявляются высокие требования в отношении водонепроницаемости, то, следовательно, листы их настила все же должны иметь достаточную жесткость. Эти требования будут в общем случае удовлетворены, если толщина настила не будет меньше толщины, определяемой по кривой В рис. 56, при том же напоре воды, который принимается для листов водонепроницаемых переборок (см. разд. 74) при соответствующей материалке. При этом условии прочность настила будет достаточной и при наибольшей давлении воды в случае затопления второго дна. Деформация настила будет также небольшой при использовании отсеков двойного дна в качестве балластных систем. Однако листы настила не должны быть тоньше 6 мм.

В районе нефтяных систем и систем питательной воды требуется еще большая непроницаемость и, следовательно, большая прочность и жесткость настила второго дна. Хотя обычно напор в этих системах мал, но они могут подвергнуться в большому напору при повреждении наружной обшивки, причем в этом случае выравнивания в листах не должно быть больше предела текучести. Поэтому толщина листов внутреннего дна в этих районах должна определяться по кривой А рис. 56 при том же напоре воды, что и для водонепроницаемых переборок, но не меньше, чем 3,66 м над верхней точкой системы. Чтобы избежать больших толщин в настиле второго дна, в некоторых случаях целесообразно вводить дополнительные закрепления, уменьшая таким образом размеры неподкрепленных панелей. Если промежуточные флоры не поставлены по другим соображениям, то необходимо поставить промежуточные ребра между соседними поперечного набора; концы этих ребер должны быть сплюгнуты и соединены со стрингерами. При этом все же толщина настила нигде не должна быть меньше 6 мм.

Пример. Междудонные отсеки, предназначенные для хранения нефти, в случае повреждения наружной обшивки подвергаются напору воды с высотой водяного столба в 9,5 м. Расстояние между основными шпангоутами 1,2 м; на внутреннем дне поставлены промежуточные поперечные ребра, образуя шпангоуты $r=0,6$ м; так как $r > 3$, то $k_1 = 1$ и $k_2 \cdot h = 9,5$ м. По кривой А (рис. 56) получаем $\rho = 61$, и, следовательно, толщина листов должна быть $t = \frac{h}{\rho} =$

$$= \frac{950}{61} = 10 \text{ мм.}$$

Толщина листов внутреннего дна на больших кораблях обычно находится в пределах 6—10 мм, причем у бортов и оконечностей для обычных междудонных отсеков она снижается до 5 мм, а в нижней части двойного дна в средней части корабля, где находятся водяные и нефтяные системы, она повышается до 8—10 мм. Эти толшины оправданы себя в эксплуатационных кораблях и хорошо согласуются с данным выше правилом.

На легких крейсерах и на канонерских лодках, на которых испытательный напор меньше и дивизионный набор расположен гуще, чем на больших кораблях, второе дно обычно везде имеет толщину 6 мм, за исключением мест, требующих особого подкрепления.

Средний пояс настала второго дна, называемый часто средним, или плоским кильсоном, образует верхний пояс килевой балки и должен иметь такую же толщину, как стандартная толщина наружной обшивки. Толщина поясов, примыкающих к среднему поясу, должна быть промежуточной между толщиной среднего пояса и остальных поясов настала. Утолщение настала второго дна требуется также под машинными фундаментами и в других местах, подверженных действию сосредоточенных нагрузок или больших динамических усилий.

Под солидными пиллерсами, у горловины и в других местах, где настал ослаблен больше нормального, необходимо устанавливать вторые листы на настале второго дна. Желательно, чтобы каждый большой междудонный отсек имел две горловины, расположенные диагонально по углам, чтобы обеспечить лучшую его вентиляцию. Горловины должны располагаться в наиболее доступных местах и быть хорошо размещены одна от другой по разным поясам настала. Они не должны располагаться в одной плоскости со стыками на соседних поясах настала и со стыками стрингеров; это правило не всегда может быть полностью выполнено. Необходимо учесть все местные условия, как, например, расположение машин, котлов и др. Нефтяные отсеки, обычно имеющие большие размеры, не всегда удается обеспечить двумя горловинами.

60. Клейка и сварка внутреннего дна

На больших кораблях пазы и стыки второго дна обычно имеют двухрядную клейку и только стыки среднего пояса соединяются трехрядным заклепочным швом. При толщине настала 6—9,5 мм двухрядная клейка дает такой же коэффициент прочности стыка, какой получается в наружной обшивке при трехрядной клейке. Коэффициент прочности сечения вдоль нефтенепроницаемых шпангоутов, где применяется шаг заклепок $3\frac{1}{2}$ d или даже меньше, получается меньшим, и поэтому на таких шпангоутах следует ставить компенсационные планки. Двухрядная клейка пазов требуется по условию непроницаемости.

На малых кораблях стыки должны иметь двухрядную клейку, но пазы могут иметь однорядную клейку, за исключением нефтенепроницаемых пазов, которые должны иметь двухрядную клейку. Как было указано в табл. 12, шаг заклепок, крепящих настал к стрингерам и флорам, должен быть $4\frac{1}{2}$ —5 d. Такой малый шаг для этих заклепок вызывается тем, что при внутреннем напоре воды они нагружаются растягивающими усилиями. Настал второго дна в этом отношении находится в менее благоприятных условиях, чем наружная обшивка, которая примыкает к набору корпуса действующим на нее напором воды.

В местах привалки к настилу второго дна с наружной стороны угольников или других креплений повышается опасность просачивания воды или нефти через заделки и вдоль приклепываемых связей. Эта опасность может быть предотвращена чеканкой всех кромок приклепываемых связей или постановки волновых стопоров. Более серьезные затруднения возникают при склепывании трех толщин. Головки заклепок должны быть всегда выпущены, особенно в районе водных и нефтяных секторов.

На современных кораблях внутреннее дно делается сварным, благодаря чему многие трудности, связанные с обеспечением его непроницаемости, устраняются. Стыки и настилы свариваются, по возможности, стыковыми швами. Поперечные флоры привариваются к настилу второго дна, но стрингеры соединяются при помощи приклепываемых угольников.

Некоторые большие корабли последней постройки имеют третье дно, наличие которого увеличивает высоту поперечного и продольного набора и обеспечивает живучесть корабля при действиях подводных мин под его днищем.

ГЛАВА XV

ПАЛУБЫ

61. Введение

1. Номенклатура. Номенклатура палуб, применяемая в разных флотах, дана на рис. 169. Следующие дополнительные замечания относятся к номенклатуре, применяемой в американском флоте.

Частичная палуба, расположенная выше самой нижней непрерывной палубы и ниже главной палубы, называется *полосовичатой*



Рис. 169. Номенклатура палуб.

палубой. Если имеются две броневые палубы, то более толстая из них называется защитной палубой, а более тонкая — противосколочной палубой. Эти названия применяются как дополнительные к названию второй, третьей, четвертой палубы и т. д. Если броневые палубы имеют наклонные части, то эти наклонные части определяются как наклонная броневая палуба или наклонная противосколочная палуба. Если защитная палуба имеет уступ на полную высоту междупалубного пространства, то соответствующие части палубы обозначаются как средняя защитная секция и носовая (или кормовая) защитная секция в дополнение к нормальному их названию. Номенклатура американского военного флота принята и в настоящем труде.

2. Основные назначения и требования. Рассмотрим сначала основные назначения палуб и требования к их конструкции.

1. Палубы образуют в корпусе жесткие диафрагмы, служащие опорами для продольного и поперечного набора. Они поэтому должны обладать большой жесткостью в своей плоскости и прочно соединяться с бортами и переборками. Такая жесткость в основном достигается подкреплением из по-

перегородки балками, называемыми бимсами, но во многих случаях требуется установка и продольных балок. Назначение палуб — поддерживать борта против давления забортной воды и препятствовать общей их деформации — не столь важно для военных судов, имеющих больше поперечных переборок, чем коммерческие суда. Но, с другой стороны, палубы военного корабля, имеющего бортовую броню, приобретают особое важное значение в качестве непосредственной опоры для этой брони. В этом отношении исключение составляют минносцы, у которых расстояние между переборками в средней части длины сравнительно велико и у которых только одна палуба, имеющая такое же важное значение, как и палуба в однопалубных коммерческих судах.

2. Верхние палубы являются главными элементами верхних поясков эквивалентного бруса. Палубы, выполняющие это назначение и особенно прочные палубы должны быть непрерывны по всей длине корпуса, и каждая из них должна быть однородной прочности по всей своей длине, т. е. прочность должна быть соответственна с действующими усилиями. Прочность соединений этих палуб с бортами должна быть достаточно эффективной для передачи действующей здесь продольных срезающихся усилий, вызывающих в палубе растяжение или сжатие. Если это соединение не будет в состоянии передавать сдвигающие усилия, то палуба будет гибнать без растяжения или сжатия и, следовательно, будет малоценным пояском эквивалентного бруса.

3. Палубы образуют перекрытия, подразделяющие внутреннюю объем корпуса на отдельные помещения и поэтому они должны воспринимать вес находящихся на них грузов. Для этой цели их следует поддерживать бимсами, а в местах больших сосредоточенных грузов — продольными подпалубными балками для распределения веса этих грузов на несколько бимсов. Бимсы и подпалубные балки разводят нагрузку на перекрытия и другие конструкции, служащие опорой для палубы, т. е. на борта корабля, на переборки и на шпалеры. Линия опор должна быть по возможности прямой и непрерывной и непосредственно идущей вниз к набору днища. В этом отношении борта и переборки лучше шпалеров, так как они разводят нагрузку на большую площадь днища и лучше работают в шоре при любом изменении направления силы тяжести относительно конструкции корпуса корабля. Нагрузка с верхней палубы должна передаваться не на нижнюю палубу и тем аккумулироваться, а непосредственно на конструкцию днища. Исключение можно допустить лишь при абсолютной невозможности выполнения этого правила. В случае выполнения этого требования палубы могут иметь конструкцию значительно более легкую, чем днище, на которое в конце концов должна передаваться вся нагрузка, равная весу корабля.

Вторые палубы имеют, кроме того, особое значение сопротивляться действию снарядов.

4. Палубы образуют водонепроницаемые отсеки в корпусе и поэтому они должны быть водонепроницаемыми. Самая верхняя палуба имеет также особое назначение — предохранить корабль от заливания его забортной водой. Это и явилось первой причиной введения палубы в ранний период судостроения.

5. Верхняя палуба выполняет ту же функцию, что и крыша гражданского сооружения, прикрывая помещения под

шей и делят их обтаеками. Для этого она должна быть не только водонепроницаемой, но обладать конструкцией, плохо проводящей тепло и звук. Это требование лучше всего выполняется покрытием стальной палубы деревянным настилом.

3. Расстояние между палубами. В жилых и служебных помещениях междупалубное расстояние, измеряемое от палубы до нижней крошки бимса, не должно быть менее 2 м. Это требование исходит из среднего роста человека 1,68—1,75 м. Однако желательно иметь эту высоту 2,15 м, учитывая наличие под бимсами вентиляционных и других труб, а в верхней надводной части корабля эту высоту желательно увеличить до 2,3—2,44 м. Расстояние между платформами обычно делается меньшим, если вся высота под нижней бросовой палубой не кратна обычному междупалубному расстоянию. При наличии большой сальватости верхней палубы желательно придавать и нижележащей палубе такую же или подобную же сальватость с целью избежать очень высоких помещений в оконечностях корабля. Увеличенную высоту корпуса в оконечностях лучше всего использовать для трюмных помещений.

62. Настил палуб

1. Материал палуб. Большинство кораблей, за исключением кюшкетных, имеет полностью стальные палубы, даже на легких надстройках и мостиках. Строительная стоимость стальной палубы меньше, чем деревянной. При ней легче достигается непроницаемость и поэтому она требует меньшего ремонта. Но стальные палубы более скользкие, особенно, когда они мокрые или покрыты снегом. Они более теплопроводны, и поэтому температура в помещениях под ними изменяется быстрее и они больше способствуют конденсации паров воды. Стальные палубы также более звукопроницаемы, чем деревянные. По этим причинам на военных кораблях редко применяются непокрытые стальные палубы. Открытые палубы покрываются деревянным настилом, а закрытые — линолеумом, исключая места, занятые оборудованием. Большой недостаток деревянной палубы — ее воспламеняемость — до некоторой степени уменьшается, если дерево лежит на сплошном железном настиле, так как задерживая пожар в большинстве случаев может быть ликвидирован охлаждающим действием стального настила и невозможностью доступа воздуха к нижней стороне досок. Однако в случае большого пожара, когда стальной настил на большой площади нагреется до высокой температуры, особенно, когда палуба разрушена снарядами, деревянный настил может сгореть полностью.

На коммерческих кораблях грузового типа стальные палубы покрываются обычно деревянным настилом лишь в жилых помещениях.

2. Водонепроницаемость. Все палубы должны быть водонепроницаемыми не только для защиты от дождя, заборной воды и от протекания воды при мытье палубы, но и для разделения корпуса на водонепроницаемые отсеки. На некоторых кораблях это правило не соблюдается для второй и третьей палуб, на которых водонепроницаемость обеспечивается лишь вдоль бортов при помощи смеси цемента и пробки. Однако такая практика не может считаться удовлетворительной, особенно в отношении оконечностей корабля, которые в случае серьезных аварий могут оказаться погруженными в воду.

3. Расположение листов и пеньков. На военных кораблях настил палуб обычно делается вгладь, так как при этом облегчается крепление

деревянного настила и линолеума. На прочных палубах, т. е. на палубах, обеспечивающих продольную прочность корпуса, пазовые планки должны оставаться непрерывными, для чего их следует ставить преимущественно с наружной стороны палубы. Если палуба покрывается деревом, то это не вызывает затруднений; если же палуба покрывается линолеумом, то пазовые планки приходится ставить с внутренней стороны палубы и, чтобы набежать в этом случае прокладок у биссов, пазовые планки делаются интеркостельными между биссами. Нижне-главной палубы все палубы, покрываемые линолеумом, имеют нижние интеркостельные пазовые планки. Как было указано выше, планки с успехом можно использовать для увеличения жесткости тонких палубных листов, если их делать из тавровых профилей. Стыковые планки всегда располагаются с внутренней стороны палубы, посередине шпанги. В помещениях, где хранится уголь и другие массы и где нет покрытия, можно применять систему накрывающих и пралегакщих поперек и стыки, расположенные наискр. Такая система обычно применяется на грузовых коммерческих кораблях, а также на миссионерских, где палуба ничем не покрывается; однако стыки ответственных поперек палубы должны делаться на двойных стыковых планках.

Настил палуб обычно делается из продольных поперек, параллельных средней линии палубы, за исключением наружного пояса с каждой борты, называемого палубным стрингером, который следует обводу борты, образуя границу для укладки внутренних поперек. На рассмотренной диаграмме наприжней для палубы (см. рис. 20) видно, как хорошо такое расположение поперек палубного настила соответствует распределению этих наприжней в палубе, как верхнем поясе эквивалентного бруса. Стрингерные поперек и пралегакщие к ним поперек наприжней образуют непрерывные поясы эквивалентного бруса, хорошо приспособленные для передачи срезающих усилий на четверть длины корпуса и для сопротивления поперекным усилиям в его средней части. Внутренние поперек настила палубы, будучи параллельными диаметральной плоскости, идут почти так же, как и линии наприжней. Это расположение является простым и дешевым для выполнения. На больших кораблях часто делаются два стрингерных пояса с каждого борты.

Ширина листов палуб обычно такая же, что и в наружной обшивке, т. е. 1,8—2,44 м. Иногда стрингерные поперек делаются шире, доходя до 3,0 м и больше, но к концам они должны сужаться.

Длина листов такая же, что и у листов наружной обшивки. Стыки разбегаются по тому же принципу, что и в наружной обшивке, причем особенно важно осуществить надлежащий разбег стыков палубного стрингера к шпангоуту.

Толщина листов палубного настила различных палуб и их покрытие, толщина на одной и той же палубе зависят от различных обстоятельств, требующих детального рассмотрения.

4. Выбор прочной палубы. Желательно прочной палубой konstrуировать самую верхнюю палубу, сосредоточив в ней, по возможности, больше материала, предназначенного для обеспечения продольной прочности, так как в этом случае прочность эквивалентного бруса окажется наибольшей при данном весе этого материала.

На линейных кораблях, имеющих бортовую броню, предпочтительно, как об этом сказано в разд. 6, п. 6, иметь в качестве прочной палубы ту, которая ограничивает верхний броневой пояс, т. е. обычно броневую палубу, а все палубы выше нее делать очень легкими,

На легких крейсерах, не имеющих бортовой брони или имеющих лишь частичное легкое бронирование борта, прочной палубой должна служить главная палуба.

Рассмотрим вопрос о толщинах палубного настила. Начнем с небронированной прочной палубы.

5. **Толщина небронированной прочной палубы.** Для обеспечения продольной прочности эквивалентного бруса требуется некоторая общая площадь сечения непрерывных поясов прочной палубы. Эту площадь сечения легко определить расчетом при заданном допустимом напряжении для материала палубы. При распределении этой площади следует учесть, что при прямом положении корабля наблюдается почти равномерное распределение линий напряжений во всех поясах между большими вырезами люков и бортом (см. рис. 20), но при килевом положении корабля наибольшие напряжения от изгиба корпуса получаются в стрингерных поясах палубы. Поэтому целесообразно делать все пояса палубы между кромкой люков и стрингером равномерной стандартной толщины, а стрингерные пояса — увеличенной толщины. Однако в целях предупреждения прогрессирующего разрушения было бы выгодно листы палубных стрингеров, так же как и листы ширстрека, делать из стали высокого сопротивления.

Судя по расчетам прочности существующих кораблей, стандартная толщина настила прочной палубы должна была бы быть приблизительно такой же, как и толщина наружной обшивки, а толщина стрингерных поясов палубы — такой же, как и ширстрека. На многих, возможно на большинстве, существующих военных кораблей имеется значительная разница в толщинах стрингера и соседних поясов палубного настила: следовательно, существует большое нарушение непрерывности прочности в поясах этих поясов. Толщина стрингерных листов меняется от 9,5 до 12,5 мм на миноносцах и до 31 мм на линейных кораблях, в то время как толщина внутренних поясов уменьшается до 3 мм на миноносцах и до 8 мм на линейных кораблях, хотя на некоторых кораблях перед и в толщинах менее резкий. Когда палуба так конструируется, то от резкого изменения толщины напряжения при кручении значительно увеличиваются, как было указано в гл. IV. Кроме того, если тонкие внутренние пояса не подкреплены продольными ребрами или деревянным настилом, то они способны терять устойчивость при сжатии. Можно избежать этих недостатков, принимая для всех поясов к борту от линии вырезов достаточно прочные толщины. В этом случае все листы без особых подкреплений будут эффективно работать совместно с продольными балками и другими жесткими элементами корпуса, с которыми они соединены.

Наиболее важными из этих связей являются продольные переборки, если они непрерывны на большой длине и если они по высоте простираются от дна до палубы.

Прерывистые пояса палубы между большими люками, не играющие большой роли в продольной прочности корпуса, могут делаться настолько тонкими, насколько это допустимо по иным требованиям. Обычная толщина их 3—4 мм на миноносцах и 6—8 мм на линейных кораблях. В зависимости от расстояния между бимсами может потребоваться постановка промежуточных бимсов для подкрепления палубы против обычной нормальной нагрузки.

Толщина, выбранная для непрерывных поясов прочной палубы в средней части корпуса, должна оставаться неизменной на трех пятых его длины, но в оконечностях может быть уменьшена. Это уменьшение толщины для стрингерных листов обычно делается очень большим, достигая 50%, в то время как толщина внутренних тонких поясов палубы остается неизменной. При отсутствии очень резкого перепада в толщине стрингерных и средних поясов, что здесь и рекомендуется, уменьшение толщины настила палубы в оконечностях может быть правдо для всех поясов палубы, но оно не должно превышать 20—25%.

Если вырезы сделаны в непрерывных поясах, то в этом районе прочной палубы должна быть увеличена толщина листов или же они должны быть подкреплены накладными листами. Более толстые накладные листы должны быть также установлены вокруг барбетов, в районе шпандель и брашпиль, в районе лебедок, шпур для боковых рубок и в других местах, подвергающихся большому сосредоточенным усилиям.

6. Толщина настила палуб, расположенных ниже прочной палубы. Палуба, расположенная непосредственно ниже прочной палубы, находясь ближе к центральной оси, принимает меньшее участие в продольной прочности корпуса, особенно на кораблях, у которых прочная палуба является броневой или зашищена бортовой броней. Толщина настила этой палубы поэтому может быть значительно меньшей — около 6—8 мм; однако в здесь стрингерные пояса должны иметь увеличенную толщину, так как они образуют опору, поддерживающую борта.

Настил платформы делается толщиной 6 мм, но в кораблях может потребоваться большая толщина в зависимости от веса боезапаса и от расстояния между бимсами. Нижние платформы, образующие на корабле третье дею, могут подвергаться большому давлению воды. Их толщину можно определять, пользуясь кривой В рис. 56, но она не должна быть меньше 7,5 мм.

Предположим, в качестве примера, что платформа должна противостоять испытательному давлению столба воды в 7,5 м, действующему с нижней стороны платформы, причем бимсы ее находятся на расстоянии 1,2 м друг от друга. Пользуясь кривой В, полагая $k_1 = 1$, находим $r = 126$, следовательно,

$$t = \frac{1200}{126} = 9,5 \text{ мм.}$$

Согласно правилам Ллойдса, толщина незакрытых стальных палуб в грузовых трюмах при расстоянии между бимсами 1,2 м должна быть не менее 9,5 мм. Если мы допустим, что ширина полок бимсов равна 90 мм, то получим:

$$r = \frac{1200 - 90}{9,5} = 117.$$

Так как напряжение в настиле платформы при обычной нагрузке не должно превышать предела текучести материала, то мы, пользуясь в этом случае кривой А рис. 56, получим $k_1 k_2 = 3,05$ м; так как $k_1 = 1$, то $k_2 = 3,05$ м. Таким образом оказывается, что настил платформы может выдерживать давление столба воды высотой в 3,05 м без перехода напряжения за предел текучести материала.

7. Палубы надстроек. У концов всех надстроек прочные продольные связи не должны прерываться; это требование трудно выполнить без большой затраты материала. В некоторых случаях для этой цели могут

быть использованы частичные продольные переборки, если они имеются внутри надстройки у их концов. Лучше всего, как об этом уже было сказано в разд. 47, не засчитывать надстройки в число продольных связей эквивалентного бруса. Для этого их палуба должна быть тонкой и, где нужно, иметь скользящие соединения. Обычно настил палубы надстроек делается толщиной 4—5 мм со сторонами поясами толщиной 6—8,5 мм.

8. Аварийные палубы на авианосцах. Аварийная палуба подвергается действию сосредоточенных подвижных нагрузок от колес самолетов или от тележек, на которых они передвигаются. Предположим, что палуба не покрыта деревом и что она подкреплена системой пересекающихся ребер, — непрерывных в одном направлении и интеркостельных в другом, разбивающих ее на прямоугольные участки. Эта палуба не должна иметь остаточных деформаций после повторных пробегов самолетов или их тележек. При наличии двух самолетных колес можно считать, что нагруженные участки настила палубы работают независимо друг от друга.

Для прямоугольного листа со сторонами $2a$ и $2b$, нагруженного сосредоточенным грузом P , приложенным в середине панели, прогиб в центре панели может быть найден по приближенной формуле

$$f = k \frac{\sigma^2 P}{E t (a^2 + b^2)}, \quad (146)$$

где k для свободно опертого по краям листа, как указал Фельд¹, равно 1,75 при $m = \frac{10}{3}$. Пользуясь методом Фиппа, можно было бы найти выражение f при заданных краях пластины. Это выражение получилось бы более сложным. Некоторые же испытания, произведенные Бере постройки и ремонта американского флота, показали, что вышеприведенная формула при $k=1,5$ дает результаты, удовлетворительно согласующиеся с измеренными прогибами на панели, нагруженной так, как это имеет место для аварийной палубы. В действительности, повидному, настил палубы можно рассматривать как лист, находящийся в условиях упругой заделки его краев по опорной контуре.

В середине длины более длинной стороны ($2a$) наибольшие напряжения будут:

$$P = \frac{2\sigma E}{t^2}, \quad (147)$$

а в центре панели она немного больше вследствие растяжения.

Принимаем для мягкой стали модуль нормальной упругости $E = 2,1 \cdot 10^8$ ат и предел текучести $\sigma_s = 2800$ ат. Наибольшая допустимая стрелка прогиба должна определяться из оснований опытных данных. Предположим, что при статической нагрузке стрелка прогиба составляет $\frac{1}{300}$ наиболее короткого пролета, т. е. $\frac{f}{2a} = \frac{1}{300}$, и тогда при динамической нагрузке, имеющей место при пробеге на палубе колеса самолета, стрелка прогиба удвоится, т. е. $\frac{f}{2a} = \frac{1}{150}$ или $f =$

¹ A. Göppl, Demag und Zwing, 1924.

$= \frac{b}{90}$. Подставляя это значение в формулу для напряжения и полагая $p = \sigma$, получим

$$\frac{3b}{t} = 90.$$

Это отношение наименьшего пролета к толщине удовлетворится при толщине 12,5 мм для пролета 625 мм. Это показывает, что наименьшее расстояние между балками набора палубы, например, между продольными, не должно быть больше 600 мм даже при толщине палубы в 12,5 мм, предполагая, что расстояние между поперечными балками составляет около 1 200 мм, как в опытах, на которые сослались выше.

Таким образом даже при относительно толстом настиле палубы из мягкой стали может быть местное перенапряжение под колесами самолета в середине длинных сторон опорного контура листовой палубы. Эти перенапряжения с течением времени могут увеличиваться. Поэтому, если только палуба ангара по балластическим соображениям сделана не из стали высокого сопротивления достаточной толщины, то, по возможности, целесообразно ее покрывать деревом. В последнем случае толщина металлического настила может быть значительно уменьшена.

В целях возможно большего увеличения жесткости ангарная палуба должна быть полностью сварной. На английском авианосце «Ark Royal» верхняя ангарная палуба имеет настил с попеременно расположенными листами, имеющими стыки на каждом втором бимсе, т. е. на расстоянии 2 450—3 600 мм.

Волетные палубы, дегазичность нагрузки которых еще больше, обычно покрываются деревом.

9. Крепление по контуру. Основным назначением контурных креплений является соединение палуб с бортами, барбетами, шахтами и другими конструкциями. Эти крепления одновременно служат для обеспечения непроницаемости палуб. На верхней открытой палубе, где шпангоуты скрепляются ниже палубы, а также вокруг листовых конструкций и комингсов, нужное крепление палубы легко достигается при помощи установки непрерывного угольника вдоль кромок палубы. Но если шпангоуты пропускаются через палубу, то при клепаемой конструкции для достижения непроницаемости применяется сложная обделка шпангоутов угольниками, как это показано на рис. 170. Форма обделочных угольников зависит от формы профиля шпангоутов. Необходимо отметить, что в углах вырезов стрингера для пропуска шпангоутов вследствие концентрации напряжений могут начинаться трещины. Поэтому необходимо ласты стрингера подкреплять непрерывными стрингерными угольниками, идущими по внутренним полкам шпангоутов, как показано на рис. 170.

Чтобы вода не могла просачиваться между обшивкой и прилегающей к ней полкой шпангоута с одной стороны палубы на другую, необходимо ставить в районе палубы между обшивкой и полкой шпангоута водяные стопора. Платформы должны иметь у борта двойные соединительные угольники: верхний обделочный, чеканящийся и нижний — интеркостельный, нечekanящийся.

10. Клепка. Чтобы получить гладкую верхнюю поверхность палубы, все заклепки следует клепать впопыхай. Коэффициент прочности закле-

прочных соединений прочной палубы должен быть такой же, что и для наружной обшивки, т. е. не менее $\frac{1}{4}$.

Коэффициент прочности стыков стрингерных поясов должен соответствовать прочности листов во всем, т. е. составлять около 0,85. На легких быстроводных кораблях стыковые соединения стрингерных поясов, так же как и стыковые соединения швиртреков, должны иметь прочность большую, чем прочность листов, в целях обеспечения абсо-

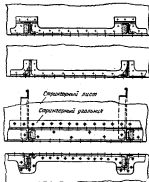


Рис. 178. Обвязка корнусов и профилей угольниками на водостроительных палубах.

лютой монолитности соединения. Палубы палуб обычно имеют однородный заклепочный шов, но если внутренние пояса имеют увеличенную толщину, как это было выше рекомендовано, то пазовое соединение между стрингерными и прилегающими к ним поясами палубы должно иметь двухрядный заклепочный шов. Стрингерный угольник, соединяющий стрингерные пояса палубы с швиртреком и передающий срезающие усилия при качке корнуса, должен иметь двухрядный заклепочный шов. На платформах палубы и стеньги должны иметь двухрядные швы.

11. Сварка. На современных кораблях палубы делаются сварными, кроме пазов и стыков в средней части прочной палубы и тех мест, где применен плохо сваривающийся материал. Сварка дает значительную экономию в весе и стоимости, наряду с выигрышем в прочности и лучшей обеспеченной водостроительности.

Пример сварной обвязки балок набора, проходящих через палубы и переборки, показан на рис. 201.

63. Настя броневых палуб

1. Тактические требования. Просветривание и конструкцию броневых палуб нельзя рассматривать, не зная тактических требований, которым они должны удовлетворять. Применяемая в настоящее время на линейных кораблях система бронирования обычно состоит из пояса бортовой брони, вертикального или слегка наклоненного к вертикали, и из толстой броневой палубы, т. е. главной броневой палубы, расположенной на уровне верхней кромки бортовой брони. Кроме того, имеется более тонкая противоосколочная палуба, расположенная на одну или две междупалубных пространства ниже или выше главной броневой палубы, предназначенная, главным образом, для защиты от легких авиабомб; эта палуба является также прочной палубой корпуса.

Последнее расположение броневых палуб вызвано опасением воздушных атак. Бортовая броня обычно наклонена от вертикали во внешнюю сторону, что значительно увеличивает площадь главной броневой палубы.

При наклоне бортовой брони наружу по сравнению с вертикальным расположением брони увеличивается угол встречи снаряда с броней, следовательно увеличивается ее сопротивляемость, но в то же время площадь корабля, защищаемая бортовой броней, уменьшается. В пределе, если броню расположить параллельно траектории снаряда, сопротивляемость брони будет максимальной, однако такая броня потеряет свое значение для защиты корабля. Таким, или почти таким, параллельное положение может возникнуть по отношению к бортовой броню при обычном угле наклона ее к вертикали, равном 15° , в случае падения зробома. С тех пор, как в целях лучшей защиты от дальнобойной тяжелой артиллерии был введен наклон бортовой брони наружу на английском крейсере «Хуп», атаки с воздуха стали более интенсивными, и эта интенсивность очень быстро увеличивается. Вместе с этим увеличивается и дальнобойность артиллерии, а, следовательно, увеличивается и угол падения снаряда. В общем, принимая во внимание как атаки артиллерии, так и атаки с самолетов, необходимо линейный корабль защищать от снарядов и бомб, падающих под большими углами. Следовательно, роль вертикального или слегка наклонного расположения бортового броневое пояса значительно уменьшается. Надо отметить также во внимание, что большое увеличение дальности современных линейных кораблей уменьшило роль бортовой брони, как средства эффективной защиты горизонтальных площадей, расположенных за этими бортами. При больших углах огня стало необходимым устанавливать большую толстую броневую палубу на уровне верхней кромки бортового пояса, и для уменьшения площади этой палубы было предложено наклонять бортовую броню внутрь, что, конечно, должно приводить к значительным нежелательным осложнениям конструкции.

Ввиду этого можно прийти к заключению, что защита жизненных частей линейного корабля будет наилучшей против всех видов нападения, если тяжелую броневую палубу расположить вблизи ватерлинии, подобно тому, как это делалось на старых бронированных крейсерах 90-х годов прошлого столетия. Особенностью такой броневой палубы является плоский верх и наклонные бортовые части. На линейном корабле эту наклонные части броневой палубы должны быть

способом сопротивляться проникновению тяжелых снарядов, которые должны на них обычно разрушаться, раскалываться или вызывать взрыв. Горизонтальная плоская часть такой палубы должна образовывать легко забронированную коробку, состоящую из главной броневой палубы, одной или двух броневых палуб, расположенных выше, и двух вертикальных броневых стенок, идущих по обоим бортам от линии среза этой палубы вверх до главной верхней палубы, как это показано на рис. 138.

Бронирование верхней палубы имеет целью, во-первых, защитить вместе с главной броневой палубой жизненные части корабля от тяжелых бронебойных снарядов в зенитном и, во-вторых, вызвать взрыв футасных снарядов в зенитном. Бронированные вертикальные стенки должны вместе с главной броневой палубой защищать жизненные части против бронебойных снарядов, а также дымоходы и помещения, находящиеся в бронированной коробке, против осколков и мелких снарядов.

Главными назначениями этой системы броневой защиты, состоящей из сочетания тяжелой броневой палубы с порталными щитами тонкой брони, являются, во-первых, защищать жизненные части от бронебойных снарядов и навесного огня, для чего бортовой броневой пояс не является подходящим, и во-вторых, заставить взорваться все тонкостенные бомбы и мелкие снаряды, прежде чем они достигнут жизненных частей корабля или даже дымохода.

От применения палуб, имеющих броневые скосы, отказались, по-видимому, потому, что считали их недостаточно эффективно обеспечивающими боевую устойчивость и плавучесть. Однако этот аргумент в значительной степени потерял силу, так как большая ширина современных линейных кораблей обеспечивает увеличенную устойчивость, а их большие размеры позволяют обеспечить плавучесть разделением корпуса на многочисленные водонепроницаемые отсеки.

Общая прочность корабля, изображенного на рис. 138, может быть обеспечена конструированием верхней главной палубы в качестве броневой палубы. Вертикальные переборки выше и ниже броневой палубы являются стенками эквивалентного бруса. Тройное дно образует прочный нижний пояс.

2. **Броневые палубы с броневым скосом.** Палубы, имеющие броневой скос, обычно располагаются вблизи центральной оси, как это показано на рис. 137 и 138, и поэтому нет надобности принимать какие-либо специальные меры для обеспечения продольной их прочности. Однако при проектировании этих палуб, как и всех других броневых палуб, должно быть уделено большое внимание не только баллистическим качествам палубного металла, но и способам поддержки и соединения броневых листов. При этом следует отдельно рассматривать горизонтальную и наклонную часть броневой палубы, поскольку они находятся в разных условиях.

1. Горизонтальная часть броневой палубы подвержена попаданию тяжелых снарядов под углом, меньшим угла заострения снаряда, благодаря чему снаряд не проникает в броню и она, возможно, не будет пробита. Если, однако, броня сравнительно тонкая, особенно, если она из твердого хрупкого материала, то снаряд пробьет ее легко. Если же она достаточно толстая, из прочного и пластичного материала и поддерживается прочной и водонепроницаемой конструкцией, то снаряд будет лишь раскалываться в целом или разрывающимся

ваде. В этом случае внутренняя броня и опорной конструкции поглощает живую силу снаряда по направлению, нормальному к броне, и деформация брони и поддерживающей ее конструкции происходит, главным образом, после удара, когда снаряд уже покинет броню. Снаряд, скользя вдоль листа, делает в нем борозды и в этом процессе входит в соприкосновение все с новым материалом, от которого получает все большую и большую скорость движения вверх вследствие упругого и инерционного сопротивления листа. Наконец, он отскакивает от листа, придавая ему на узком участке касания большую, направленную вниз скорость, а следовательно, и большую кинетическую энергию. Время касания между снарядом и броней измерится несколькими тысячами долями секунды, и броневая плита за это время деформируется мало. Однако на участке, где снаряд соприкасался с листом, появляются выдавленные борозды, надрыпы и течь в материале, что может послужить началом для образования трещин, если материал слишком крупнок. В конце этого отрезка времени кинетическая энергия передается на прилегающие участки брони, а затем она немедленно при помощи упругой волны снова передается дальше и расходуется на вибрацию и деформацию броневой плиты. Происходящее при этом деформации имеет характер, главным образом, жгига, в результате которого происходит выпучивание листа кверху и, в конечном результате, разрыв вследствие быстрого жгига растнувших кромок. Если материал слишком крупнок, то куски его могут быть оторваны и отброшены в трюм.

Снаряд после рикошета движется в целом наде или в скважин, в зависимости от угла удара и ударной скорости. При большой ударной скорости, около 550—600 м/сек, а при умеренном угле удара снаряд, отскакивая, взорвется, но нанесет относительно малое повреждение палубе. При большой дистанции боя, когда угол падения снаряда будет больше, но скорость удара меньше — около 500—550 м/сек, снаряд может не взорваться. Вероятно, в этом случае снаряд может войти в броню и пробить ее.

Из этого вытекает, что броня горизонтальной части палубы должна быть достаточно толстой и вязкой и поддерживаться прочной и упругой конструкцией. Такая палуба должна быть способна поглощать без разрушения живую силу снаряда и, таким образом, заставить его рикошетировать. Благодаря упругости палубного набора и самих броневых плит возможность пролома брони будет менее вероятна, чем в случае жестко поддерживаемой броневой палубы из более крупного материала.

Можно предположить, что два слоя броневой стали одинаковой толщины, может быть вместе с тонким водонепроницаемым палубным настилом из никелевой стали, лежащим непосредственно на бимсах, образует наилучшую комбинацию, обеспечивающую защиту от артиллерийских снарядов. Однако возможно, что однослойная броня, имеющая такую же толщину, как и суммарная толщина двух слоев, вместе с легкой водонепроницаемой палубой будет лучшей защитой от снарядов.

Броневые плиты должны быть настолько большими, насколько это окажется практически возможно, чтобы уменьшить длину швов и стыков, являющихся линиями ослабления брони.

Проблема получения хорошего соединения швов и швов бронь-

ных листов очень трудна. Хорошее соединение можно получить соединением листов взаимно, подкрепленный шпалками (рис. 175), но такое соединение дорого. При наличии двух и более слоев броневых листов линии ослабления можно избежать разномос пазов и стыков в разных слоях брони. Совместная работа разных слоев достигается при помощи соединительных заклепок.

Материал очень большой твердости и хрупкости не подходит для плоской части броневой палубы, так как он может дать трещины, прежде чем разовьется его инерционное сопротивление. Сталь специальной обработки, с указанными в табл. 1 характеристиками, повидимому, обладает требуемыми баллистическими качествами, так как в ней сочетаются большое временное сопротивление, большой предел упругости и относительно большая пластичность.

2. Броневая скос палубы, показанный на рис. 138, предназначен для удержания тяжелых снарядов при среднем угле падения, равном примерно 45°. Броня здесь должна быть такого же качества, как и толстая бортовая броня, но в зависимости от угла наклона толщина ее может быть несколько меньше. Вероятно, большинство снарядов разобьется или взорвется при ударе об эту броню, осколки же будут удержаны продольными броневыми переборками, установленными между броневой и главной палубами. Броневые плиты наклонной части палубы должны быть подкреплены настолько жестко, насколько это возможно. Внутренние продольные кромки брони должны опираться на нижнюю продольную броневую переборку, а наружные кромки — на верхние концы шпангоутов борта, расположенные непосредственно под броневым скосом. Стыки броневых плит должны опираться на поперечные переборки, находящиеся под броневым скосом.

3. Бронированная прочная палуба. Такая палуба, как например, главная палуба на рис. 138, должна состоять из водонепроницаемого материала толщиной 19 или 25 мм, покрытого одним слоем толстой брони, или из двух слоев броневой стали. Толщина и прочность этой палубы должны быть достаточными, чтобы выдерживать взрывы легких футасных бомб и защитить помещения между главной и броневой палубами, где расположены дымоходы и вентиляционные каналы. Если это требование не будет выполнено, то прочная палуба, усиленная броневой палубой, не только будет защищать жизненные помещения корабля, но обеспечивать продольную прочность корпуса в качестве верхнего пояса эквивалентного бруса. Для этой последней цели листы палубы должны располагаться так, чтобы один слой палубы соединил стыки и швы ее другого слоя. Если при этом не будет получена необходимая прочность стыков, то должны быть поставлены дополнительные стыковые планки. Могут быть применены заклепные соединения в пазах и стыках броневых плит; расчет общей прочности покажет, необходимо ли дальнейшее усиление их. На рис. 175 показана конструкция соединения взаимно, но могут быть применены другие виды конструкции в зависимости от толщины и качества броневых листов. Продольные балки палубного набора в зависимости от толщины листов могут находиться на значительном расстоянии одна от другой, однако расстояние между ними не должно быть больше соответствующего эффективной работе палубы как продольной связи.

4. Соединение броневых палуб с бортами. На линейных кораблях с бортовой броней скос броневой палубы обычно продолжается до

борта так, чтобы образовался броневой шельф, или скос непосредственно соединяется со специальным броневым шельфом.

В таких случаях шпангоуты и обшивка прерываются на броневой палубе. Наружная обшивка соответствующим угольником присоединяется к шельфу или к нижнему поясу броневое скоса (рис. 137). Таковую же конструкцию можно применить и для случая, показанного на рис. 138.

На бронированных кромках ласты наружной обшивки идут, не прерываясь у кромки броневое скоса. Если шпангоуты прерываются

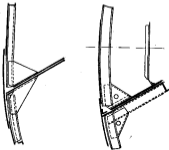


Рис. 171.

у броневое скоса, то наружная обшивка соединяется с этой палубой угольником, поставленным сверху или снизу палубы; иногда соединение осуществляется с двойным угольником. Верхний слой настила палубы не доводится до борта настолько, насколько это нужно для возможности чеканки угольника (рис. 171). Если броневая палуба выполнена плоской и размещена на одном уровне с верхней кромкой бортовой брони, то кромки ее должны быть утоплены в фаску, сделанную в кромках броневых плит, или они должны непосредственно приткаться к плитам, чтобы образовалась жесткая опора для них. Иногда применяется менее удовлетворительная конструкция, при которой верхний слой палубной брони просто перекрывает верхнюю кромку бортового пояса брони, тогда как нижний слой палубной брони приткается с некоторым зазором к рубашке за бортовой броней.

Б. Клейка. Рассмотрим сначала случай соединения двух слоев палубы равной или близкой толщиной из мягкого стали или из несколько более твердого металла. Клейка пазов такого соединения, показанная на рис. 172 и 173, состоит из трехрядных заклепочных швов, соединяющих четыре листа. Следует отметить, что в этом случае ряд среднего ряда заклепок сопровождается полным разрывом соединений и что поэтому паз представляет собой линию ослабления, которая не-

желательна с точки зрения сопротивляемости броневой палубы действию снарядов. На некоторых кораблях стыки соединяются по тому же принципу. Однако такие соединения дота и требуют минимального количества заклепок, но даются совершенно неудовлетворительными как с точки зрения обеспечения прочности для восприятия ударов снарядов, так и с точки зрения обеспечения продольной прочности корабля. Такая конструкция соединения показана на рис. 172.

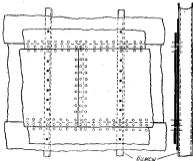


Рис. 172.

Обычно стыки листов соединяются таким образом, что стыки одного слоя листов перекрываются другим слоем листов, причем соседние стыки разнесены не менее, чем на одну шпацию, как это показано на рис. 173. В этом случае для полного разрыва листа одного слоя нужно срезать два ряда стыковых заклепок и три ряда поперечных заклепок на длине одной шпации. Обычно этот тип разрушения дает большее сопротивление, чем разрыв одного из листов по линии заклепки стыка. Поэтому срез заклепок при этом исключается, и для обеспечения прочности достаточно стыки разнести на бимсовую шпацию, как показано на рис. 173. Лучший результат будет получен, если пазы и стыки обоих слоев будут сдвинуты, как это показано на рис. 174.

Шаг заклепок по пазам и стыкам делается равным от 4 до 5 d , как требуется водонепроницаемостью, но в известной степени зависит также и от толщины листов. По бимсам шаг заклепок равен 7—8 d , причем к бимсам прикрепляется лишь нижний слой настила. На «бербидже» два нижних слоя склепаются непосредственно с бимсами шагом 6 d , так что площадь сечения заклепок составляла 65 см² на тонну веса листов. Верхний слой соединялся с двумя нижними соединительными заклепками, поставленными по полю листов.

Если броневые листы соединяются пазом, причем под ними имеется настил из мягкой стали, то заклепки пазка должны проходить че-

рез этот настил, который является дополнительным укреплением стыка броневых листов (рис. 173). Заклепки стыков верхнего слоя обыкновенно проходят через три толщины. Заклепки также должны быть поставлены между бимсами, для того чтобы пржать друг к другу слой настильного ватала и заставить их работать, как один цельный лист. Если палуба плоская, то промежуточные заклепки между бимсами, соеди-

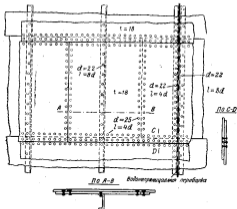


Рис. 173.

няющие слой ватала, должны иметь шаг $18 d$, а в районах палубы, имеющих кривизну, шаг заклепок должен быть уменьшен.

Если броневые листы накладываются на водонепроницаемый настил палубы, расположенный вдоль нейтральной оси, то они могут не иметь стыковых и назовых соединений и крепиться лишь к ваталу заклепками диаметром 32 мм, с шагом $8 d$, расположенными по краям листов. Очень толстая броня, толще 60 мм, должна крепиться к стволу броневыми болтами, подобными тем, которые применяются для бортовой брони. Угольник, крепящий броневой шельф к обшивке борта, должен иметь двойной ряд заклепок, расположенных в шахматном порядке с шагом $5 d$.

6. Расчет продольной прочности броневой палубы. Рассмотрим здесь в качестве типового случая прочную палубу, состоящую из двух слоев брони одинаковой толщины. Предположим, что расположение

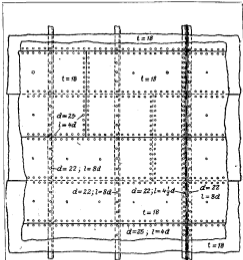


Рис. 174.

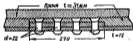


Рис. 175. Соединение листов полубы с помощью стержней.

заклепок соответствует рис. 173, а расположение пазов и стыков — рис. 176. Каждая повторная секция палубы, включающая n консьев, имеет в каждой шпанги один стык верхнего и один стык нижнего слоя брони. На каждом стыке один слой разрезан полостью, а другой слой является стыковой планкой, ослабленной заклепочными отверстиями вдоль стыка. Коэффициент прочности листа верхнего слоя в ослабленном сечении обозначим буквой φ_1 , а нижнего слоя — буквой φ_2 . Так как отверстия в верхнем слое заклепочные, а в нижнем

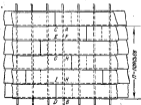


Рис. 176.

несклепочные, то φ_2 несколько меньше φ_1 . Применим тот же метод расчета, что и для наружной обшивки (разд. 44), т. е. сравним прочность обоих слоев настила по сечению стыков CD и по сечению бруса AB :

$$2(n-2) + \varphi_1 + \varphi_2 \geq n(1+x),$$

откуда

$$n \geq \frac{4 - (\varphi_1 + \varphi_2)}{1-x}. \quad (148)$$

Подставляя численные значения, соответствующие толщине листов 19 мм, расположенных, как показано на рис. 173 и 176, т. е. $x=0,86$; $\varphi_1=0,71$ и $\varphi_2=0,74$, получим $n \geq 18$. Такое значение n намного превосходит имеющееся в рассматриваемом случае ($n=3$) и не может быть осуществлено на практике. Поэтому разрыв по стыкам всегда будет более вероятен, чем разрыв вдоль бруса.

Сравним теперь разрыв по стыку с разрывом вдоль ломаной линии $AFBGHK/DB$. Обозначая через y относительную прочность среза заклепок вдоль паза таких участков, как K, DB и т. д., получим:

$$(n-2)(1+x) + 4y + \varphi_1 + \varphi_2 \geq 2(n-2) + \varphi_1 + \varphi_2,$$

откуда

$$y \geq \frac{(n-2)(1-x)}{4}. \quad (149)$$

Подставляя численные значения для прежней толщины листов, получим:

$$y > \frac{3 \cdot 0,14}{4} = 0,105.$$

На рис. 173 показаны листы шириной 1650 мм и заклепки диаметром $d=25$ мм. Вдоль каждого листа на участках IK, KD и т. д. находится по шесть заклепок, следовательно,

$$y = \frac{6 \frac{\pi d^2}{4} \sigma_s}{165 \cdot 1,3 \gamma_p} = \frac{3,24 \pi d^2}{165} = \frac{26 \cdot 0,67}{165} = 0,081.$$

Это значительно меньше, чем требуется по выражению (149); поэтому рассмотренная ломаная линия является наиболее слабым сечением настила.

Коэффициент прочности этого сечения

$$e = \frac{(n-2)(i+z) + 4y + v_1 + v_2}{2a} = 0,74.$$

Такая величина коэффициента прочности представляется удовлетворительной и поэтому нет необходимости прибегать к стыковым планкам. При постановке на обшивку стыковых планок коэффициент прочности может быть увеличен до 0,9, но это потребовало бы заметного увеличения веса и стоимости конструкции.

Рассмотренный здесь случай является обычным в практике; прочность палуб других конструкций может быть исследована таким же путем.

7. Водонепроницаемость. При любой конструкции броневая палуба имеет два, а в некоторых случаях и три слоя листов, поэтому требуются специальные меры для обеспечения ее водонепроницаемости. Сравнительно мягкая наклепанная сталь может чеканиться, но для чеканки требуется очень тщательная сборка листов. Палубный настил из судостроительной стали, установленный под броневыми листами, должен быть тщательно прочеканен.

На наклонной части палубы броневые листы обычно не чеканятся. Во избежание просачивания воды между броневыми листами и нижним частям палубы, а затем по стержням заклепок вниз применяют водные стопора.

В отношении обеспечения водонепроницаемости броневой палубы, состоящей из двух слоев броневых листов без палубного настила под ними, существует различная практика. В некоторых флотах чеканятся оба слоя брони, причем более тщательно нижний; в других флотах чеканятся только один верхний слой. При чеканке обоих слоев трудно обнаружить течь, так как вода может проходить между слоями и выходить через нижний слой далеко от места, пропускающего течь в верхнем слое.

В английском флоте нижний слой не чеканится; взамен этого применяются водные стопора. В датском флоте между слоями прокладывается по всей поверхности палубы просмоленный войлок. Эта мера вместе с чеканкой верхнего слоя дает прекрасные результаты. Саниционный сурья оказывается неэффективным через несколько лет.

Если под двумя слоями брони имеется водонепроницаемый палубный настил, то чеканить следует лишь верхний слой брони.

8. Сварка броневых палуб. Сварка в настоящее время широко применяется для соединения частей броневых палуб, изготовленных из мягкой стали, но она также начинает применяться и для соединения палубной броня.

64. Палубные бимсы и другой палубный набор

1. Расстояние между бимсами. Обычно бимсы ставят на всех шпангоутах, образуя вместе с последними замкнутые рамки в поперечной плоскости. Под палубами, нагруженными боезапасами и другими тяжелыми грузами, может появиться необходимость в постановке промежуточных бимсов. На малых кораблях, особенно, если шпангоуты и палуба покрыты деревом, бимсы можно ставить на каждом втором шпангоуте.

2. Разные типы бимсов. Бимсы обычно делаются из непрерывных полос углобульбовой или коробчатой стали; последняя в настоящее время наиболее широко применяется на военных кораблях. В некоторых специальных случаях применяются двутавровый или тавровый профиль и профили, составленные из листов и угольников. На малых кораблях бимсы делаются из простых угольников.

Коробчатый профиль удобнее, чем углобульбовый, при креплении бимсов к шпангоутам, при соединении с продольными балками и при креплении к нему подволоки. Он обладает также несколько большим моментом инерции сечения при одном и том же весе. Но, с другой стороны, он страдает больше, чем углобульб, от несимметричности формы поперечного сечения. Если потребуется некоторые коробчатые бимсы усилить, то для этого к их нижней полке легко можно добавить или обратный угольник или пояс. Такой способ усиления профиля предпочтительнее, чем увеличение высоты профиля, так как желательно, чтобы высота всех бимсов под палубой сохранялась одинаковой. Кроме того, при этом будет значительно увеличен момент сопротивления, так как пояс палубы, работающий с бимсом, будет лучше уравновешен, и, наконец, симметричность формы сечения бимса будет до некоторой степени восстановлена. В некоторых случаях два коробчатые профили склепывают друг с другом сшивками.

Тавровые и двутавровые профили не так удобны для соединения со шпангоутами, однако двутавровые профили применяются во многих случаях, когда требуется большая прочность. При соединении тавров и двутавров со шпангоутами полку с одной стороны бимса в районе соединения необходимо срубить. В последнее время в связи с применением электросварки большое применение находит разрезанные двутавры.

Бимсы, составленные из листов и угольников, редко применяются на военных кораблях, но на коммерческих судах такие составные профили обычно ставят для образования редко расставленных усиленных бимсов в грузовых трюмах или в машинных отделениях, когда желательно или невозможно поставить бимсы на близких расстояниях друг от друга. На таких бимсах нет палубного настила, но широкострингерные листы приклепываются на их концы в трюмах с тем, чтобы более равномерно распределять реакцию этих бимсов вдоль бортов. Так как основным назначением таких усиленных бимсов является обеспечение связи между бортами и увеличение этим жесткости корпусной конструкции, то на военных кораблях между более частого рас-

положения поперечных переборок в их установке обычно нет необходимости. Иногда, однако, может быть желательной установка усиленных бимсов поперек больших вырезов люков. На военных кораблях усиленные бимсы применяются в качестве подкрепления под дымоходы, дымовые трубы и другие большие сосредоточенные грузы.

3. Прочность. При определении прочности, а следовательно, сечений бимсов, приходится больше полагаться на практику и опыт, так как условия, действующие на бимсы, во многих случаях оценить трудно. Однако теоретическое рассмотрение вопроса прочности бимсов и условные расчеты их прочности представляют известный интерес.

Основное назначение бимсов — подкрепить палубу так, чтобы она могла сопротивляться усилиям, действующим в ее плоскости, и выдерживать действующую на нее нормальную нагрузку. Усилия, действующие в плоскости палубы в поперечном направлении, трудно или даже невозможно определить. Однако опыт показывает, что палуба, достаточно прочная по отношению к нормальным нагрузкам, оказывается достаточно прочной и по отношению к усилиям, которые могут действовать в ее плоскости в поперечном направлении. Вопрос подкрепления палубы для сопротивления продольным усилиям будет рассмотрен отдельно, поэтому в данном случае рассмотрим лишь действие на палубу нормальных нагрузок.

4. Нормальная нагрузка. Мы не будем здесь рассматривать действие на палубу веса таких больших сосредоточенных грузов, как орудия, вспомогательные механизмы и др., для поддержания которых палуба должна быть так подкреплена, чтобы эти веса передавались непосредственно на декингов набор. Остается рассмотреть нагрузку от команды, перевозимой и хранения случайного груза, действия дувных газов и ватывающегося на палубу волн. Наибольшая нагрузка от скопления людей может быть принята эквивалентной нагрузке в 740 кг/м^2 и должна быть принята в качестве минимальной для всех палуб, на которых могут скопляться люди. Такая нагрузка может считаться достаточной для палуб надстроек и жилых помещений, если они не могут нагружаться более интенсивно какими-либо другими нагрузками.

Нагрузку на палубы, на которых временно находятся боеприпасы, уголь, провант или другие тяжелые грузы, следует считать минимальной нагрузкой в 1280 кг/м^2 , являющейся стандартной для палуб кладовых. Увеличивая нагрузку на 15% с учетом инерционных сил при качке корабля, получим расчетную величину нагрузки около 1470 кг/м^2 .

Действие дувных газов при стрельбе из орудий следует учитывать лишь для открытых палуб. При стрельбе из орудий на палубу в конусе дувных газов действуют большие нагрузки от давления и их разрежения. О величине этих давлений известно мало, но автор в некоторых случаях наблюдал значительные прогибы бимсов вниз, в то время как в других случаях наблюдался срез связей, соединяющих паллерсы с бимсами, вследствие поднятия палубы. Надо полагать, что нагрузка от давления дувных газов значительно превосходит величину нагрузки, принятой выше в качестве расчетной на палубы в кладовых, но эта нагрузка имеет случайный и местный характер и район ее действия, во всей вероятности, может редко превышать некоторую часть длины бимса. Нагрузка от дувных газов появляется только во время стрельбы, и поэтому ее значение сравнительно невелико.

При нахождении корабля в море на его открытой палубе скопится вода, причем статическое давление этой воды во многих случаях сопровождается значительным динамическим давлением, зависящим от скорости, с которой волна ударяется о палубу. Слой воды высотой около 1,5 м создает статическое давление в 1500 кг/м². И в этом случае мы не можем знать точную величину действующей на палубу нагрузки. Можно сказать лишь, что эта нагрузка будет больше у высокобортного корабля, чем у низкобортного. Известным случаем, когда низкий борт на грузовых пароходах являлся причиной аварии в открытом море.

Действие дульных газов и наката забортной воды подвергается лишь открытая палуба. На военных кораблях эта палуба обычно имеет деревянный настил, который подпирает палубу и распределяет действующую на палубу нагрузку на большую площадь. Трудно оценить влияние деревянного настила на прочность палубы, но, учитывая опыт, можно предположить, что это влияние достаточно полно компенсирует действие дульных газов и наката забортной воды. Поэтому в качестве расчетной нагрузки для открытой палубы следует принять нагрузку, принятую для других палуб, т. е. около 1500 кг/м², не учитывая при этом в расчете прочности палубы ее деревянного настила. В местах действия на палубу дульных газов от орудий большого калибра должны быть поставлены подкрепления, соответствующие опытным данным.

Расчетная нагрузка для палуб помещений, где постоянно хранятся снаряды, уголь или другие переменные грузы, может быть значительно больше, чем для других палуб, но ее можно найти с достаточной степенью точности. В некоторых погребах эта нагрузка может достигать величины 7000 кг/м². Если тяжелые снаряды подвешены и временно хранятся на обыкновенных палубах, то должны быть приняты специальные меры предосторожности.

5. Расчет прочности бимсов. При подсчете момента изгиба в сечении бимса должен включаться весовая палубы шириной 30 ф. Если палуба покрыта деревом, то ее прочность и жесткость значительно увеличиваются. Деревянный настил подпирает листы палубы против выпучивания и сам непосредственно сопротивляется сжимающим усилиям при изгибе палубы. Очевидно, величину последнего сопротивления очень трудно определить, так как она зависит от состояния конопатки пазов. Насколько известно автору, экспериментальных работ, освещающих этот вопрос, не было, и поэтому деревянный настил палубы не будет приниматься в расчет. Как будет показано дальше, бимсы можно рассматривать как балки с заделанными концами. Предполагая наличие промежуточных опор в виде пиллерсов или продольных переборок, делящих длину бимсов на равные части, и нагрузку равномерно распределенной, мы можем считать бимсы заделанными на этих опорах.

Пусть l — длина свободной части бимса, w — нагрузка на погонную единицу длины бимса и S — момент сопротивления его сечения. Наибольшее напряжение в опорных сечениях бимса будет равно:

$$p = \frac{wl^2}{135}. \quad (150)$$

Из этого выражения видно, что при заданной нагрузке и заданном напряжении момент сопротивления сечения бимса должен быть про-

Воронсонами квадрату пролета бруса, или, следовательно, для заданного сечения бруса, при заданной нагрузке и заданном напряжении должно быть некоторое определенное расстояние между пиллерсами или другими точками опор, которое можно превосходить. Это правило применяется для расчета брусом на досках и киллерских кораблях.

Пример 1. Палуба линейного корабля толщиной 12,5 мм подкреплена брусом корабельного профиля 250 × 85 × 85 × 9,5 мм, поставленным на расстоянии 1200 мм друг от друга. Принимаем расчетку равномерно распределенную нагрузку на палубу 1100 кг/м², допускаемое напряжение 1100 кг. Найти наибольшее допустимое расстояние между опорой брусом.

Имеем $q = 1500 \cdot 1,2 = 1800$ кг/м = 18 кг/см. Момент сопротивления сечения бруса с расчетом прогиба палубы шириной 300 = 30 · 1,25 = 37,5 см; $S = 385$ см³. По выражению (150)

$$P = \frac{135q}{w} = \frac{12 \cdot 385 \cdot 1100}{18} = 29,2 \cdot 10^6 \text{ см}^2.$$

Следовательно,

$$l = 5,32 \cdot 10^3 \text{ см} = 5,3 \text{ м}.$$

Если ширину поперка палубы увеличить до 500, учитывая плавание деревянного настила, то получим момент сопротивления $S = 400$ см³, а длину участка бруса $l = 5,5$ м. Это показывает, что ширина застывающего поперка палубы мало влияет на результат расчета. Примыкает ли ширина поперка в 300 мм или в 500, все равно наибольшее допустимый пролет бруса получится разным примерно 5,5 м, что хорошо согласуется с обычной практикой.

Пример 2. Палуба в погребе для 14⁷ сардаря толщиной 9,5 мм подкреплена брусом из корабельного профиля 250 × 85 × 85 × 9,5 мм с расстоянием между ними 600 мм. Брус сечением заданного на продольном борборке, расстояние между которыми равно 3,65 м. На какой пролет бруса действует вес 24 сардаря; вес сардаря равен 640 кг. Найти наибольшее напряжение в бруске палубы.

Нагрузка на брус

$$q = \frac{24 \cdot 640}{360} = 42 \text{ кг/см}.$$

Момент сопротивления сечения бруса с поперком палубы шириной 300 = 28,5 см $S = 400$ см³.

Наибольшее напряжение в бруске по выражению (150)

$$p = \frac{42 \cdot 360^2}{12 \cdot 400} = 1170 \text{ кг}.$$

что находится в пределах допустимых напряжений.

В таблице Лайбад для определения сечений брусом в качестве аргумента принята длина бруса. Сечения брусом даны в разных таблицах для брусом, поставленных на каждом пиллерсе, через пиллерс и широко расположенных угловатых трюмных брусом при одном, двух и трех рядах пиллерсов. Пролет брусом изменен в пределах от 1,4 до 8,5 м.

Рассмотрим в качестве примера брус длиной 24 м, подкрепляемый тремя пиллерсами. По таблице Лайбад находим брус углубленного профиля 250 × 85 × 13 мм. Предполагаем, что расстояние между брусом 0,9 м и толщина настила 12,5 мм. Удельный объем груза 1,4 м³ на 1 м груза высота трюма 2,3 м, этому соответствует нагрузка, равная $\frac{2,3}{1,4} = 1,65$ кг/см².

При

$$l = \frac{24}{4} = 6 \text{ м}, w = 1,65 \cdot 0,9 = 1,5 \text{ кг/м} = 15 \text{ кг/см} \text{ и } S = 415 \text{ см}^3$$

наибольшее напряжение в бруске по выражению (146)

$$P = \frac{15 \cdot 600^2}{12 \cdot 415} = 1100 \text{ кг}.$$

6. Однообразие сечений бимсов, применяемое на практике. Предположение о равномерном распределении нагрузки по длине бимсов и о равном расстоянии между их опорами не выполняется на практике. Поэтому наибольшие изгибающие моменты в бимсах могут возникать не в их опорных сечениях, а в пролетах бимсов. Поскольку величина пролета между опорами не превосходит определенного выше максимума и поскольку нагрузка не является чрезмерно сосредоточенной, то все сечения в нагрузке при принятых выше условиях могут быть удовлетворительно восприняты бимсами постоянного сечения по их длине, если прочность бимсов определена в соответствии с выше определенной величиной максимального изгибающего момента. Кроме того, все бимсы палубы должны иметь одинаковую высоту профиля по длине корабля, так как это упрощает прокладку и подвеску различных трубопроводов, которые в этом случае оптимизируют меньшую высоту помещений. Лишь в концевых районах корабля, где ширина корабля становится меньшей, чем допустимая длина неподареленного бимса, в некоторых случаях может оказаться выгодным применение для бимсов профилей уменьшенной высоты и с меньшими прочными размерами. Такого уменьшения прочности бимсов не надо, однако, делать, если палуба подвергается действию дульных газов от огня тяжелых орудий или ударам волны.

7. Бимсы под броневыми палубами. Броневые палубы испытывают большую нагрузку от собственного веса, а нижние броневые палубы могут нагружаться, кроме того, большим весом, передаваемым на них с вышележащих палуб паллерсами, переборками и шпатами; а то же время на них непосредственно могут размещаться другие веса, например, дымоходы, дымовые трубы, уголь и т. д. Не всегда можно прямо спор продолжать непосредственно до набора декин; там, где это не сделано, бимсы должны быть закреплены продольными подпалубными балками или же должны быть дополнительно усилены сами бимсы.

Подарешение броневых палуб для восприятия нагрузки от действия снарядов зависит от качества и толщины брони, как об этом уже было сказано выше.

8. Погиб бимсов. Бимсы частично или полностью открытые палубы, подверженные действию непогоды или волны, должны иметь слегка выпуклую форму, чтобы облегчить сток воды с палубы через интерюмные шпигаты. Прочие палубы могут не иметь погниби, всякая, может быть, вторая палуба на больших кораблях, на которой могут скопиться большие массы воды при чистке палубы. Важные погниби палубы на прочность бимсов, вероятно, невелики, так как ее величина незначительна в борта корпуса недостаточно жестки, чтобы служить прочными распорами для бимсов. Наибольшая стрелка погниби бимсов верхней палубы изменяется от $\frac{1}{100}$ длины бимса на малых кораблях до $\frac{1}{1000}$ на больших военных кораблях. Стрелка погниби на второй палубе делается обычно в два раза меньше. Международная конвенция о грузовой марке 1929 г. требует, чтобы величина стрелки погниби бимсов равнялась $\frac{1}{100}$ длины бимса. Кривая, по которой погибаются бимсы, представляет собой обычно дугу круга, причем для образования ровной поверхности палубы радиус этой окружности должен быть принят одинаковым для всех бимсов. Поэтому достаточно сделать лишь одно построение кривой погниби бимсов для бимса, имеющего наибольшую длину.

Это построение может быть сделано, как показано на рис. 177. На этом рисунке длина отрезка AB равна поперечной бамсе, а величина AC равна наибольшей стрелке изгиба бамсы. $ABCD$ — прямоугольник. Отрезки AB и DB делятся на одинаковое число равных частей. Через точку C и точки деления линии BD проводятся прямые линии и из точки деления линии AB проводятся перпендикуляры к этим линиям. Основания этих перпендикуляров определяют точки, лежащие на дуге



Рис. 177. Построения для вычисления кривой бамсы.

окружности. Для доказательства этого положения рассмотрим один из этих перпендикуляров, например PM , проведенный к прямой CE . Продолжим MP до пересечения с продолжением CA в точке O , не показанной на рис. 177. Если можно доказать, что OA постоянно, тогда точка M лежит на окружности, построенной на CO , как на диаметре, так как CMO прямой угол.

$\triangle OAP$ подобен $\triangle CDE$, откуда

$$\frac{OA}{CD} = \frac{AP}{DE};$$

но по построению

$$\frac{AP}{DE} = \frac{AB}{DB},$$

следовательно,

$$OA = CD \frac{AB}{DB},$$

т. е. постоянно.

9. Крепление концов. Крепление концов бамсов к шангпутам должны сопротивляться следующим усилиям:

1. Перекашивающим или разгружающим при поперечной качке корабля, вызывающим переменные пары на концах бамсов. На военных кораблях бамсы под второй палубой и палубами, расположенными ниже второй, разгружены от действия таких усилий часто расположенными поперечными переборками, но главная и верхняя палубы не всегда хорошо подкреплены и, кроме того, они оказываются разгруженными тяжелыми грузами, создающими большие боковые инерционные силы при качке корабля. Поэтому для бамсов этих палуб должны учитываться перекашивающие усилия, требующие весьма прочного соединения концов бамсов.

2. Изгибу и срезу от загрузки, нормальных к палубам.

3. Усилиям, возникающим при ударе снарядов в бортовую броне, для которой палуба служит жесткой опорной кромкой. Здесь бам-

сы служат опорам для бровевого борта, а потому важно, чтобы бимсы непосредственно упирались в борт, образуя возможно более неподвижную опору. Крепление концов бимсов у таких шалуб должно осуществляться с большой жесткостью.

Крепление концов бимсов выполняется или в виде сварной бимсовой кницы, или в виде отдельной листовой кницы. Сварная бимсовая кница образуется разрезом стенки профиля, отгибом нижней части его и сваркой между разрезанными частями бимса куска листа треугольной формы. Отдельная листовая бимсовая кница имеет треугольную форму и обычно отфланжированную наружную кромку; такая кница привальчивается к бимсу. Толщина листовой кницы равна толщине стенки бимса. Отдельная бимсовая кница устанавливается обычно между стенками бимса и шангоута или же она высаживается.

Размеры бимсовых книц определяются их высотой OA и сечением OC , показанными на рис. 178 и 179. Высота OA зависит от числа необходимых заклепок и обычно делается в $2\frac{1}{2}$ —3 раза больше высоты профиля бимса. Размер по сечению OC должен быть достаточным, чтобы не произошло разрушения по этому сечению. У отдельной кницы без отогнутого фланца размер должен быть больше, чем у сварной кницы при бимсах из углобульбов или швеллеров. По правилам Ллойда до 1922 г., размер OC не должен был быть меньше $\frac{1}{10}$ высоты кницы и не меньше, чем 1,5—1,8 высоты бимса.

При заклепках диаметром 19 мм, как это обычно бывает, можно считать хорошо удовлетворяющим практике следующее правило для определения числа заклепок в кинтном соединении бимса со шангоутом: число заклепок этого соединения должно определяться из расчета одна заклепка на каждые 25 мм высоты бимсового профиля из швеллера или углобульбы. При шпалматной книце и при высоте сварного колена бимса, равной трем высотам профиля бимса, шаг заклепок в каждом ряду при этом правиле получается равным $8d$ заклепки.

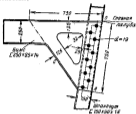


Рис. 178. Сварная бимсовая кница.

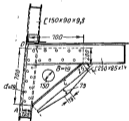


Рис. 179. Отдельная бимсовая кница.

Где только возможно, бимсы должны соединяться со шпангоутами непосредственно одной или двумя заклепками, проходящими одновременно через бимс, бимсовую кицу и шпангоут. При достаточно высоком профиле рамных шпангоутов отпадает необходимость в бимсовых кицах. Так как простой накрой бимса будет достаточным для размещения нужного числа заклепок. Так, например, бимсы бровевой палубы обычно прорезают наутражисе две и непосредственно крепятся с флорана. Бимсы платформы не должны прорезать обшивку второго дека, а крепиться к ней кицами, для чего соответствующий пояс этой обшивки несколько утолщается.

10. Прочность концевых соединений. Сравнивая прочность сварных и отдельных бимсовых киц, необходимо в первую очередь рассмотреть заклепочные соединения. Так как число заклепок в соединении отдельной кицы с бимсом и шпангоутом одинаково и равно числу заклепок, соединяющих сварную кицу со шпангоутом, то может казаться, что прочность соединения при помощи отдельной кицы такая же, как соединения при помощи сварной кицы. Однако соединение при помощи сварной кицы всегда предпочтительнее, так как здесь отсутствует возможность сдвига в заклепках, соединяющих кицу с бимсом. Если палубы служат опорой для бортовой брони, соединения концов бимсов при помощи сварных киц образует хорошую опору для борта, если кица непосредственно соприкасается с бортом. Поэтому крепление концов бимсов сварными кицами должно применяться для всех палуб, служащих опорами для бортовой брони, и там, где требуется большая жесткость этого соединения, как, например, под главной палубой. Крепление сварными кицами осуществляется обычно и тогда, когда предает значение лучшему внешнему виду. Применение сварных киц обходится дороже, чем отдельных бимсовых киц.

При вышерассмотренном креплении концов бимсов напряжения от изгиба бимсов достигают предела текучести еще задолго до среза заклепок, поэтому необходимо учитывать только изгиб бимсов. Ранее уже была рассмотрена прочность бимса при изгибе в сечениях между опорами. В этих сечениях прочность бимса усиливается работающими вместе с ним деками. Прочность же бимсов в сечениях у киц зависит от прочности заклепок, соединяющих кицу со шпангоутом, а также от прочности заклепок, соединяющих палубный стрингер с бортом. Исследования некоторых типичных конструкций показали, что разрушающая нагрузка этих заклепочных соединений обычно почти на 50% больше разрушающей нагрузки бимса. Этот избыток прочности в концевых соединениях бимсов оправдывается требованиями монолитности конструкции и переменным характером действующих в этих соединениях усилий.

В этом случае крайне нежелательны сдвиги в заклепочных соединениях. Трудно утверждать, что рекомендуемая здесь конструкция концевых бимсовых соединений всегда наилучшим образом соответствует этим требованиям. Однако существующая практика и опыты показывают, что это соединение достаточно прочно. Ввиду жесткости борта и большой прочности концевых соединений, повидному, целесообразно считать бимсы имеющими жестко заделанные концы, как выше и предполагалось.

При соединении бимсов со шпангоутами при помощи заклепок необходимо обычно применять несимметричные профили (коробчатые,

лет-образные, угольняки), что делает соединение асимметричным. При сварке можно получить значительно более эффективное, конструктивно простое и симметричное соединение. Как показано на рис. 180, стенка бимса и шпангоута просто переходят одна в другую, будучи сваренными с килей. При этом шпангоут и бимс образуют непрерывную балку, идущую по борту и под палубой.

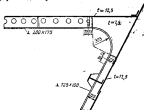


Рис. 180. Сварная конструкция соединения бимса со шпангоутом.

11. **Непрерывность бимсов.** Обычно бимсы делаются непрерывными от борта до борта, если на их пути нет вырезов для палубных люков. Если по тем или иным причинам бимс имеет стык, то стыковое соединение бимса осуществляется двойными стыковыми планками по стенке бимса и обычной стыковой планкой по нижней его полке. В качестве планки для верхней полки служит настел палубы. Все стыковые планки должны иметь трехгранную кромку и стыки должны быть хорошо выровнены. Под броневой палубой, имеющей бортовой скос, стыки бимсов иногда делаются в районе изгиба, при переходе горизонтальной части палубы в наклонную. Однако в большинстве флотов в этом случае бим-



Рис. 181. Соединение полубимсов с каретками.

сы соответствующим образом изгибаются, остаются в месте изгиба непрерывными. Везде, где возможно, бимсы должны идти непрерывно от борта к борту, но в районе люков и барбетов их приходится разрезать. Такие частичные бимсы называются полубимсами.

12. **Каретками и коньками.** Продольные кромки люков подкрепляются балками того же профиля, что и бимсы, называемыми каретками, к которым крепятся концы полубимсов при помощи двойных уголков. Каретками, передающие нагрузку с полубимсов на ближайшие непрерывные бимсы, должны быть надежно соединены с ними. Обычно это соединение осуществляется двойными короткими соединительными угольняками (рис. 181). Если перерезано несколько бимсов, у угла вы-

резом необходимо поставить пиллерсы. Обычно длина локва делается кратной шапке, так что бимсы составляют часть поперечных комингсов локва; эти бимсы иногда необходимо подкреплять обратным угольником. При длинных локвах, например, локва машинных и котельных отделений, карлингсы того же профиля, что и бимсы, не в состоянии передавать нагрузку от полубимсов на концы локва. Поэтому такие карлингсы должны быть подкреплены промежуточными пиллерсами. Наличие шхст, ограждающих вырез, обычно делает невозможной установку пиллерсов. В таком случае целесообразно заменить карлингс сравнительно высоким и толстым комингсовым листом, являющимся частью шхста. Комингс должен соединиться с кастлом палубы соответствующим угольником, к которому должны крепиться концы полубимсов при помощи двойных коротких угольников, как это показано на рис. 182. Ребра жесткости шхст должны быть вертикальными и соединяться непосредственно с комингсовыми

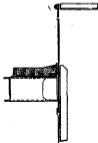


Рис. 182. Комингсовый лист.

левыми пиллерсами. В таком случае целесообразно заменить карлингс сравнительно высоким и толстым комингсовым листом, являющимся частью шхста. Комингс должен соединиться с кастлом палубы соответствующим угольником, к которому должны крепиться концы полубимсов при помощи двойных коротких угольников, как это показано на рис. 182. Ребра жесткости шхст должны быть вертикальными и соединяться непосредственно с комингсовыми



Рис. 183. Сваренная сварная конструкция соединения полубимсы с карлингсом и с продольной балкой.

листами для эффективного подкрепления последнего. Комингсы броневых палуб, воспринимающие нагрузку с вышележащих комингсов, должны изготавливаться из более толстых листов и, где возможно, подкрепляться тринными пиллерсами. Эти комингсы должны соединиться с палубой двойными угольниками. На рис. 183 показана сваренная конструкция соединения полубимсы с карлингсом и с продольной подпалубной балкой.

13. Продольный набор палуб. Назначение продольных балок под палубами заключается, главным образом, в обеспечении продольной жесткости (устойчивости) настила палубы. Прочность палубы может быть обеспечена за счет достаточной площади поперечного сечения листов палубного настила; нужная жесткость может быть получена только путем дополнительного подкрепления продольными балками. Существуют еще и другие причины для применения продольных балок. Если бимсы разрезаны длинными локвами, то необходимо установить продольные балки, перекрывающие пролет от переборки до переборки. Такие же балки необходимо поставить под тяжелыми сосредоточенными грузами, если не могут быть поставлены пиллерсы и переборки. Под орудиями вспомогательной артиллерии, под шпалетами и другими грузами умеренного веса, особенно при динамических нагрузках, должны устанавливаться короткие продольные балки, длиной, достаточной для

разнесения нагрузки на несколько бимсов. Если палубный настил настолько тонок, что не в состоянии поддерживать обычную действующую на палубу нагрузку, то он должен быть подкреплён легкими продольными балками, идущими от бимса до бимса.

В первую очередь, однако, необходимо обеспечить общую продольную прочность и жесткость палубы, и если это сделано в достаточной степени, то прочие требования к прочности палубы обычно удовлетворяются сами собой. В этом отношении условия настолько отличаются для разных классов кораблей, что их надо рассмотреть отдельно.

1. Линейные корабли. Прочная палуба у линейных кораблей обычно обладает достаточной прочностью и устойчивостью, обеспечивается покрытием деревянным настилом или броней. При отсутствии деревянного настила на тонкой палубе, например, на главной палубе, в пределах надстроек и на второй палубе настил подкрепляется легкими продольными ребрами, обычно вставочными между бимсами. На французских кораблях эти ребра, выполненные из угольника, иногда отгибаются вниз на стенки бимсов, как показано на рис. 184,а. В некоторых других флотах применяются талповые профили, которые не соединяются с бимсами и служат пазовыми планками для палубного настила. Назначение этих продольных ребер заключается, главным образом, в подкреплении настила палубы между бимсами для поддержания нормальной нагрузки без большого прогиба, но в то же время они увеличивают устойчивость настила против склизованных продольных усилий.

Как указывалось выше, броневая палуба часто очень сильно нагружена и не может быть везде достаточно подкреплена пиллерсами или переборками, особенно в районе машинных и котельных отделений. На многих кораблях создается жесткая опора вдоль диаметральной плоскости в виде диаметральной переборки, или центрального коридора, или центральной листовой подпалубной балки. Однако между диаметральной плоскостью и бортовыми переборками часто бывает трудно создать непосредственную опору для палубы в желательном месте. В этом случае рекомендуется устанавливать одну или несколько продольных подпалубных балок соответствующей прочности с каждой стороны между диаметральной плоскостью и бортовыми переборками, опирая эти балки, по возможности, на пиллерсы или делая их достаточно прочными для передачи нагрузки на поперечные переборки. На многих кораблях с каждого борта между броневой и второй палубой устанавливаются легкие продольные переборки, ограждающие дымоходы и машинные люки и образующие внутренние стены длинного коридора. В этом случае продольные подпалубные балки следует ставить непосредственно под этими переборками. Хотя такие переборки как балки не имеют большой прочности, все же они могут передавать значительную нагрузку сверху.

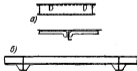


Рис. 184. Подкрепление тонкой листовой палубы.

2. Легкие крейсера. На легких крейсерах действуют большие продольные усилия, чем на линейных кораблях, и требуется более полное использование материала для обеспечения продольной прочности корпуса. Вдоль машинных и котельных люков под прочной палубой с каждого борта должны быть поставлены продольные балки, соединяющие различные комбинированные листы, которые, таким образом, становятся составными частями продольных связей. Ввиду этого комбинированные листы, по возможности, располагаются по прямой продольной линии, а продольные балки под ними должны быть протянуты на некоторое расстояние за вырезы люков в направлении носовой и кормовой оконечностей судна. Такие балки, которые будем называть комбинированными, будут увеличивать площадь поперечного сечения палубной конструкции и, таким образом, непосредственно увеличивать общую прочность корпуса. Они также будут увеличивать прочность и жесткость прилегающих к вырезу люка поясов палубного настила, уменьшать концентрацию напряжений в углах люков и, наконец, являться опорами для полубимсов и переносить нагрузку с последних на свои опоры. По выходе из одного люка в виде сводов, на существующих кораблях этого класса комбинированных балок не ставилось, но установка их представляется целесообразной, особенно там, где они могут работать совместно с продольными переборками шпангоута, идущих между главной и второй палубами. Это надо иметь в виду в ранней стадии проектирования, когда решается вопрос расположения и выбора ширины люков прочной палубы.

На многих легких крейсерах прочная палуба покрывается деревянным настилом, но если этого не делается, то должно быть уделено надлежащее внимание обеспечению ее устойчивости. Стрингерные листы имеют настолько большую толщину и так хорошо подкреплены шпирстреком, что не требуют каких-либо дополнительных подкреплений. Однако толщина внутренних поясов настила палубы часто бывает настолько малой, что без подкрепления продольными ребрами они не могут работать эффективно при сжатии палубы, когда корабль находитесь на подошве волны, и не могут являться достаточной жесткой опорой для обычной поперечной нагрузки.

Для подкрепления палубы против сжимающих усилий достаточно поставить легкие угольники, интеркостельные между бимсами, но если желательнее одновременно и увеличить прочность палубы против растягивающих усилий, то следует применить полуинтеркостельные продольные балки с непрерывными частями их под бимсами.

Как было указано выше, лучше поясы палубного настила между стрингерами и вырезами люков делать такой толщины, чтобы ρ не было бы больше 60. Если при этом поставить интеркостельные тавровые балки вдоль вазов, то, вероятно, устойчивость листов будет полностью обеспечена.

3. Мини-носцы. На кораблях этого класса конструкции палубы должно быть уделено особенно большое внимание, так как палуба здесь не покрыта и ослаблена большими вырезами, а то время как обшивка днища не имеет вырезов и делается из более толстых листов. Ввиду концентрации весов в средней части длины этих кораблей нагибающий момент на подошве волны получается большим, а следовательно, получаются очень большие и сжимающие напряжения в палубе. Поэтому конструкция палубы должна обладать достаточной

устойчивостью, обеспечивая требующуюся жесткость эквивалентного бруса при изгибе. Обеспечение устойчивости настила палубы стало особенно важным после введения сталей высокого сопротивления, сопровождавшегося уменьшением толщины настила.

Распределение материала в палубе должно быть таким, чтобы получился надлежащее соотношение между толщиной настила и расстоянием между продольными балками, их высотой и прочими размерами. Нецелесообразно, как это было на старых минносках, делать высокие и очень прочные продольные балки под тонкой палубой, так как площадь поперечного сечения их, засчитываемая в состав эквивалентного бруса, могла бы быть более рационально использована путем распределения ее между большим числом легких продольных балок, которые более эффективно подкрепляли бы листы палубного настила. Балки на старых минносках обычно имели такую же конструкцию, как и шпангоуты бортов, т. е. они состояли из тесно расставленных легких балок и редко расставленных усиленных балок той же конструкции, что ражме шпангоуты (см. рис. 159). Такая система набора палубы занимала много места по высоте и не обеспечивала устойчивости палубы вследствие ограниченного числа продольных балок, устанавливаемых на разных расстояниях одна от другой с интервалами, часто большими полуторного расстояния между шпангоутами. Протяженность по длине корабля этих продольных балок на многих кораблях определялась по местным условиям и не унифицировалась с вопросом продольной прочности корпуса. Эти балки иногда шли по небольшим линиям, вследствие чего их сопротивляемость продольным усилиям значительно уменьшалась и возникали большие местные напряжения в палубе. Иногда применялись еще более неудовлетворительные конструкции, когда продольные балки прерывались: две части балки, вместо того чтобы быть соединенными, шли параллельно одна другой, перекрывая друг друга на некотором расстоянии у своих концов. Этой нежелательной конструкции обычно можно избежать при разработке эскизного проекта.

Следует рекомендовать следующую конструкцию палубы применительно к минноске водоизмещением 1500—2000 т.

Непрерывные пояса палубного настила по бокам люков должны иметь приблизительно ту же толщину, что листы наружной обшивки в районе нейтральной оси. Стрингерные листы должны иметь двойную толщину против средней толщины палубы, определяемой по расчету продольной прочности, и должен быть установлен промежуточный пояс средней толщины для обеспечения постепенного изменения интенсивности касательных напряжений. Листы настила палубы между люками могут быть настолько тонкими, насколько это практически допустимо. Система набора палубы в шпангоуте должна быть такой же, как и система бортового набора. Исключения могут представлять места палуб, где специальные условия могут потребовать отступления от этого правила. Балки должны быть высокими и стоящими на расстоянии 1800—2450 мм друг от друга. Их надо ставить в плоскости шпангоутов и они должны иметь такую же конструкцию, образуя полные шпангоутные рамки с высокими флорами по днищу. Продольные балки, идущие под палубой, должны быть легкими, за исключением балок, идущих под палубным стрингером. Они должны идти непрерывно через рамные балки в переборки, к которым они должны крепиться короткими обделочными угольниками.

Расстояние между продольными балками и сечение их должны соответствовать толщине листов, которые они поддерживают и которые вместе с ними образуют верхний пояс эквивалентного бруса. На прежних малоосилах с угловыми толстыми блисы имели промежуточные опоры на бортовых продольных переборках. На малоосилах с нефтяным толстым продольным переборкой ставится редко и при их отсутствии поперечный набор палубы необходимо поддерживать пиллерами. Если такие стойки нельзя поставить под равным шагом, то при размещении их, между ними, они должны ставиться под продольной балкой, которая с этой целью должна быть соответственно усилена. В некоторых случаях может потребоваться установка отдельной местной продольной балки. Для надлежащего крепления нижнего и верхнего концов пиллерса может потребоваться поставить пиллерсы наклонно, но в практике надо избегать такой конструкции. Наклонный пиллерс подвергается значительно большему усилию, чем вертикальный. Кроме того, он создает дополнительные напряжения в балках набора в местах крепления его концов и вызывает перекос шпангоутной рамки. Наклонные пиллерсы больше мешают использованию помещений, чем вертикальные.

66. Деревянные палубы

Как уже было сказано ранее, деревянные палубы на военных кораблях обычно применяются лишь для покрытия сплошной стальной палубы.

1. **Материал.** В качестве материала для деревянного настила стальной палубы обычно служат сосна и тик. В американском флоте предпочитается желтая сосна. Сосна до употребления должна быть хорошо выдержана и не применяться на настил палуб раньше, чем через 6 мес. после рубки. Тик является лучшим материалом для покрытия палуб и широко применяется в английском флоте, хотя часто для палуб в помещениях применяется данигская сосна. Тик особенно хорош для открытых палуб, палуб коридоров, палуб постребов боезапаса и для всех тех мест, где палуба подвергается наибольшему износу. Тик является наилучшим материалом для ватервейсовых брусков. Он несколько тяжелее сосны, но зато тиковый настил может быть более тонким без ущерба для его прочности. Согласно правилам английского Lloyd's, тиковый настил палубы может быть на 17—20% тоньше соснового. Тик не применяется повсеместно из-за его сравнительно высокой стоимости.

Деревянная палуба делается из досок, которые не должны иметь заболони и вредных сучков. Особенно недопустимы сучки на верхней стороне палубных досок. Заболонь называется близко к коре и поэтому является более мягкой частью древесины, подверженной быстрой порче. Сучки могут вызваниваться, а если они находятся на верхней стороне досок, то они образуют бугры, так как изнашиваются медленнее, чем соседние части поверхности.

2. **Палубные доски.** Доски должны иметь ровную ширину и толщину и пазы их должны идти параллельно средней линии палубы. Для создания упора концам досок настила и во избежание непосредственного прижатия этих концов к металлу по периметру деревянного палубного настила устанавливаются охватывающие бруски, называемые ватервейсовыми. Ватервейсовые бруски изготавливаются из

более широких и толстых досок. В них делаются вырезы, как это показано на рис. 185, чтобы избежать острых углов в концах досок. Если бы доски палубы имели остро срезаемые концы, то крепежные болты нельзя было бы установить так близко к концам, как необходимо для конзонок. Такие же вырезы делаются вокруг барбетов, надстроек, шплат, люков и т. п. Обделочные угольники этих конструкций, где к ним примыкают обшивочные деревянные бруски, должны иметь такую высоту вертикальной полки, чтобы она несколько возвышалась над деревянным бруском. В противном случае между бруском и конингсовыми листами может задерживаться вода.

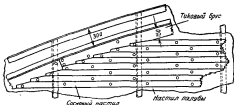


Рис. 185. Притыкание досок деревянного палубного настила.

Высота вертикальной полки ватервейсовых угольников у бортовых ватервейсовых брусков должна равняться толщине досок палубного настила.

Тиковые палубные доски имеют обычно ширину 230 мм (9") и толщину 75 мм (3"); в казематах и на мостиках толщина их уменьшается до 50 мм (2") и 38 мм (1 1/2"). Сосновые доски в американском флоте делаются квадратного сечения толщиной 90 мм (3 1/2") на главной палубе, 75 мм (3") на верхней палубе и 63 мм (2 1/2") на мостиках. Обычная длина палубных досок 6—12 м.

Палубные доски крепятся к стальному настилу палубы не менее, чем двумя болтами между двумя бимсами. Если позволяет ширина доски, то эти болты не должны находиться на одной линии. Стыки досок располагаются на бимсах, причем концы досок крепятся одним или двумя болтами с каждой стороны бимса (рис. 186).

При отсутствии стальной палубы доски кладутся непосредственно на бимсы и крепятся к ним. В этом случае наиболее подходящими являются бимсы таврового профиля, так как они дают лучшую опору для досок и позволяют осуществлять лучшее крепление их, чем бимсы с односторонне расположенной полкой. Стыки досок должны быть расположены на бимсах; чтобы болты не были слишком близко к концам досок, к бимсам прикрепляются планки такой же ширины, что и доска, и достаточной длины для постановки болтов, как это показано на рис. 187.

Стыки досок должны быть так разнесены, чтобы между соседними

стыками в каждой палубе наводилось не меньше трех или четырех непрерывных досок.

3. Крепление. Палубные доски крепятся одинаковыми болтами с гайками диаметром от 12,5 мм ($\frac{1}{2}$ "^{1/2}) до 16 мм ($\frac{1}{2}$ "^{3/4}) в зависимости от толщины палубы. Головка у болта круглая, но под головкой делается квадратная шейка для удержания болта от вращения в дереве

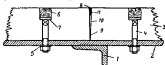


Рис. 186. Стык досок деревянного палубного настила:

1—болт; 2—стальная шайба; 3—деревянная шайба; 4—квадратная шейка у головки у болта; 5—гайка; 6—деревянная пробка на сквозном болте; 7—подкладка под головкой и под шайбой; 8—пол шайбы; 9—лист стальной палубы; 10—три листа настила на болте; 11—веревкой штырь, вбитый на глубину 10 см.

во время постановки гайки. В специальных случаях болты ввинчиваются в листы стального палубного настила. Под головкой болта, утопленной в дерево на 25 мм, делается подмотка. Сверху головки забивается деревянная пробка. Направление волокон в этой пробке должно быть такое же, что и в досках. Перед установкой пробка необходимо смачивать в белых; они должны быть плотно пригнаны. Под гайку должна быть поставлена шайба с подмоткой, проантеной белыми.



Рис. 187. Стык досок деревянного настила на палубе без стального настила:

Получается кончаткой пазов и стыков досок, для чего в них оставляют с верхней стороны просветы, в которые забивается конопатка из пакли. После конопатки в пазы и стыках оставляются щели глубиной около 20 мм для заполнения их морским клеем или горячим варом. Пазы деревянного настила на мостях заделывают замазкой; при этом поверхность палубы получается более чистой, но менее влажной с точки зрения водонепроницаемости.

В покрытых стальных палубах имеется неудобство, заключающееся в том, что, если в деревянном настиле палубы появится течь, то при прочищенной стальной палубе эту течь трудно обнаружить и

ликвидировать; поэтому предпочтительнее оставлять ее нечekanенной. Непосредственно перед настлом дерева стальная палуба должна быть покрыта густым слоем свиного сурника¹.

66. Линолеум и другие палубные покрытия

1. **Линолеум.** Линолеум является палубным покрытием, широко применяемым взамен дерева. Линолеум изготавливается следующим образом. Смесь льняного масла с размельченной пробкой наливается на парусину, прессуется и затем вследствие окисления льняного масла затвердевает. Если линолеум недостаточно выдержан, то он растягивается и выпучивается и очень легко дает трещины. Поэтому до применения линолеум должен выдерживаться в течение двух лет в таких условиях, чтобы воздух имел доступ ко всем его частям и окисление льняного масла было закончено. Обычно линолеум имеет толщину около 3 мм, но если предполагается значительный износ, то применяется более толстый линолеум с толщиной около 6 мм ($\frac{1}{4}$ "), вес квадратного метра которого около 4,9 кг/м². Линолеум поставляется в жилых помещениях, в салонах, в проходах и т. п., но иногда им покрываются палубы надстроек, мостиков и др.

Перед укладкой линолеума поверхность палубы должна быть очень хорошо высушена, очищена и выровнена. Все углубления и впадины должны быть залиты цементом и установлены соответствующие металлоские планки в районе всех выступов. При укладке линолеума температура его должна быть около 16—21°С. Такой же должна быть и температура помещений, в которых укладывается линолеум. В местах, где линолеум может подвергаться сырости, с нижней стороны линолеума необходимо класть парусину, пропитанную льняным маслом для краски.

Линолеум крепится к палубе цементом или водостойким клеем. Широко применяется также раствор шпеллака в метиловом спирте. Кромки линолеума приклеиваются замазкой. Для закрывания кромок по стыкам и пазам, вокруг вырезов, вдоль обделочных угольников устанавливаются латунные или стальные оцинкованные планки. Планки эти крепят шпильками, шпильками и листы металлического настала палубы; при очень тонких листах вместо винтов применяют болты.

Линолеум до некоторой степени выполняет роль дерева, будучи плохим проводником тепла и звука и нескользким. Линолеум, как и дерево, воспламеняется; он значительно менее тверд, чем дерево. При плохом уходе линолеум скоро изнашивается, дает трещины и становится источником загрязнения в антисанитарного состояния, так как в его трещинах незаметно скапливается грязь и сырость.

2. **Другие заменители дерева.** Много было сделано, чтобы получить огнестойкий материал, который обладал бы такими же хорошими качествами покрытия, как дерево. Были предложены для этой цели различные составы, которые с различным успехом применялись на практике. Помимо таких составов применялись и другие средства в виде окрашенного золота, мата и др. Однако до настоящего времени не найдено вполне удовлетворительного заменителя дерева.

В буфетах, умывальниках, уборных и т. п. полы покрываются металлокерамическими плитками. В некоторых случаях применяют покрытия из резины.

¹ Более подробно вопрос о применении деревянных палуб рассмотрен в книге А. С. Нейма, „Practical Shipbuilding“.

67. Паллерсы

1. **Общие требования.** Паллерсы, поддерживающие бимсы, должны быть расположены таким образом, чтобы не была превзойдена максимально допустимая длина бимса, в которой говорилось выше, и чтобы они не мешали свободному проходу и проведению работ в подпалубных помещениях, где, возможно, в качестве опор для бимсов должны быть использованы переборки. Насколько практически возможно, паллерсы в различных междупалубных помещениях должны располагаться один над другим, образуя таким образом непрерывную линию опоры, передающую непосредственно или при помощи переборок нагрузку винт на систему набора корпуса. Разрыв линии опоры, например, в случае отсутствия одного или более паллерсов на какой-либо палубе, будет вызывать неблагоприятные условия в соответствующих связях корпуса, для укрепления которых потребуются дополнительные затраты материала. Излишние затраты материала, хотя и в меньшей степени, потребуются и в случае смещения паллерсов какой-либо палубы с вертикальной линии опоры. Установка местных паллерсов требуется под орудийными, шпильными и другими тяжелыми грузами, которые не имеют каких-либо других опорных конструкций.



Рис. 188. Паллерсы старой конструкции.

Паллерсы обычно работают и рассчитываются на сжатие, но они могут во многих случаях работать и на растяжение, как, например, при качке или в том случае, когда нижняя палуба нагружена больше, чем вышележащая, или при действии дульных газов. Это обстоятельство должно учитываться при расчете и конструировании закрепления концов паллерсов. На военных кораблях особенно необходимо учитывать это при креплении концов бимсов с палубой, подвергающейся действию дульных газов.

2. **Конструкция и закрепление паллерсов.** Паллерсы обычно изготовляют из труб сварочного железа или из стальных труб с приваренными к ним в одно целое наголовниками и башмаками. Иногда наголовники и башмаки делают отдельными и трубы насаживаются на них. Обычные междупалубные паллерсы выше броневой палубы на больших кораблях имеют диаметр 128 мм и толщину стенок 6 мм. В трюмах, в котельных помещениях, под барбеттами и в других помещениях, где паллерсом имеют большую длину и нагружены большим весом, их диаметр доходит до 300 мм при толщине их стенок от $\frac{1}{16}$ до $\frac{1}{8}$ d . Наголовник паллерса должен ухватиться в полку бимса и перекрыть его стенку, простираясь выше половины ее высоты, удерживая ее от выпучивания и от кручения (рис. 188). Под башмаком паллерса к бимсу приклепывается обратный угольник, служащий для приклепывания к нему башмака (см. рис. 188). Наголовники и башмаки обычно крепятся заклепками, однако, в некоторых случаях приходится применять и гужоны. Башмаки паллерсов необходимо устанавливать непосредственно на стальной настил и крепить их непосредственно к бимсам. Их нельзя крепить болтами к деревянному настилу. Исключение в этом отношении составляют паллерсы, поддерживающие ровертные бимсы, т. е. такие паллерсы, которые не являются составной частью основной конструкции корпуса корабля. Под тяжелыми паллерсами на

палубах необходимо ставить накладные листы. Заклепочные отверстия должны абсолютно точно совпадать, когда шпалера пригнан к месту. В некоторых случаях, требующих установки шпалеров, их присутствие в определенных моменты времени может сильно мешать, как, например, вблизи шпалей, торцевых аппаратов и т. п. В этих случаях эти

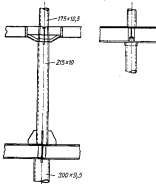


Рис. 189. Шпалера современной конструкции с приваренными концами.

шпалеры необходимо делать съемными, обычно подвешивая их у наголовника.

Как было указано в разд. 26, п. 2, в случае большой эксцентрисности нагрузки крепление концов шпалер должно быть шарнирным. На современных кораблях привариваемые наголовники и бабки заменяются привариваемыми килеман, которые служат для жесткой заделки концов шпалеров и разноса их реакций на поперечный и продольный набор (рис. 189).

ГЛАВА XVI

ПЕРЕБОРКИ

Переборки бывают водонепроницаемые, нефтестойкие и проницаемые. Водонепроницаемые переборки можно разделить на два класса: обычные водонепроницаемые переборки, которые только во время аварий и, следовательно, редко подвергаются давлению воды, и переборки, ограничивающие системы, подвергающиеся давлению воды в течение долгого периода времени. Мы рассмотрим сначала обыкновенные водонепроницаемые переборки.

68. Основные функции и требования

1. Водонепроницаемое подразделение. Водонепроницаемые переборки имеют своим назначением разделить корабль на большое число отделений для обеспечения его невоспламеняемости и в то же время для надлежащего использования этих помещений. Переборки должны быть достаточно прочными, чтобы противостоять давлению воды в наиболее тяжелых случаях затопления этих отделений и оставаться при этом водонепроницаемыми, однако, их водонепроницаемость не должна быть абсолютной. Небольшая течь воды через заклепки и швы, с которой может справиться осушительная система корабля, допустима.

2. Переборки как связи эквивалентного бруса. Переборки, являясь жесткими диафрагмами в стенках, сопротивляющимися сжимающим и перекашивающим усилиям, действующими в их плоскости, обеспечивают, таким образом, жесткость корпуса.

Продольные переборки в трюме, простаравшиеся на более чем половину средней части длины корпуса, надо так конструировать, чтобы они были способны помогать, в качестве стенок эквивалентного бруса, работе бортов корабля. Для этого должна быть сохранена непрерывность таких переборок, по возможности, как по их длине в пересечениях с поперечными переборками, так и по высоте в пересечениях с платформами. Выше броневой палубы продольные переборки должны оставаться непрерывными по длине, но не должны прорезать палуб. Продольные переборки, играющие роль стенок эквивалентного бруса, должны надежно соединяться по верхним и нижним своим краям с палубами и диком. Такие переборки не должны резко обрываться на концах и обладать необходимой прочностью и жесткостью во избежание больших напряжений и деформаций. Это требование особенно важно для длинных быстрходных кораблей легкой конструкции.

Поперечные переборки обязаны выполнять в поперечном направлении такие же функции, как продольные переборки в продольном направлении. Они должны, в частности, обеспечивать сопротивление корпуса усилиям, возникающим при поперечной качке корабля, и перерезающим силам и изгибающим моментам в поперечных сечениях корпуса корабля, возникающих в доке, как об этом было сказано в гл. III.

Особенного внимания заслуживает прочность соединительных обделочных угловыхников переборок на восприятие перерезающих усилий, возникающих при постановке в док.

3. Поддержка веса. Все поперечные переборки должны быть, насколько возможно, непрерывными в вертикальном направлении между внутренним дном и броневой палубой для лучшего восприятия и разнеса сил веса.

Переборки особенно хорошо приспособлены к выполнению этой функции, так как они разносят нагрузку на большую площадь конструкции днища и хорошо воспринимают нагрузку, любым образом направленную в их собственной плоскости. Последнее обстоятельство особенно важно, когда корабль испытывает бортовую качку и нагрузка все время меняет свое направление. Переборки в этом отношении имеют большое преимущество перед пиллерами, которые могут поддерживать только нагрузку, действующую нормально к палубе.

69. Расположение листов и ребер

1. Общая конструкция. Если бы переборка предназначалась только для сопротивления давлению воды, то ее можно было бы konstruировать как гибкую мембрану малой жесткости. В этом случае ее можно было бы изготовить из очень тонких листов, хорошо соединенных по швам и стыкам, подкрепленных близко расположенными, взаимно пересекающимися под прямым углом, легкими ребрами, хорошо связанными с опорным контуром. У такой переборки может быть достигнута хорошая водонепроницаемость при малом ее весе, но при этом листы переборки получат большие деформации, так как они будут сопротивляться давлению воды исключительно лишь своим растяжением. Однако большие деформации переборок нежелательны, так как в местах прохода через них труб, установки дверей и т. п. будут возникать большие местные напряжения, которые могут вызвать растрескивание и течь в переборках. Помимо этого, требование, чтобы переборки служили прочной связью корпуса, вынуждает необходимость konstruировать их достаточно жесткими. По этим соображениям прочность переборок должна обеспечиваться, главным образом, ее набором, который мог бы сопротивляться давлению воды. В этом случае прогиб переборки как целой конструкции и прогиб отдельных ее стоек будет незначительным, хотя прогиб листов переборки между стойками может быть большим. На некоторых подводных лодках делаются сферические переборки без ребер, сопротивляющиеся давлению воды исключительно растяжением.

2. Пары располагаются параллельно стойкам. Эта система с вертикальными стойками и обшивкой впады, показанная в разных вариантах на рис. 190, широко применялась во французском флоте. Обычно тавровые балки выполняют одновременно роль стоек и пазовых планов (рис. 190, б). Если на каждой парке такого профиля может поместить-

ся лишь один ряд заклепок, то требуется постановка с другой стороны переборки пазовой планки (рис. 190, а). Однако часто полки тавра настолько широки, что позволяют разместить в них двухрядные швы и в этом случае обратной пазовой планки не требуется.

Переборка по всей ее высоте обычно делается из листов одной длины, и, следовательно, одной толщиной. Для больших переборок в качестве стоек применяются коробчатый или двутавровый профиль,

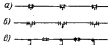


Рис. 190. Расположение стоек и пазов в переборках, применяющихся на французских военных кораблях.

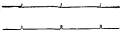


Рис. 191. Поперечные переборки с ребрами жесткости на стоевых фланцах.

причем швы листов располагаются посередине между ребрами и соединяются на двойных планках (рис. 190, в). Иногда ребра переборок образуются из отогнутых кромок листов, как это показано на рис. 191. Такая конструкция широко применяется на малых миноносцах и в разных флотах иногда с вертикальным, иногда с горизонтальным расположением пазов.

3. Пазы располагаются нормально к стойкам. При такой системе, применяемой в английском, американском и отчасти во французском флотах, обычно пазы располагаются горизонтально, а стойки — вертикально. На рис. 192 показана конструкция переборок, применяющаяся в английском флоте¹; горизонтальные листы соединяются по пазам на

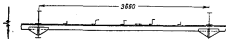


Рис. 192. Конструкция концевых переборок, применяющаяся на английских больших военных кораблях.

тавровой планке, закрепляющей паз. Главные стойки ставятся вертикально на расстоянии от 2,44 до 3,65 м. Стойка состоит каждая из двух высоких двутавровых балок, входящих с разных сторон переборки. Между этими стойками расположены промежуточные стойки из листового и углового профиля попеременно, и расстояния около 610 мм друг от друга. Стыковые планки ставит со стороны стоек, тогда как горизонтальные тавровые балки по пазам ставят на противоположной, т. е. на чуждающейся стороне. Позже в английском флоте начали применять² соединение пазов и стыков переборок анкерой, поэтому горизонтальные балки по пазам перестали ставить и система набора переборок уже состояла только из вертикальных стоек, по сох-

¹ Atwood, „War-Ships“, London, 1904.

² „Manual of Seamanship“, London, 1905.

раньше принцип деления переборки на отдельные секции двойными двутравровыми стойками.

В американском флоте пазы листов переборок располагались горизонтально и до введения сварки пазы и стыки соединялись внакрой. Прежде стойки делали двойными и листы переборок располагались по системе накрывающих и прилегающих поясов (рис. 193, а), что требовало установки прокладок под стойками на всех поясах. Кроме того, двойные стойки имеют и другие недостатки, о которых будет сказано дальше. На современных кораблях стойки за пазом исключением устанавливаются на одной стороне переборки, причем их ставят на противоположной стороне переборки (рис. 193, б). Обычно все стойки



Рис. 193. Конструкции поперечных переборок на американских линкорах: а — на диаметр пазов внакрой; б — на диаметр болтов впаивной постройки.

одинакового сечения и ставят их на расстоянии около 1200 мм друг от друга. Пояса обшивки располагаются по клинковой системе с высадкой пазов, при которой требуется только клинковая прокладка на стойки с длиной, достаточной для размещения двух заклепок.

4. Система ребер, пересекающаяся под прямым углом. Такая система ранее широко применялась, особенно в коммерческом флоте. Вертикальные стойки ставили с одной стороны переборки, а горизонтальные ребра — с другой стороны. Обычно на коммерческих судах вертикальные ребра делали более легкими и располагали чаще, в то время как горизонтальные ребра нагружались в виде балок большой высоты, установленные одна от другой на расстоянии, равном расстоянию между палубами. Иногда, в дополнение к высоким горизонтальным балкам, ставили промежуточные горизонтальные ребра меньшей высоты.

5. Сравнение разных систем. Сравним сначала расположение ребер. Нагрузка на погонную единицу длины ребра, которую оно при заданном сечении может выдержать, обратно пропорциональна квадрату его длины. Поэтому, с точки зрения прочности под действием давления воды, наиболее выгодно располагать все ребра параллельно короткой стороне переборки, т. е. у переборки малой высоты и большой ширины ребра должны делаться вертикальными, и наоборот. Чтобы от ребра заданного сечения и заданной длины получить наибольшую прочность, нужно сделать концы его жестко заделанными, для чего опорный контур, к которому эти концы крепятся, должен обладать необходимой для этого жесткостью. Ширина переборок машинных и котельных отделений обычно больше их высоты, а длина и брусчатая палуба обла-

дают большой жесткостью и являются хорошими опорами для стоек. Поэтому для этих переборок наиболее выгодным является вертикальное расположение ребер. Вне отдельных переборок разделяются палубами на секции малой высоты и большой ширины, поэтому и здесь наиболее подходящими являются вертикальные стойки. В бортовых переборках часто ширина бывает гораздо меньше высоты, но и в этом случае целесообразнее ставить стойки вертикально, так как при горизонтальном расположении ребер трудно осуществить достаточно жесткое крепление их концов. На кораблях с угольным отоплением горизонтальные ребра на бортовых переборках нежелательны с точки зрения погрузки угля, устройства горловины и выгребака угля. В коксовых отсеках, а иногда и в бортовых отсеках переборки имеют большую высоту и малую ширину и боковые опорные кромки, достаточно жесткие для закрепления концов горизонтальных ребер. В этом случае могут применяться горизонтальные ребра. Хорошим примером является таранная переборка, горизонтальные ребра которой могут быть закреплены кинцами к продольным балкам бортового набора или к наружной обшивке, которая здесь обычно двойная или имеет большую толщину.

Таким образом можно сделать общее заключение, что, с точки зрения сопротивления давлению воды, наилучшей является система набора, состоящая из ребер одного направления, обычно вертикальных, так как они лучше выдерживают усилия от веса и имеют лучшие условия для закрепления их концов.

Если рассматривать переборки с точки зрения их работы в качестве жестких диафрагм, то наиболее эффективной окажется смешанная система набора переборок. Однако на больших военных кораблях как горизонтальные сжимающие усилия, так и усилия от поперечного изгиба корабля, воспринимаемые каждой отдельной переборкой, имеют небольшую величину. Обычно достаточный запас прочности имеют переборки для восприятия усилий при постановке в док на боковые килы. На больших кораблях, устанавливаемых в док только на центральной киле, поперечные переборки оказываются более сильно напряженными и желательно в этом случае разделить обшивку на малые панели, чтобы исключить возможность потери устойчивости от касательных напряжений. Это лучше всего достигается установкой легких горизонтальных балок с противоположной вертикальным стойкам стороны. Такой метод может быть с успехом применен и для переборок системы, где требуется большая жесткость листов обшивки. Однако эти горизонтальные балки служат, главным образом, для местного подкрепления листов и не могут считаться ребрами переборок.

Таким образом нет необходимости применять смешанную систему для обычных водонепроницаемых переборок больших военных кораблей, и система набора переборок, состоящая только из вертикальных стоек, может считаться наилучшей в большинстве случаев.

Такая система теперь применяется не только на военных кораблях, но получила всеобщее распространение и на коммерческих судах после одобрения ее Английским Ллойдом и Вюрт Веритас. Исключением являются лишь переборки на нефтяных танкерах, на которых, кроме высоких вертикальных стоек, устанавливаются часто расположенные более легкие, но достаточно прочные горизонтальные ребра с той же стороны переборки.

Поперечные переборки мачтосцев между машинными отделениями подвергаются большому усилию от поперечного изгиба, а поэтому в этом случае система набора, состоящая из одних только вертикальных стоек, не может считаться удовлетворительной, если толщина листов обшивки переборок не делается больше обычной. Лучшим решением здесь является добавление к системе вертикальных стоек системы легких горизонтальных балок, не имеющих книжного крепления концов и расположенных с чеканящейся стороны; при этом толщина обшивки может назначаться умеренной, примерно, равной 4—6 мм.

Расстояние между стойками обычно принимают такое же, что и между шпангоутами, за исключением мест под тяжелыми грузами, где устанавливают промежуточные стойки. Стойки на продольных переборках должны устанавливаться непосредственно под бимсами, а стойки на поперечных переборках по возможности на продольных балках налуб и днища.

Возвращаясь к обшивке переборок, следует отметить, что горизонтальное расположение листов обшивки имеет то преимущество, что при этом толщину обшивки можно постепенно увеличивать от верхней части вниз в соответствии с увеличением давления воды. Кроме того, независимо от прочности, рекомендуется самую нижнюю часть переборки делать из листов увеличенной толщины, так как она больше, чем остальные части переборки, подвергается коррозии. Горизонтальные пояса обшивки образуют дополнительные линии жесткости, которые вместе со стойками разбивают обшивку на небольшие участки.

Таким образом горизонтальное расположение поясов обшивки переборок является наилучшим.

б. Сварные переборки. Сварка переборок может в настоящее время рассматриваться как стандартный процесс их изготовления на военных кораблях. Пазы в стыки обшивки свариваются стыковым швом, в результате чего устраняются прокладки и соединительные планки и получается ровная поверхность, к которой крепятся ребра. На мачтосцах, где толщина переборок минимальная, обшивка при сварке деформируется и выпучивается. Поэтому рекомендуется несколько увеличивать толщину обшивки против требуемой по условию прочности.

Как рекомендовалось выше, толщина листов переборок больших мачтосцев по другим соображениям должна равняться 4—6 мм, а система набора при отсутствии переборок и соединительных швов должна быть такой, чтобы листы разделялись лишь на небольшие пазы.

70. Конструкция стоек

Стойки обычно делают из различных катаных профилей, часто усиленных угольником или пояском. В настоящее время наиболее употребительными профилями являются угольники, коробки, углубульбы, тавры и двутавры. Более прочные стойки делают составными из листов и угольников. Это так называемые уширенные, или рамные стойки. Легкие стойки могут быть образованы отгибом кромок обшивки переборок.

На современных кораблях при сварных переборках часто применяется тавровый профиль, обычно с высокой стенкой, приваренной к обшивке переборки двойным валиковым швом.

1. Сравнение двойных стоек с ordinaryми. Под термином двойная стойка разумеется комбинация двух ordinaryных стоек, поставленных с разных сторон переборки и склепанных друг с другом через обшивку. Ясно, что в этом случае высота стоек с каждой стороны переборки, т. е. половина общей высоты, будет меньше высоты эквивалентной ordinaryной стойки. При некоторых условиях это является преимуществом, как, например, для переборок между двумя машинными отделениями, где желательно иметь симметричное расположение и более удобное использование места. Двойные стойки также обладают одинаковой сопротивляемостью против давления воды с любой стороны переборки, что с первого взгляда может казаться важным преимуществом для поперечных переборок в диаметральной переборки. При ordinaryных стойках и при давлении воды со стороны стоек листы переборки отрываются заклепки, что желательно с точки зрения их нормальной работы. Однако при ordinaryных испытаниях переборок с ordinaryными стойками ведут себя одинаково, с какой бы стороны ни прилагалось к ним давление воды, но, возможно, что разница в поведении переборки все же будет наблюдаться при давлении, разрушающем переборку.

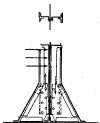


Рис. 194.

Можно считать, что в пределах обычно требующихся испытаний этим обстоятельством можно пренебречь, если переборки конструируются по вышеуказанным правилам и если обеспечено хорошее соединение стоек с листами переборок. Бортовые переборки, подвергшиеся действию взрыва торпед и мин, могут испытывать давления, далеко превосходящие испытательные. Поэтому стойки таких переборок должны всегда, насколько возможно, устанавливаться с противоположной от давления стороны, так как в противном случае заклепки могут быть вырваны из листов и обшивка может оторваться от стоек.

Конструкция с двойными стойками имеет дефект, которого нет в конструкции с ordinaryными стойками. Этот дефект заключается в том, что заклепочное соединение стоек с переборкой дает линию ослабления сечения, совпадающую с нейтральной осью, где действуют наибольшие касательные напряжения. Эти касательные напряжения имеют наибольшую величину между точками перегиба и концами крепящих стойку книг, т. е. на участках длины стоек EC и FD , показанных на рис. 195. Здесь одна стойка стремится сдвинуться вверх, а другая вниз, как показано на рис. 194. Этому сдвигу препятствуют только заклепки, соединяющие фолью через лист переборки. При одном ряде заклепок в них будут возникать большие перепадающие напряжения даже при умеренной нагрузке на переборку. При этом наблюдается относительный сдвиг стоек в точки перегиба будут перемещаться к концам книг. При достаточном увеличении нагрузки точки перегиба сдвинутся к книгам, и, если последние достаточно прочны, то двойные стойки будут

в дальнейшем работать как балка, свободно опертая в точках С и D (см. рис. 195).

В американском флоте производились многочисленные, с тщательными замерами испытания переборок с двойными и ordinaryными стойками.

Эти испытания были проанализированы автором; результаты этого анализа были вложены в его доклад¹. Испытания переборок с двойными стойками полностью подтвердили выше отмеченную их слабость. Замеренная стрелка прогиба у этих стоек с каменной заделкой их концов оказалась в четыре раза больше, чем вычисленная теоретически, считая концы жестко заделанными, а пролет стойки — равным полной ее длине. И, с другой стороны, замеренные стрелки прогиба хорошо соответствовали расчетным в предположении, что стойка имеет шарнирную опору на концах книц². Обнаруженным при испытаниях большим различием в величинах замеренной и расчетной стрелок прогиба не могла быть отнесена за счет недостаточной жесткости книц, которые не показывали во время опытов никаких признаков недостаточной их прочности и по своей конструкции вполне обеспечивали жесткую заделку концов стоек. Было ясно, что эта разница зависела от поведения самих стоек. Отмеченной выше слабости двойных стоек можно было бы, конечно, избежать путем усиления соединения между внутренними полками двойных стоек, расположенного на нейтральной оси сечения стойки, применением двухрядный или трехрядный заклепочный шов для этого соединения. Однако при этом значительно увеличилась бы стоимость и вес конструкции. Другим серьезным недостатком клепаемых двойных стоек является неизбежное нагревание у нейтральной оси материала, наличие которого очень мало влияет на величину момента вращающего сечения стойки. Кроме того, проходящие через четыре толщины (см. рис. 194) заклепки плохо сопротивляются сдвигу.

Ordinaryные стойки можно изготовлять из одного какого-нибудь катаного профиля, например, коробчатого или двутаврового. Такие стойки по нейтральной оси не имеют ни ослабления, ни ненужного скопления материала. Приклепывая к свободной полке стойки носок или обратный угольник, можно улучшить использование листа переборки при совместной его работе со стойкой и получить сравнительно небольшой момент сопротивления стойки данного профиля. Ширину эффективно работающего вместе со стойкой полки листа обшивки переборки можно, как обычно, принимать равной 30 толщине плюс расстояние между рядами заклепок, соединяющих обшивку со стойкой. Стойки главных переборок даже на малых кораблях предпочтительно делать из двутавров, так как при этом можно обшивку переборки в носок по свободной полке приклепывать к стойке двухрядным швом. Расположение заклепок в рядах должно быть шахматным и шаг заклепок в каждом ряду не должен быть больше 5 д.

В отмеченных выше испытаниях переборок, производившихся с 1897 по 1914 гг., ordinaryные стойки описываемой здесь конструкции с кницным креплением концов дали значительно лучшие результаты, чем двойные. Сравнения делались для переборок линейных кораблей и бронированных крейсеров. Высота переборок, давление воды и другие условия

¹ „An Analysis of the Strength of Watertight Bulkheads“, Sec. Nav. Arch. and Mar. Eng., 1925.

² В оригинале даны диаграммы замеренных и расчетных прогибов стоек для одного опыта. Эти диаграммы в переводе не приводятся. — Ред.

были практически одинаковыми для сравниваемых переборок. Вес погонного метра длины обычных стоек был, примерно, на 40% меньше, чем для двойных стоек. Расчетный момент инерции обычных стоек составлял, примерно, только две трети значения для двойных стоек. Тем не менее, обычные стойки, закрепленные на концах килемми, изгибались, как балки с жестко заделанными концами в точках *A* и *B* (рис. 195), имея стрелки прогиба значительно меньшие, чем у двойных стоек при тех же условиях изгиба¹.

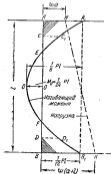


Рис. 195.

стояние между стойками равно l м, то общая нагрузка на стойку переборки будет равна:

$$P = al \left(a + \frac{1}{2} l \right) \text{ в тоннах,} \quad (151)$$

причем часть этой нагрузки, равная ala , равномерно распределенная, а другая часть, равная $\frac{1}{2} al^2$, — распределенная по закону треугольника.

Форма кривой изгибающих моментов зависит от вида нагрузки, причем оказывается, что при действии равномерно распределенной нагрузки и нагрузки по треугольнику форма этой кривой изменяется незначитель-

¹ В оригинале приведены диаграммы изгиба, которые в переводе отсутствуют.—Ред.

но, что можно видеть на рис. 195. Поэтому, для практических целей можно принять форму кривой изгибающих моментов для всей нагрузки, как для нагрузки равномерно распределенной, определяя величину ее по выражению (151). Таким образом форма кривой изгибающих моментов будет зависеть лишь от значений величины q и l , а положение базовой линии, от которой отсчитываются величины изгибающих моментов, зависит от характера закрепления концов стоек. Если концы стойки свободно оперты, то базовой линией будет линия A_1B_1 (рис. 195) и наибольший изгибающий момент посередине стойки равен $M_0 = \frac{Pl}{8}$. Если концы стойки заделаны, то базовой линией является линия AB , наибольший изгибающий момент будет на концах стоек и будет равен $M_2 = M_3 = \frac{Pl}{12}$.

т. е. будет составлять две трети от наибольшего изгибающего момента свободно опертой стойки. Посередине длины стойки изгибающий момент будет $M_0 = \frac{Pl}{24}$, т. е. равен только половине его значения на концах стоек. Если концы стойки не вполне жестко заделаны, то положение базовой линии будет среднее между AB и A_1B_1 . Поэтому, применяя кривые во вполне жестких, можно уравнивать величины изгибающих моментов на опоре и в середине пролета и уменьшать величину наибольшего изгибающего момента, а следовательно, уменьшить напряжения в стойке. Точное выравнивание изгибающих моментов будет достигнуто при $M_2 = M_0 = M_3 = \frac{1}{16} Pl$, для чего степень жесткости обеих кнief

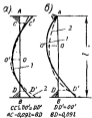


Рис. 195. Кривые изгибающих моментов в стойках переборок: а—стойки заделаны на обоих концах, б—стойки на одном конце заделаны, на другом свободно оперты; 1—равномерно распределенная нагрузка; 2—нагрузка, распределенная по треугольнику.

должна быть одинаковой и равной некоторой определенной величине.

Книжи не только уменьшают изгибающие моменты в стойке, но также усиливают соединения переборок с опорным контуром, уменьшая напряжения в заделках обделочных угольников, а также помогают переборкам лучше воспринимать вертикальные усилия и распределять их по ее поверхности, т. е. улучшают ее работу как жесткой диафрагмы корпуса.

Поэтому стойки всех главных переборок корпуса должны иметь кнiefное крепление по концам.

Для полной эффективности кнief не только должны обладать сами необходимой прочностью и жесткостью, но и также крепиться к достаточно жестким связям корпуса. Наиболее простым способом жесткой заделки концов стоек является соединение конца стойки мачрой с флером или струнгером (рис. 197, а). На кораблях, имеющих второе дно, такой способ крепления неприменим, и поэтому в этом случае необходимы кнiefы. Рассмотрим два основных типа таких кнief, показанных на рис. 197, б и 197, в. Кнief первого типа (рис. 197, б) состоит из треугольного листа, прикрепленного угольником или отогнутым фланцем к жест-

Boater chovorty obojor ot L 250x90x17

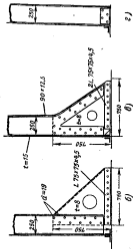
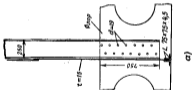


Рис. 107.

кой связи корпуса. Стойка перекрывает кицу и приклепывается к ней так же, как к флорному листу в случае, показанном на рис. 197, а. В обоих случаях верхняя заклепка испытывает наибольшее срезающее напряжение, и, кроме того, свободная кромка кицы, если она не подкреплена, может выгнуться при сжатии. Прежде чем будет достигнут предел текучести в какой-либо части самой стойки, кицное крепление может разрушиться или от среза заклепок или от потери устойчивости кицы во ее свободной кромке.

Для того чтобы свободная кромка бракета не могла выгнуться, она должна иметь отогнутый фланец или быть подкрепленной угольником. Лучшее решение можно получить разрезом нижнего конца стойки в отгиб полки из вальцовки, достаточную для постановки кицы, как это показано на рис. 197, в. Если стойка подкрепляется обратным угольником или полоской, то они должны быть перпендикулярны к свободной кромке кицы по крайней мере на таком расстоянии, чтобы подкреплять стойку в районе конца кицы. Кривая перехода от полки стойки к свободной кромке кицы не должна иметь резкого излома.

При выполнении этих требований кицу можно рассматривать как составную часть стойки, в момент сопротивления в сечении по кице легко сделать соответствующим наибольшему изгибающему моменту на жестко заделанном конце стойки. Эта конструкция имеет тот недостаток, что при давлении воды на переборку с противоположной от стоек стороны форма кицы из-за отсутствия отогнутого фланца, принимая во внимание ее изгиб, недостаточно эффективна для восприятия сжатия, так как кица может терять устойчивость. Если, однако, кица имеет достаточную высоту и достаточно плавный переход у конца кицы, то отмеченный выше недостаток не имеет практического значения, как выяснено на большом числе опытов.

Кицное крепление концов стойки должно быть рассчитано на действие полного опорного момента стойки. Необходимую прочность кицного крепления обычно легко можно получить, когда кицы и листы переборки крепятся к корпусу двойными угольниками, как это здесь и рекомендуется. Иногда возникают затруднения в придании достаточной жесткости тем связям корпуса, к которым крепятся кицы. Стойки переборок следует, по возможности, распалатать так, чтобы кицы непосредственно соединялись с флорами, стрингерами и бимсами, либо должны быть предусмотрены специальные подкрепления. На главных переборках рекомендуется применять кицы (рис. 197, в).

Для уменьшения изгибающего момента в стойке высота кицы должна быть такой, чтобы эти моменты у концов кицы были равны изгибающему моменту посередине стойки, т. е. $\frac{M}{24}$, в соответствии с рис. 196, а мы должны иметь $CC' = DD' = OO'$. Момент сопротивления сечений стойки в районе кицы должен увеличиваться по направлению от конца кицы к их основанию таким образом, чтобы напряжение нигде не были большими, чем напряжение в сечениях С, О и В. Иными словами, кривая напряжений должна иметь характер, показанный на рис. 198, при котором



Рис. 198. Кривая напряжений в стойке переборок.

напряжения в сечениях С, О и D приблизительно равны друг другу, и все они несколько больше напряжений в сечениях А и В. Для указанного выше уравнивания изгибающих моментов высота книц должна быть не менее одной десятой длины стойки.

Очевидно, что конструкция кницы зависит не только от длины стойки, но и от ее прочности, т. е. практически от высоты ее сечения. У палубных бимсов высота книц принимается равной около трех высот бимса. Применяя это же правило и к стойкам переборок, мы получим второе минимальное значение для высоты книц. Горизонтальная сторона этих книц не должна быть меньше утренной высоты сечения стойки.

У переборок большой высоты верхние кницы могут быть несколько более легкими, чем нижние. Если верхние концы стоек не могут быть жестко заделаны при помощи книц, то они должны быть закреплены короткими угольниками. В этом случае стойку следует считать свободно опертой у верхнего конца, и если она будет жестко заделана на нижнем конце соответствующей кницей, то наибольший изгибающий момент будет в сечении, расположенном несколько выше середины длины стойки,

и будет равен $\frac{Pl}{14}$. Изгибающий момент в сечении у верхнего конца ниж-

ней кницы будет несколько меньшим. Стойки переборок малой высоты, подверженных малым нагрузкам, как, например, междупалубные переборки выше ватерлинии, не нуждаются в кничном закреплении их концов, так как в таких переборках могут быть допущены сравнительно большие деформации. Верхние концы таких стоек могут приклепываться непосредственно к бимсу или же соединяться с палубным настлом двойными короткими угольниками; нижние концы должны соединяться с палубой двойными угольниками и одной заклепкой через обделочный угольник переборки (рис. 197, г). При таком закреплении концов стойки, как показали опыты, ведут себя как свободно опертые балки, т. е. наибольший изгибающий момент у них получается равным $\frac{Pl}{8}$.

3. Подкрепления. Если между стойками переборки прорезается дверное отверстие, то над этим отверстием, между соседними стойками, должна быть поставлена горизонтальная подкрепляющая балка. Если это отверстие отстоит далеко от основания переборки, то такая же балка должна быть поставлена и во нижней крошке отверстия. Если отверстие такого рода прорезано в стойку переборки, то в этом случае также должны быть поставлены поперечные балки того же сечения, что и стойки. Эти поперечные балки должны быть прочно соединены с соседними неразрезанными стойками. Если стойка главной переборки прорезается дверным отверстием у своего основания, то соседние стойки должны быть подкреплены продолжением их книц до высоты поперечной подкрепляющей балки над отверстием или должны быть введены другие эквивалентные подкрепления.

Очень важно компенсировать вырезы в переборках, так как в противном случае будут существовать места значительных ослаблений.

4. Сварные стойки. При применении сварки в значительной мере устраняются отмеченные выше недостатки двойных клепаных стоек. Приваренные с противоположных сторон переборки двойными вальковыми швами 100%-ной прочности тавры будут иметь такую же прочность, как и балки из одного двутавра той же высоты. При этом почти

полностью удаётся избежать концентрации материала у нейтральной оси, так как не будет прилегающих к обшивке полок и прокладок. Однако обшивка переборок, так же как и в клепаной конструкции, не используется при изгибе стойки. Стойки бортовых переборок всегда должны быть ordinarilyми и ставятся с внутренней стороны. Вообще

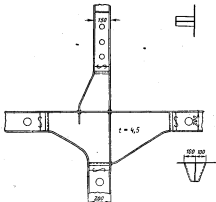


Рис. 199. Концы сварной конструкции.

следует предпочитать ordinarilyе стойки за исключением специальных местных случаев, когда могут потребоваться двойные стойки.

Сваркой гораздо проще и легче можно получить эффективное закрепление концов стоек переборок, как это показано на рис. 199.

Легкость, с которой поясники любой ширины можно приварить к свободным краям стоек и сделать местные подкрепления переборок, является наиболее важным преимуществом сварки.

71. Обшивка переборок

1. **Главные размеры.** Длину и ширину листов следует принимать, по возможности, наибольшими. Обычно они имеют те же размеры, что и листы наружной обшивки. Толщина листов должна быть достаточной для сопротивления их давлению воды, но так как это давление воды является случайной нагрузкой, то в листах переборки допускаются при испытательном давлении некоторые остаточные деформации, при которых не происходит нарушения водонепроницаемости переборки.

Согласно опытам и испытаниям, толщина листов переборок может определяться по кривой В рис. 56. Однако в то время как полученная по этой кривой толщина листов будет удовлетворять всем условиям прочности переборки в ее нижней части, она может оказаться недостаточной в верхней части переборки. При работах переборок как жесткой диафрагмы или как силовой балки верхние пояса переборки могут быть так же сильно нагружены, как и нижние. Если действующие усилия известны, то можно определять расчетом величину наибольших нормальных и касательных напряжений и на основании этого расчета определять требуемую толщину листов переборки. При этом может оказаться необходимым толщину листов некоторых поясов переборки, определенную по кривой В рис. 56, несколько увеличить. В некоторых случаях может также оказаться необходимым толщины листов переборок, определенные по кривой В, увеличить для улучшения качества чеканки, или по условиям местной прочности, или имея в виду коррозию. Обычно в результате учета всех обстоятельств разница в толщинах листов при переходе по вертикали от одного пояса к другому меняется незначительно даже у высоких переборок.

На главных переборках больших кораблей нижние листы обычно делаются толщиной около 8,5—9,5 мм, а верхние листы — около 5,5—6,0 мм; на меньших толщина листов переборок меняется от 4 до 6 мм. В английском флоте толщина листов переборок обычно сохраняется постоянной¹.

2. **Пазовые и стыковые соединения.** Ванды больших деформаций, допускаемых в дугах переборок, пазовые и стыковые соединения должны иметь большой коэффициент прочности. Однорядный заклепочный шов тонких листов имеет коэффициент прочности около 0,5 и при большой деформации легко расстраивается и дает течь. Доказательством является гибель парохода «Verribis», который потонул из-за течи в однорядных пазах в стыках кормовой переборки машинного отделения. Поэтому рекомендуется на всех переборках ниже грузовой ватерлинии применять двухрядные заклепочные швы, коэффициент прочности которых может быть увеличен до $\frac{2}{3}$.

3. **Крепление по контуру.** Контурное крепление листов переборок достигается ordinarily или двойными обделочными угольниками по всему контуру переборки. Работу этих угольников облегчают кинши стоек. Кинши, вероятно, передают на корпус большую часть нагрузки, действующей на переборку. Поэтому главное назначение обделочных угольников заключается в обеспечении водонепроницаемости и в сопротивлении растягивающим усилиям, которые могут появиться в листах переборок. Величина этих растягивающих усилий больше в бортовых крошках переборки, чем в днищевой и палубной. При некоторых обстоятельствах главные переборки могут подвергаться большим передеформационным силам, которые вызовут значительные напряжения в заклепках обделочного угольника.

Ordinary обделочные угольники всегда располагаются с чеканящейся стороны переборки и при давлении воды с этой же стороны эти кинши имеют тенденцию отгибаться от полки угольника и расстраивать эти чеканки. Конечно, эта тенденция проявляется больше всего вдоль нижнего обделочного угольника и на больших переборках вдоль бор-

¹ „Manual of Seamanship“, 1939.

тогого обделочного угольника, ниже ватерлинии, особенно, если переборка не подкреплена платформами. Для устранения этого явления применяются, где нужно, двойные обделочные угольники, которые вместе с тем способствуют лучшей работе переборки, как прочной сшивки, т. е. диафрагмы корпуса. На больших кораблях двойные угольники ставятся вдоль бортовых и днищевых кромок всех переборок ниже ватерлинии. Если переборки подразделяются на небольшие участки платформами и другими переборками, то двойные обделочные угольники

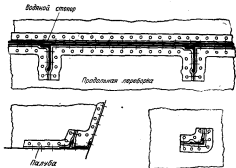


Рис. 200. Возвращающаяся обшивка у переборки.

ставят только ниже уровня верхней платформы. Однако все главные поперечные и продольные переборки должны иметь двойные обделочные угольники вокруг всего своего контура. По правилам Ллойда, требуются двойные обделочные угольники с одинарным заклепочным швом: двухрядный заклепочный шов по обоим полям должен применяться в тех угольниках, которые отстоят от верхней палубы более 10,7 м.

При одинарном заклепочном шве обделочные угольники обычно имеют размеры 75×75 мм. Шаг заклепок различается 4,5—5 d. При двойных обделочных угольниках шаг заклепок по прилегающей к наружной обшивке полке второго угольника принимается равным 7—8 d.

При одинарной полке и одинарном обделочном угольнике прочность соединения очень мала. Сравнительный срез заклепок с разрывом листа, полученный относительною прочностью соединения равной только $\frac{1}{2}$. Поэтому, если это соединение не усилено кавальем стоек, то оно является наиболее слабым местом. При двойных обделочных угольниках и, следовательно, при двойном срезе заклепок относительная прочность их равна около $\frac{2}{3}$.

Все пересекающиеся переборку бимсы и стрингеры обрабатываются с чеканящейся стороны.

На рис. 200 и 201 показаны различные способы водонепроницаемой обработки шпангоута, пересекающих переборку при клепаных и сварных конструкциях. Общее правило состоит в том, чтобы линии чеканки обрабатывали замкнутые контуры. Некоторые контуры могут соединиться или переходить одна в другую, но линии чеканки нигде не должны прерываться.

Обработка вокруг контуры шпангоута

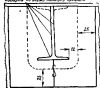


Рис. 201. Водонепроницаемая и водонепроводимая обработка у профилей при сварной конструкции.

разд. 42, п. 4) значительно усиливает соединение переборки с опорным контуром. При вертикальных стойках переборки такие линии, установленные на бортах, особенно облегчают работу обделочных угольников, улучшают передачу реакции между бортом и переборкой и помогают последней лучше выполнять роль жесткой диафрагмы.

72. Переборки системы

1. Водонепроницаемые переборки. Переборки дебитанков и диферентных системы и других отсеков, предназначенных для заполнения их водой на продолжительное время, должны обладать гораздо большей степенью водонепроницаемости, чем обычные переборки. Этого можно достигнуть только увеличением их жесткости. На таких переборках ребра должны быть так размещены и так сконструированы, чтобы деформации переборки в целом и ее обшивки между ребрами были значительно меньшими, чем у обычных переборок. Это цель достигается лучше всего установкой главных вертикальных стоек на чеканящейся стороне переборки, имеющих обычную конструкцию, но с большей высотой профиля и чаще поставленных, и установкой дополнительных более легких горизонтальных ребер на чеканящейся ее стороне. Назначением вертикальных стоек является поддержка переборки в целом, в то время как горизонтальные ребра предназначаются для подкрепления обшивки и разделения ее на небольшие панели. В соответствии с производившимися опытами и испытаниями, наибольшая стрелка прогиба стоек таких переборок должна быть в два раза меньше, чем у стоек обычных переборок. Поэтому момент инерции сечения стоек, включая и пояс обшивки, должен быть по крайней мере в два

раза больше, чем для стоек обычных переборок при таком же давлении воды. Расстояния между стойками и ребрами должны быть такими, чтобы в листах переборки не был превышен предел текучести материала. Это практически соответствует требованию, предъявляемому к листам наружной обшивки. Поэтому значительное увеличение μ для листов таких переборок может быть найдено по кривой А рис. 56. При обычном расстоянии между ребрами 610—760 мм определяемая по кривой А толщина обшивки может оказаться недостаточной для надежной ее чеканки; в таком случае толщина листов должна быть несколько увеличена. Толщина листов, определяемая по кривой А, должна рассматриваться как минимально необходимая.

Так как главные стойки пересекают пазы обшивки, то на надоб ставить с печатающейся стороны переборки, т. е. со стороны давления воды. Поэтому заклепки, соединяющие обшивку со стойками, должны иметь достаточную площадь сечения. Лучше в этом случае применять двухрядный заклепочный шов; заклепки должны иметь полные замыкающие головки. Как указывалось выше, стойки бортовых продольных переборок надо ставить всегда со стороны, обращенной к диаметральной плоскости.

Горизонтальные ребра, выполняемые из легких угольников большой длиной, не должны учитываться при расчете прочности переборок в целом, но расстояние между ними влияет на величину коэффициента k_1 , служащего для нахождения толщины обшивки. Должны быть поставлены два горизонтальных ребра на каждом поясе обшивки, отстоящие на четверть шарнир пояса от каждого паза. При таком расположении обшивки разобьется почти на квадратные панели и коэффициент k_1 будет равен около 0,64, причем наибольший прогиб обшивки окажется уменьшенным почти до двух третей от наибольшего прогиба, соответствующего случаю отсутствия горизонтальных ребер. Горизонтальные ребра должны иметь на концах кинцовое крепление для разгрузки оболочных угольников. Оболочные угольники должны быть или двойные или одинарные с двухрядным шахматным заклепочным швом и идти вдоль всего оборного контура.

Таранные переборки корпуса должны быть отнесены к этому же классу переборок, но основной прочный набор этой переборки следует делать горизонтальным, а легкие ребра — вертикальными. Основной набор должен находиться на кормовой чеканящейся стороне переборки и быть связанным кинцами с продольным набором корпуса.

2. Нефтепроницаемые переборки. Непроницаемость у таких переборок должна быть обеспечена еще в большей мере, чем у переборок водных систем. Для этого, при той же конструкции набора, толщину обшивки этих переборок для большей надежности чеканки рекомендуется увеличить на 1,5—3 мм. По сравнению с обычными переборками шаг заклепок должен быть несколько уменьшен и чеканка их должна быть выполнена особенно тщательно.

В действительности лишь этими деталями, а не общей принципиальной схемой конструкции нефтепроницаемые переборки и отличаются от переборок водных систем.

Необходимо отметить, что хотя для определения толщины обшивки переборок дешипанок рекомендуется пользоваться кривой А, все же для определения толщины настала внутреннего дни в районе между-дольных балластных отсеков предлагается пользоваться кривой В. Тол-

но так же для нефтяных дилтанков рекомендуется относительно большая толщина листов обшивки переборок, чем для настельки внутреннего дна в районе междудонных нефтяных отсеков. Основанием для такой разницы является то, что в нормальных условиях службы давление в дилтанках значительно больше, чем в отсеках двойного дна. Кроме того, это давление в дилтанках может значительно увеличиваться от движущая в них воды или нефти. Следует иметь также в виду, что испытательный напор, обычно несколько меньшей для дилтанков, являющийся аргументом при определении толщины по кривым рис. 56, дает относительно меньшую толщину листов.

Если соседние с нефтяными танками помещения не заполнены ни водой, ни нефтью и в то же время не являются свободными отсеками, то переборки этих танков должны быть сделаны в виде коффердажных переборок. Коффердажная переборка образуется из двух переборок, расположенных в некотором расстоянии друг от друга, причем объем между ними может быть пустым — или в случае необходимости — заполнен водой, а поэтому одна из них должна быть водонепроницаемой, а другая — нефтинепроницаемой. При заполненном водой коффердаже проникающая в него нефть без вреда всплывает на поверхность воды. Обычно эти переборки подкрепляются вертикальными стойками умеренной высоты; стойки соединяются между собой brackets с отогнутыми фланцами. Эти листы-brackets подкрепляют переборки и вместе с тем служат отбойными листами.

При надлежащем размещении отбойных листов, дополненных фермовыми конструкциями, можно легко сконструировать более прочные и жесткие коффердажные перегородки, чем дилтанковые переборки обычной конструкции¹.

Если нефтяные системы расположены поперек корабля, как это бывает на минносках, то они должны быть подразделены продольными переборками на два или несколько отсеков, а каждая из которых в свою очередь должна быть установлена отбойная переборка, имеющая такую конструкцию, которая допускала бы некоторую циркуляцию нефти у ее нижней кромки. Такие отбойные переборки препятствуют быстрому движению жидкости и, находясь достаточно близко одна от другой, не подвергаются действию больших усилий. В то же время они создают превосходные опоры для поперечных переборок у концов системы.

Если устанавливается только одна продольная переборка, то она должна конструироваться весьма прочной. На одном танкере, на котором была установлена лишь одна диаметральной переборка, все крепления ее оказались оторванными и в конце рейса были найдены на днище отсека.

Обделочные угольники нефтинепроницаемых переборок должны быть двойными по всему контуру и у больших переборок они должны иметь волную обшивку и чезанку с обеих сторон. Нефтинепроницаемый шаг должен быть принят лишь по одному угольнику.

¹ W. Dahlman, Festigkeitsverhältnisse an Kofferdämmungen, Werk, Boederei, Halm, I. Nov., 1932.

Taylor Chas., „Strength of Compound Beams and Hold Cofferdams“, Jap. Soc. Nav. Arch.

73. Сварка переборок

Никакая другая часть конструкции корпуса не может в таком объеме и так успешно свариваться, как переборки. Причина заключается в том, что переборки представляют собой отдельные конструкции, которые могут полностью свариваться вне корпуса и затем в готовом виде устанавливаться краном на место. Сварка переборки поэтому может быть выполнена горизонтальными швами в удобных условиях. Обычно переборки привариваются по их контуру непосредственно к обшивке, внутреннему дну и палубам двойным валиковым швом. В случае применения для корпуса специальной стали к переборкам приваривается пояска из мягкой стали, при помощи которого она присоединяется к корпусу. Стыки и края листов свариваются усиленным с обеих сторон швом встык. Ребра жесткости, изготовленные обычно из таверовой стали, привариваются к обшивке двойным валиковым швом. Конечное крепление стоек переборки сваркой конструкции показано на рис. 199, а сварной узел нефтенепроницаемой переборки — на рис. 201.

74. Практическое проектирование переборок

1. **Правила конструирования.** Приведенные выше выводы и предложения являются основанием для следующих правил конструирования переборок:

1. Стойки переборок должны быть обычно вертикальными, одинакового сечения и расположенными на равном расстоянии друг от друга. Горизонтальные стойки следует применять лишь там, где высота переборки значительно больше, чем ее ширина, и где может быть достигнуто жесткое крепление концов этих стоек. На переборках системы и в других специальных случаях для дополнительного местного подкрепления обшивки переборки между вертикальными стойками надо ставить легкие горизонтальные ребра в комбинации с основными вертикальными стойками.

2. Стойки, как правило, должны стоять друг от друга на таком же расстоянии, как и шпангоуты, и ставиться по возможности на балках поперечного и продольного набора корпуса. На переборках системы и в других случаях, где требуется повышенная прочность и жесткость переборки, расстояние между стойками должно равняться половине шпации.

3. Стойки переборок должны быть одинарными (односторонними) и располагаться с неукрепленной стороны переборки. На главных переборках стойки усиливаются присоединением к их свободному пояском поясок. Присоединение этих поясок к стойкам, так же как и крепление стоек к обшивке, должно производиться двухрядным заклепочным швом или двусторонним валиковым сварным швом. Шаг заклепок не должен быть более $5d$, а вблизи концов стоек шаг заклепок должен быть несколько уменьшен. Ширина поясок по свободной полке стоек не должна намного превышать ширину этой полки. Односторонние стойки следует предпочесть двойным как в клепаемых, так и сварных переборках.

4. Стойки должны быть снабжены надежными анкерами на обоих концах; предпочтение следует отдать анкерам, сваренным между разрезанными и отогнутыми полками профилей, как показано на рис. 197, а. Высота и ширина нижних концов должны быть не меньше тройной высоты стойки и не меньше одной десятой длины стойки. Размеры верхних

книж на высоких переборках могут быть несколько уменьшены. Книжки должны быть связаны с жесткими связями набора корпуса или должно быть сделано другое эквивалентное подкрепление. На второстепенных переборках, а также, где окажется невозможным осуществить жесткую заданку концов стоек, концы их следует шарнирно закрепить короткими угольниками, как это показано на рис. 197, в, или они должны быть приварены.

5. Пояска обшивки переборок должны располагаться горизонтально; толщина их должна уменьшаться по высоте от днаца вверх. Пояса в стыках переборок, расположенных ниже ближайшей к ватерлинии палубы, надо соединять двухрядным закладочным швом. При сварке поясов в стыках они должны свариваться стыковым швом, усложненным с обеих сторон.

6. Обделочные угольники на главных переборках и на всех переборках системы должны быть двойными по всему контуру. На менее важных переборках двойные угольники могут идти лишь до уровня ватерлинии или до палубы, ближайшей к ватерлинии. В сварных переборках обделочные угольники заменяются двухсторонней сваркой.

2. **Определение прочных размеров.** Предполагая, что вышеприведенные правила выполнены, перейдем к определению прочных размеров клееных переборок определенной высоты, подвергающихся некоторому известному давлению воды. Предположим сначала, что вертикальная стойка переборки на обоих концах закреплена книжками и не имеет промежуточных опор. При предполагаемой конструкции книжки рассчитан днаца стойки I может быть принята равной полной высоте переборки за вычетом высоты подпалубной балки, к которой крепится верхний конец стойки, например, за вычетом высоты бимеса, к которому может крепиться стойка продольной переборки. Если напор воды выше верхнего конца стойки равен a , то напор воды у основания стойки будет равен $(I+a)$. Значение величины a , определенной испытательный напор воды, должно быть принято соответствующим той наибольшей осадке, по которую корабль может погрузиться при предполагаемых условиях его повреждения. При этом должны учитываться дифферент и крен корабля, его тип и размеры, а также расположение переборок. Переборки, расположенные в оконечностях корабля или у его бортов, могут подвергнуться большему напору, чем переборки, расположенные в средней части или ближе к диаметральной плоскости корабля. Должно быть также учтено увеличение напора воды от перемещения вливающейся в отсек воды при креновой и бортовой качке корабля. На пароходе «Verbits» окончательное разрушение переборки машинного отделения произошло тогда, когда он был взят на буксир и буксировался в море.

Расчетный напор воды лучше всего можно определять при помощи простой формулы, учитывающей главнейшие факторы, влияющие на величину этого напора. Мы приведем здесь формулу для определения наибольшего переуглубления H_2 , соответствующего различиям осадкам корабля, находящимся в расстоянии x от мадела. Переуглубление на маделе H_0 зависит от разности между нормальной осадкой и осадкой в полном грузу, увеличения средней осадки при затоплении отсеков и угла дифферента. Предполагаем, что все эти факторы будут учтены, если принять $H_0 = \frac{T}{4}$, где T — осадка корабля на маделе. Это

соответствует испытательному давлению на модели, равному среднему между принятым в американском и английском флотах. Считается далее, что наихудшим случаем затопления, который должен учитываться в расчетах, является случай затопления корабля, при котором главная его палуба в носу или корме погружается в воду (по английской терминологии — верхняя палуба). Эта палуба на военных кораблях, до которой доходят водонепроницаемые переборки, и является, следовательно, палубой переборки, так как выше ее водонепроницаемые переборки или совсем не ставят или ставят очень редко. Пусть F — надводный борт до этой палубы в носу или в корме в зависимости от того, носовая или кормовая переборка подлежит рассмотрению. Тогда будем иметь:

$$H_a = \frac{T}{4} + 2 \frac{F - \frac{T}{4}}{L} x, \quad (152)$$

где L — длина корабля. Для таранной переборки можно приблизительно считать $H_a = F$, т. е. эта переборка должна испытываться напором, высота которого равна высоте до главной палубы.

Применим эту формулу к линейному кораблю, для которого $L = 200$ м; $T = 8,5$ м; $F = 6$ м (в носу).

Для средней части $H_a = 2,1$ м. Для переборки в расстоянии $x = 40$ м в нос от модели найдем:

$$H_a = 2,1 + \frac{2(6 - 2,1)}{200} \cdot 40 = 2,65 \text{ м.}$$

Если верхняя кромка переборки находится, например, на 1,0 м выше нормальной ватерлинии, то испытательный напор для этой переборки будет на 2,65 м выше ее верхней кромки, т. е. $a = 2,65$ м.

Как было сказано в разд. 70, п. 2, изгибающий момент для заданной стойки принимается равным

$$\frac{1}{24} P l,$$

где P — общая нагрузка, определяемая выражением (151) и равная:

$$P = W \left(a + \frac{1}{2} l \right) \text{ тонн.}$$

Поэтому

$$M_{\text{max}} = \frac{W l^2}{24} \left(a + \frac{1}{2} l \right) \text{ м.м.} \quad (153)$$

На основании анализа результатов производившихся испытаний переборок допустимое напряжение в стойках переборок, вычисленное, как здесь излагается, оказалось равным 1580 ат². При таком напряжении переборки, выходящие в основном рекомендованную здесь конструкцию, удовлетворительно выдерживали toughest испытание, согласно правилам американского флота. Стрелка прогиба была умеренными и

¹ Soc. Nav. Arch. Mar. Eng. 1910.

водонепроницаемость удовлетворительной. Например, переборки высотой 7,5 м, подвергавшиеся напору воды на 2,14 м выше их верхней кромки, имели наибольшую упругую стрелку прогиба стоек менее 17 мм и остаточную стрелку прогиба около 4 мм. Это соответствует отношению стрелки прогиба к пролету 1/450 и 1/1800 соответственно. В гражданском строительстве наибольшая относительная стрелка прогиба для блок допускается равной 1/360. При таких малых деформациях растяжением стоек можно пренебрегать по сравнению с их изгибом. Поэтому для расчета переборок предлагается принимать допустимое напряжение около 1600 ат.

Теперь может быть найден требующийся момент сопротивления сечения стойки $S > \frac{M_{\max}}{P}$. Подставляя значение M_{\max} по выражению (153) и считая $P = 1600$ ат, получим:

$$S > \frac{s^3}{24 \cdot 1600} \left(a + \frac{1}{2} l \right) \cdot 10^9 \text{ см}^4,$$

$$S > 2,64s^3 \left(a + \frac{1}{2} l \right) \text{ см}^4, \quad (154)$$

где s , l и a — в метрах.

Если вода в затопленном помещении не достигает верхней кромки переборки, то наибольший изгибающий момент может быть приблизительно принят поперечному району $\frac{1}{24} Pl$, причем в этом случае,

$$P = \frac{1}{2} s(l-a)^2 \text{ ат}; \quad (155)$$

$$S > 1,3sl(l-a)^2 \text{ см}^4, \quad (156)$$

где a — расстояние от верхней кромки переборки до уровня воды.

Так как принято выше значение для допустимого напряжения соответствует результатам испытаний переборок, причем при обработке этих результатов учитывалось участие обшивки переборки в работе стоек согласно приведенному выше правилу, то при использовании выражений (154) и (156) для подбора сечения стоек переборок необходимо принимать во внимание также же участие обшивки в работе стоек¹.

Что касается толщины обшивки переборки, то, основываясь на результатах испытаний и теоретических исследований, можно рекомендовать для обычных водонепроницаемых переборок толщину нижнего пояса определять по выражению:

$$t = 0,5(7,3 + l + a) \text{ мм.}$$

Толщина других поясов обшивки может быть уменьшена на 0,5 мм на каждые 1,5 м высоты переборки.

¹ В оригинале даны таблицы значений момента сопротивления стоек переборок в зависимости от s и l при расстояниях между стойками 1220 мм, а также в толщине листов. Эти таблицы в объяснении к ним здесь не приводятся.—Ред.

Полученная по этой формуле толщина обшивки хорошо согласуется с практикой, если наибольшая осадка определяется в соответствии с выражением (152). Она не будет заметно отличаться от толщины обшивки, определенной по кривой *B* рис. 56 для расстояния между стойками $\lambda=1$ м.

Толщина обшивки переборки, определяемая приведенным выше выражением, должна рассматриваться, как минимальная при расстоянии между стойками 1,2 м. При меньшем расстоянии между стойками эта толщина может быть несколько уменьшена с учетом, однако, требований, предъявляемых к переборке помимо сопротивления ее давлению воды. Для переборок водных систем толщина нижнего пояса может быть определена по кривой *A* рис. 56, а толщина прочих поясов может быть уменьшена в том же отношении, как для обычных переборок. Для нефтенепроницаемых переборок толщина сначала находится, как для переборки водной системы, и затем увеличивается от 1,5 до 3 мм в соответствии с размерами отсека¹.

75. Испытание переборок

Казалось бы правильным испытывать каждую переборку давлением, соответствующим ватерлинии, определенной формулой, подобной (150), но на практике применяются более грубые правила, при которых местоположение переборки не учитывается. В английском флоте принимается напор на 1,5 м выше нормальной ватерлинии. В американском флоте испытательный напор принимается на 50% больше средней осадки корабля. Правила Ллойдса требуют, чтобы все обычные водонепроницаемые переборки, как и часть палуб, испытывались струей воды из брандспойта, но не требуется испытания наливом. Системы должны испытываться напором воды, равным 30% высоты систем, но не менее 2,44 м.

Перед испытанием помещений наливом воды необходимо убедиться, что все заклепки поставлены, все чеканы выполнены, все отверстия закрыты в напорная и воздушная трубки и трубка для подачи воды установлены. Напорная трубка должна быть открыта сверху и доведена до высоты испытательного напора. Она выполняет роль индикатора давления в сливной трубке. Перед тем как закрыть воздушную трубку, следует удалить весь воздух из заполненного водой отсека; в противном случае показания напорной трубки будут изменяться вследствие упругого сжатия воздуха и пульсации наполняющего насоса.

Должны испытываться все помещения, примыкающие к наружной обшивке. Часта наружной обшивки, которые погружаются в воду после спуска корабля, должны быть испытаны на ставеле.

Следует подвергнуть испытанию все отсеки, примыкающие к машинным и котельным отделениям и, по меньшей мере, одну из главных переборок в районе этих отделений. Это последнее испытание иногда производится при помощи устройства специальной кофферсамой переборки. Если строится несколько кораблей по одним и тем же чертежам, то на разных кораблях должны испытываться разные главные переборки. Если все переборки какого-либо отсека уже выдержали испытание наливом соседних отсеков, то отпадает необходимость в заполнении водой этого отсека. Переборки, не подвергавшиеся испыта-

¹ В оригинале приведены 2 числовых примера определения прочих размеров переборок. Здесь эти примеры не даются.—Ред.

нию наливом воды, можно проверить на водостойкость струей воды из брадспойнта. Метод испытания брадспойнтом служит для обнаружения лишь такой течи, которая или существует вначале или может появиться при небольшом давлении воды. Такой метод испытания поэтому не обнаружит тех недостатков, которые могут возникнуть, когда вся переборка подвергается большому давлению воды. Кроме того, эффективность испытания брадспойнта сильно зависит от того, как направляется струя. Плотность прилегания кромок листов и заклепок можно проверять также при помощи ножа и молотка. Во многих случаях для испытания переборок применяются сжатый воздух.

Из изложенного выше видно, что следует различать два вида течи:

1. Первоначальная течь, обнаруживающаяся при любом напоре воды и являющаяся результатом плохой работы.

2. Течь вследствие деформации переборки, обычно не обнаруживающаяся до тех пор, пока напор не достигнет своего максимума и большой перепад не произведет расстройств чеканки в течи в заклепочных соединениях.

В соответствии с этим испытанию выискт целью выявить, с одной стороны, качество работы и, с другой, — проверить конструкцию переборок. Поэтому, если одна из главных переборок испытана, т. е. ее конструкция проверена, то другие главные переборки той же конструкции можно испытать лишь на качество работы, т. е. струей воды из брадспойнта.

Переборки следует преимущественно испытывать так, чтобы прочеканенная сторона ее оставалась доступной для осмотра.

76. Переборки противоминной защиты

Термин переборки противоминной защиты относится к переборкам, предназначенным для защиты корабля против действия подводных взрывов. Такие переборки могут быть бронированными или небронированными; они обычно располагаются параллельно наружной обшивке. Обычно корабль получает наибольшие повреждения при взрыве мины или торпеды в непосредственной близости к днцу. Система защиты, рассчитанная на такой взрыв, будет эффективной и в случае взрыва вблизи корпуса анзабомб небольших или умеренных размеров. Однако мало иметь в виду, что анзабомбы больших размеров, имеющие заряд взрывчатого вещества около 450 кг, при взрыве в некотором расстоянии от корабля и на некоторой глубине могут повредить нижнюю плоскую часть днца. Такая же опасность существует в случае взрыва так называемых магнитных мин.

Взрыв заряда взрывчатого вещества весом 180 кг у борта корабля ниже броненосного шельфа будет рассмотрен особо.

1. Взрыв. Процесс детонации при взрыве — притически мгновенный; взрывчатое вещество обращается в газ в $4 \cdot 10^{-4}$ сек. Начальное давление при взрыве примерно равно $1,1 \cdot 10^6$ ат, но по мере расширения газа это давление быстро падает. В одну тысячную долю секунды давление падает до 3—4% от его начальной величины, причем радиус газового пузыря увеличивается от 380 до 760 мм. Распространение энергии взрыва происходит по линии наименьшего сопротивления. Если взрыв произошел на глубине около 3 м, то линия наименьшего сопротивления будет направлена вверх, но в присутствии небронированной обшивки корпуса с пустыми отсеками позади ее появится другая линия, еще

меньшего сопротивления, но направленно на корабль. Расширяющиеся при взрыве газы будут направлены на корабль, так как по всем другим направлениям они будут встречать более сильную преграду в виде инерции большого масс несжимаемой воды. Вода выплывает в данном случае роль медленного отходящегося ствола пушки, а газ устремляется в корпус корабля расходящейся струей, имеющей большую скорость в большую кинетическую энергию, как если бы он был выстрелен из мортира.

2. **Общее устройство противоминной защиты.** Общее расположение такой защиты показано рис. 138 и 139. Никакая прочная стенка, которая препятствует началу движения подводного мина. В наружной обшивке, в месте ее соприкосновения с зарядом, всегда будет пробито отверстие. Если помещение непосредственно за наружной обшивкой пустое, то первая внутренняя переборка, находящаяся даже на значительном расстоянии от обшивки и даже при условии подпирания ее с внутренней стороны водой или нефтью, будет, вероятно, полностью разрушена взрывной волной.

Проникнув в корпус, газ расширяется, скорость его падает, но давление увеличивается до некоторого предела. Одновременно заборная вода приходит в движение и газ расширяется по вертикали вдоль линии наименьшего сопротивления по направлению к поверхности воды. Если бы можно было создать внутри корпуса корабля сопротивление движению газов, сравнимое с сопротивлением воды в вертикальном направлении, то в этом случае соответствующая часть энергии взрыва, не причиняя вреда, вышла бы вверх и лишь оставшаяся часть энергии газа была бы затрачена на работу разрушения внутри корабля.

Если помещения, находящиеся непосредственно за наружной обшивкой, затоплены водой или нефтью на значительную горизонтальную ширину, то входящая в корпус корабля разрушающая энергия уменьшается, и, кроме того, значительная часть энергии взрыва поглощается гидравлическим сопротивлением. Образовавшаяся от летящая упругая волна давления распространяется во всех направлениях и передается также и через воду в системы корабля. Непосредственно за ней следует бурный бросок воды, который, вероятно, разрушит все переборки заполненные водой отсеков. Если за последней переборкой внутри корабля расположить пустой коффердам и отсеки между переборками заполнить жидкостью полностью, то энергия упругой волны и энергия давления воды и газа могут быть в значительной степени затрачены на гидравлическое трение, возникающее при бурлении жидкости, и давление на внутреннюю переборку коффердама значительно уменьшится и будет менее концентрированным.

Если расстояние от наружной обшивки до наружной коффердамной переборки будет больше расстояния от центра взрыва до поверхности воды, то линия наименьшего сопротивления будет направлена вверх и большая часть энергии взрыва, не нанес вреда, уйдет в атмосферу.

Помещения, заполненные водой или нефтью, для удобства и уменьшения свободной поверхности жидкости могут быть подразделены поперечными и продольными переборками на меньшие отсеки. Эти переборки можно конструировать, как обыкновенные водонепроницаемые и нефтенепроницаемые переборки из мягкой стали. Однако нельзя предполагать, что эти переборки создают сколько-нибудь существенное непосредственное сопротивление давлению от пара воды и газа, хотя

они могут увеличить гидравлические потери, обусловленные бурлением жидкости в отсеках.

3. **Бронзовая аластичная переборка.** Предлагаемая здесь система защиты основана на следующих двух принципах: во-первых, отвести большую часть энергии взрыва вверх в атмосферу и, во-вторых, рассеять энергию взрыва, проникшую в корабль, на трение жидкости и тем самым уменьшить давление. Чтобы остановить натиск воды и газа и преградить им доступ внутрь корабля, где расположены его жизненные части, предлагается поставить внутреннюю коффердамную переборку, которая должна не только



Рис. 302.

сопротивляться давлению газов и воды, но и ударам тех осколков наружных конструкций корпуса, которые могут быть на нее оброшены. Для этого коффердамная переборка должна иметь бронзовую обшивку волнообразной формы, закрепленную системой разных слоев, прочность которых должна соответствовать прочности самой обшивки переборки.

Чтобы переборка могла сопротивляться большому газообразному давлению, она должна быть сконструирована по тому же принципу, что и стенки цилиндрического

котла, которым, как известно из практики, выдерживают давление в несколько десятков атмосфер, имея сравнительно умеренную толщину листов. Очевидно, было бы так же неразумно сконструировать защитную переборку плоской, как неразумно делать котел в виде прямоугольного ящика. Мы видели из опыта Ваха, описанных в разд. 25, что даже слегка изогнутая пластинка способна выдерживать очень большое давление без разрушения. Это происходит вследствие того, что изогнутая пластинка работает, как гибкая мембрана, каждый участок которой растянут и равномерно распределены напряжения в которой способствуют волному использованию прочности материала. Чем больше кривизна пластинки, тем большая, до известных пределов, несущая способность листа. Лучшей формой обшивки между слоями является, очевидно, цилиндрическая поверхность, причем наибольшей теоретической прочностью получается при диаметре этой цилиндрической поверхности, равном расстоянию между слоями.

Пусть дуга окружности AA на рис. 302 представляет сечение обшивки между двумя слоями. Пусть R — радиус дуги, 2θ — угол, стягивающий дугу, l — пролет, q — давление и T — растягивающее усилие элементарного пояса обшивки. Тогда будем иметь:

$$2T \sin \theta = ql,$$

но

$$2R \sin \theta = l,$$

поэтому

$$T = qR.$$

Растягивающее усилие в обшивке при данном давлении пропорционально радиусу ее цилиндрической поверхности.

Если p — растягивающее напряжение в обшивке и t — толщина обшивки, то

$$p = \frac{T}{t} = \frac{qR}{t} = \frac{qs}{2t \sin \theta}$$

и, следовательно,

$$q = \frac{2\sigma t \sin \theta}{s} \quad (157)$$

Существенно, чтобы в обшивке не развивались местные напряжения; поэтому необходимо, чтобы опорные поверхности ребер имели или цилиндрическую форму, как это показано на рис. 203.

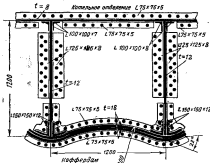


Рис. 203.

На рис. 203 (см. также рис. 138) показан один из возможных вариантов конструкции переборки, основанной на приведенных выше принципах. Чтобы отброшенные газом внутрь корабля куски разрушенной конструкции корпуса не пробьют переборку, листовые ее листы сделаны из броневой стали. Существует много разновидностей конструкций подобных переборок, и конструкцию, показанную на рис. 203, надо рассматривать лишь как иллюстрацию основного принципа конструкции переборки, обладающей большой местной и общей прочностью, на которой нагрузка распределится гармонично и единообразно. Обшивка показанной на рис. 203 переборки состоит из двух слоев закаленной стали, толщиной 18,5 мм каждый, с пределом упругости 3700 ат. Обшивка поддерживается вертикальными рамными стойками, идущими во всю высоту переборки и поставленными с внутренней стороны на расстоянии 1,2 м одна от другой. Внизу большой толщины t проности листов необходима лишь небольшая их кривизна, и достаточная прочность может быть обеспечена без применения тяжелых и дорогих соединительных плашек.

Листы обшивки расположены вертикально без горизонтальных стыков. Вертикальные пары листов обшивки хорошо разогнаны один от другого в разных слоях, так что прочность пазов обшивки соответствует

прочности листа толщиной 18,5 мм, ослабленного заклепочными отверстиями. Считая коэффициент равенным 0,75, получим, что прочность пазок эквивалентна прочности неслабленного листа толщиной 14 мм. При показанной на рис. 203 конструкции и $\alpha=90^\circ$ см, $\theta=22^\circ$,

$$R = \frac{\sigma}{2 \sin \theta} = \frac{90}{2 \cdot 0,375} = 120 \text{ ат.}$$

По выражению (157) давление на обшивку, вызываемое в ней напряжениями, равные пределу упругости материала, равно:

$$q = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 1,4 \cdot 0,375}{90} = 43 \text{ ат.}$$

Это соответствует напору столба воды высотой 430 м, что было бы совершенно неизвестно при плоской переборке. В то же время изогнутая броневая переборка обеспечивает такую же защиту от осколков, как и плоская переборка толщиной 37 мм.

Если необходимо, то не трудно эти переборки сделать водонепроницаемыми или нефтенепроницаемыми, но для гарантии от течи рекомендуется установить по внутренним кромкам стоек броневой переборки обычную водо- или нефтенепроницаемую переборку. Отсек между земля переборками может оставаться пустым или его можно использовать для хранения воды или нефти.

Так как наибольшее давление газов, которое может подействовать на обшивку переборки, является местным давлением, то расчетная общая нагрузка для стоек переборки может быть принята наименьшей. Принимая такое уменьшение в 4 раза, получим расчетное давление равным около 110 м вод. ст. В предлагаемой конструкции переборки, показанной на рис. 203 и 188, стойки требуемой прочности можно легко сконструировать, имея в виду, что они работают совместно со стойками коффердама, расположенными с обращенной к борту стороны переборки. Необходимо при этом также учитывать, что изогнутая форма броневой обшивки переборки способствует увеличению ее общей жесткости. Следует отметить, что полученный выше напор воды в 110 м почти в 36 раз превосходит напор забортной воды, и поэтому следует ожидать, что большая часть энергии взрыва будет направлена в атмосферу.

77. Водонепроницаемые переборки

Практически все переборки, расположенные выше ватерлинии или ниже палубы, находящейся непосредственно выше ватерлинии, делаются непроницаемыми. В верхней же части корабля, особенно выше второй палубы, может быть много водонепроницаемых переборок. Для водонепроницаемого разделения помещений применяются различные типы переборок: структурные, из гофрированного металла, из проволочной сетки и цельнотянутого металла. Рассмотрим здесь лишь структурные непроницаемые переборки, так как другие не имеют конструктивного значения.

Структурные переборки делаются обычно из листов толщиной 3—5 мм, подкрепленных легкими угольниками. Они применяются в тех местах, где требуется местная прочность, как, например, в кладовых, и также для подкрепления конструкций и поддержания тяжелых грузов.

Сравнительно большие прочные размеры имеют переборки под боевыми рубками и другими тяжелыми грузами.

Структурные переборки, как правило, простираются на всю высоту междупалубного помещения от настела одной палубы до настела вышележащей палубы. Поперечные частичные переборки в верхней части крепятся аналогично с бимсами, в местах продольных переборок делаются вырезы для прохода бимсов. Эти вырезы закрываются планками так, чтобы обеспечивалась надлежащая плотность. Особенно важно обеспечить водонепроницаемость переборок, ограждающих каюты, лазареты и относящиеся к ним помещения. Для обеспечения прочности, водонепроницаемости и коррозионной устойчивости по нижней части всех легких переборок этого типа необходимо ставить комбинированные листы толщиной 6,5 мм. Обычно нижние угольники проницаемых переборок чеканятся. Переборки поперечные, идущие от борта до борта, и все продольные переборки для обеспечения надлежащей прочности должны иметь по их верхней кромке утолщенные листы. Стойки переборок внизу и сверху должны прикрепляться к обделочному угольнику, а в местах соприкосновения их с бимсами они должны соединяться последним. Планки листов таких переборок обычно соединяются на один ряд заклепок; стыки часто соединяются на два ряда заклепок на ординарной планке. Листы обшивки должны иметь возможно наибольшую ширину, причем обычно достаточно иметь лишь один пояс обшивки между утолщенными крайними листами со верхней и нижней кромками переборки.

Переборками такого же типа ограждаются дымоходы и машинные люки, причем толщина листов этих переборок на больших кораблях принимается равной 3 мм. Комбинированные листы этих переборок должны быть существенно утолщены и прочно соединены с палубами.

На современных военных кораблях все проницаемые прочные переборки делаются сварными.

Законочные омонимы

Стр.	Страна	Написание	Должно быть	По чьей воле
5	28 стрку	стак, приваивание	стак, не приваивание	тип.
74	8 стрку	в отношении с лачком	в отношении, совпадающем с лачком	тип.
188	9 стрку	срочно	срочно	корр.
189	15 стрку	пресмыкать	пресмыкать	корр.
218	1 стрку	$d = 2,2$ см	$d = 2,2$ см	тип.
224	22 и 28 стрку	облачка	облачками	корр.
229	9 стрку	Потери	Потери	тип.
229	19 и 20 стрку	потерятыми	потерятыми	ред.
229	23 стрку	рудрности	рудности	корр.
232	14 стрку	мудуки	мудуками	тип.
232	7 стрку	брудстойка	брудстойком	корр.

В скобках — первоначальное написание шрифта в момент издания.