

Пролетарии всех стран, соединяйтесь
Инженерно-Промышленная Библиотека

Н Ü Т Т Е

СПРАВОЧНАЯ КНИГА

ДЛЯ ИНЖЕНЕРОВ, АРХИТЕКТОРОВ
МЕХАНИКОВ и СТУДЕНТОВ

Том II

ИЗДАНИЕ ЧЕТЫРНАДЦАТОЕ

ПЕРЕВОД С 25-го НЕМЕЦКОГО ИЗДАНИЯ
ПОД ОБЩЕЙ РЕДАКЦИЕЙ
МОСКОВСКОГО МЕХАНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
ИМЕНИ М. В. ЛОМОНОСОВА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1931 ЛЕНИНГРАД

Предисловие к II тому.

Том II 13-го русского издания справочника Pütte является переподом со II тома 25-го „юбилейного“ немецкого издания этого справочника.

Особенности 25-го „юбилейного“ издания Pütte охарактеризованы подробно в предисловии к тому I настоящего, 13-го, русского издания.

Что касается, в частности, тома II 25-го „юбилейного“ издания Pütte, посвященного, главным образом, машиностроению, то надлежит отметить следующие его особенности.

В противоположность предыдущим изданиям во II том включен отдел „Детали машин“, ранее печатавшийся в I томе. Этот отдел подвергся основной переработке применительно к нормам, принятым за последнее время в Германском машиностроении. Кроме того в него введены новые параграфы о трении при скользящих поверхностях и шариковых подшипниках, переработаны параграфы о зубчатых колесах, смешанных передачах и добавлены параграфы о дифференциальных и планетных передачах. По новому изложены также и ременные передачи; дана также расчетная таблица ремней, составленная на основании более новых данных. Вопрос о регулировании машин в этом издании подразделен на две главы: части машин для регулирования и уничтожения периодических колебаний и детали регуляторов силовых машин.

Отдел „Двигатели“ также существенно переработан. В главе о живых двигателях приведены данные по основам физиологии, поскольку они имеют значение для инженера. Глава, посвященная экономическим основам энергетического хозяйства, составлена вновь и содержит данные о силовых двигателях, об аккумуляровании энергии и передаче ее на расстояние.

Глава „Ветряные турбины“, значение которых, особенно для с.-х. устанвок (орошение и т. д.), все более сказывается, переработана корзинным образом, при чем были учтены достижения машинной техники в этой области.

Глава „Паровые котлы“ подверглась значительным изменениям. В нее введены многочисленные новые конструкции котлов, топков и проч. Переработка этого отдела ветряна и некоторые затруднения, так как из большого количества появившихся за последнее время новых конструкций и котельной технике часть была осуществлена в виде опыта, который не дал еще определенных результатов. По всем этим вопросам указаны многочисленные литературные источники, дающие возможность читателю самостоятельно составить себе мнение в противное часто противоречивым суждениям специалистов. Кроме указанных изменений приведены новые данные о воздуходувочных аппаратах, о методах автоматической сварки и ковки

при построении котлов, а также для коромыслообразного топлива, равно как и об обслуживании котлов.

Глава „Паровые машины“ значительно изменена и дополнена, между прочим, описанием новых конструкций пароструйных воздушных насосов.

Глава „Паровые турбины“ как в теоретической, так и в практической части в значительной степени восполнена, а частью переупорядочена. Введены, между прочим, новые данные о влиянии колебаний рабочего давления, о вакууме, эмпирические формулы расхода пара для турбины, формулы удельного количества проходящего пара, для перегретого пара и т. д. Внесены также изменения в прилаженные таблицы, облегчающие пользование последними. В практической части даны многочисленные новые конструкции, соответствующие крупным достижениям турбиностроения последних лет.

В разделе „Двигатели внутреннего сгорания“ между прочим учтены исследования о допустимой степени сжатия в зависимости от формы камеры сгорания. Подробно рассмотрена теория теплопередачи через стенку. В практической части, независимо от новых конструкций, даны таблицы размеров наиболее распространенных двигателей внутреннего сгорания.

В первый раз Нитте посвящает особую главу „Газовым турбинам“, в которой кратко изложены теоретические тепловые принципы, методы работы, равно как и конструкции этих турбин.

Глава „Водяные двигатели“ коренным образом переработана и соответствует с новейшими техническими достижениями в этой области.

Отдел „Рабочие машины“ переработан преимущественно к современным многочисленным новым конструкциям машин, при чем приведены прежде всего практические данные в отношении применения машин, расхода мощности и проч. В частности глава „Формолочные машины“ выдвигает с основными современными типами этого рода машин—орудий.

Совершенно новым переработаным и значительно расширенным глава „Ковочные машины“ содержит общий обзор рабочих процессов обработки и пластичном состоянии, в соответствии с новейшими исследованиями и теорией механики пластичных тел, изложенной в I томе.

Глава „Металлорежущие станки“ пересделана соответственно современным требованиям нормирования работы на станках.

Совершенно переработана глава „Станки для обработки дерева“ и „Пневматические инструменты“.

Глава „Сварочные машины“ приводит данные о новых конструкциях этих машин и методах применения их, включая и метод горячего резания металла.

В разделе „Грузоподъемники и складочные машины“ целиком охвачена современная „Транспортивная и складочная техника“. Новой здесь является глава о пневматическом и кабельном транспорте. В остальных главах этого отдела приведены не только новые нормы и числовые таблицы, но даны также и многочисленные новые конструкции.

Главы „Методы для подъема жидкости“ (насосы) и „Воздуходувки и компрессоры“ изложены совершенно в переработанном виде, при чем отмечены особенности различных категорий машин, необходимые при

расчете. Кроме того приведен метод расчета вентиля и воздушных клапанов и отмечено возрастающее значение центробежных насосов и ступенчатей.

Отдел „Освещение“ переработан заново применительно к бурному развитию осветительной техники и современному научному обоснованию ее. Учитывая требования, предъявляемые к осветительной технике, даны многочисленные таблицы для расчета расхода мощности, о яркости и проч. для различных способов освещения.

Заключительный отдел II тома „Электротехника“ в сравнении с предыдущими изданиями построен несколько иначе. Исходя из соображений, что справочник в первую очередь должен давать сведения по электротехнике инженеру-механику, при рассмотрении электрических машин теории, расчет и конструкции приведены лишь постольку, поскольку это требуется для успешной работы машин и приборов. Напротив, особенности управления, веса и другие данные об электрических машинах изложены более подробно. Вопросы о cos φ для электрических машин уделено должное внимание, соответственно важности этого вопроса.

Заново переработана глава „Электрические измерения“, как дополнение к главе „Испытания электрических машин“. Новой, наконец, является глава „Применение теплового действия тока в технике“, излагающая данные об электрическом отоплении, электрическом нагревании паровых котлов и проч.

Отдел „Электрические дороги“ дан в III томе.

Русский перевод II тома Нитте выполнен под общей редакцией Московского Механического Института гм. М. В. Ломоносова. Редактирование отделов произведено следующими специалистами:

Отдела „Детали машин“—проф. М. Н. Берловым.

Отделов „Живой двигатель“ и „Ветряные турбины“—инж. В. П. Живаго.

Отделов „Паровые котлы“ и „Паровые машины“—проф. П. М. Соловьевым.

Отдела „Паровые турбины“—инж. Н. Г. Зориным.

Отделов „Двигатели внутреннего сгорания“ и „Газовые турбины“—проф. С. И. Вишняковым.

Отдела „Гидравлические двигатели“—проф. В. Э. Классеном.

Отдела „Рабочие машины“—проф. А. В. Панкляном.

Отдела „Свет, лампы и освещение“—доц. Н. П. Мартыновым.

Отдела „Электротехника“—проф. В. А. Александровым.

В русском издании II тома наибольшей переработке подвергся отдел „Паровые котлы“, в отношении применения в советских условиях; между прочим, добавлены правила устройства, установок, содержания и обслуживания котлов, утвержденные И. К. Т. и различные технические условия по паровым котлам, принятые в СССР. Внесены существенные изменения в отделе „Свет, лампы и освещение“ и „Электротехника“.

Кроме того в русском издании II тома исправлены многочисленные опечатки, оказавшиеся неисправленными в немецком оригинале.

I отдел. Детали машин.

	Стр.
I. Части для соединения деталей машин	
A. Призматические и цилиндрические элементы	
а) Поперечные клинья	3
б) Угловые клинья	6
в) Поперечная шпиль	7
г) Конические муфты	7
д) Продольные клинья	10
е) Продольные шпильки	10
ж) Конические муфты (муфты гильзы)	13
B. Шпильки:	
а) Расчет винтов	12
б) Системы паровок	14
C. Захваты:	
а) Материалы и формы захваток	24
б) Расчет захваточных соединений	23
I. Составные части машин: элементы машин.	
Общие положения	35
A. Элементы для передачи и включения тел, но имеющих самостоятельную форму:	
а) Трубопроводы	38
б) Пусковые органы и сопротивления трубопровода	66
B. Элементы для передачи трансформации, включения и выключения энергии и тел, имеющих самостоятельную форму:	
а) Переход от тел не имеющих самостоятельной формы к телам с самостоятельной формой	80
б) Элементы четырехвалового механизма	113
I. Основные положения	113
II. Формы элементов кривошипно-шатунного механизма	127
A. Соединения со шток, кривошифа	—
B. Соединительные детали, шатуны, шпильки	131
с) Детали трансмиссии	147
I. Шпильки валов	171
II. Устройство валов	171
III. Разные и различные соединения валов	180
IV. Детали для включения, выключения и остановки валов	191
а) Передача движения качением (продольная передача)	213
б) Передача зубчатой передачи	219
I. Зубчатые передачи	219
II. Валы	271
C. Элементы для образования и включения энергии на вращающихся материалах	—

	Стр.
а) Зубчатые преобразователи энергии: шестни и шесты	252
б) Гибкие преобразователи энергии: ленточные передачи	285
I. Основы	—
II. Рабочие параметры ремней и лент	295
III. Приспособления катков, шнуров и канатобразных ремней для работы	311
D. Части машин для регулирования:	
а) Поперечные колебания	325
б) Прямые колебания	333
в) Продольные колебания	339
E. Детали машин для регулирования:	
а) Механические усилители, как вспомогательные детали при пусковой регулировке	347
б) Конструкция и расчет регуляторов числа оборотов	350

II отдел. Двигатели.

	Стр.
I. Двигатель	357
II. Конструктивные соображения об оптимальности энергии	367
III. Энергия турбины	371
IV. Паровые котлы	379
A. Типы котлов	381
а) Котлы с большим водяным объемом	—
б) Котлы трубчатые	386
в) Подогреватель котлы	390
B. Пароперегреватели, Подогреватели	390
C. Возрождение паровых котлов	403
D. Повреждение и ремонт паровых котлов	412
K. Топки	415
а) Топки	—
б) Детали топки	426
в) Конструкция топки	428
E. Установка паровых котлов	440
а) Опоры	—
б) Обмуровка	441
в) Дымоводы и борны	443
г) Топки	444
C. Топки	444
II. Излишки паровых котлов	458
а) Излишки приборов	—
б) Подогревание питательной воды	—
в) Очищение питательной воды	463
г) Деминерализация паровых котлов	467
а) Предохранительные клапаны	468
б) Паровые вентили	469
в) Излишний трубопровод	470
г) Приспособления для спуска воды из котла	471
е) Избиратели для указания уровня воды в котле	472
ф) Дилатометры	473

	Стр.
K. Эжекторы и насосы на паровых котлах	473
L. Правила устройства, установки, сварки и обслуживания котлов	474
M. Технические условия на материалы, употребляемые в котлостроении	498
N. Правила изготовления стационарных паровых котлов	498
O. Определенные котловые элементы	508
P. Пароперегреватели	518
V. Паровые машины	525
A. Расчет паровых машин	525
а) Подсчет индикаторной мощности	526
б) Оценка среднего и индикаторного давления	546
в) Подсчет расхода пара	547
г) Определение неиспользованной теплоты	559
с) Неиспользование отработавшего пара и промежуточный отбор	565
г) Выбор скорости поршня	567
д) Соотношение между ходом и диаметром	568
е) Механический коэффициент полезного действия, сопротивление движению, дополнительное трение	569
ж) Парораспределение	571
а) Общие требования	—
б) Простые ленточные парораспределители	572
в) Расширяющиеся парораспределители	582
г) Механизмы для перемены хода машины	605
C. Детали паровых машин	617
а) Цилиндр	—
б) Подход и отвод пара	627
в) Рамы	630
г) Коренной подшипник	631
д) Оборудование паровых машин	632
е) Конденсация	633
VI. Паровые турбины:	
A. Общие данные	652
а) Общие данные	—
б) Классификация по потребляемому тепловому давлению	—
в) Классификация по конструкции	654
г) Сравнение газовой турбины с паровой машиной	654
д) Полезное тепловое действие и коэффициент полезного действия	655
е) Расход пара	660
B. Детали	—
а) Сопла и направляющие аппараты	662

	Стр.
б) Рабочие лопатки	64
с) Лавины и направляющие аппараты	66
д) Потери на трение в паровой турбине	—
C. Аксиальные турбины:	
а) Одноступенчатые с 1—4 ступенями скорости	667
б) Многоступенчатые с несколькими ступенями скорости в каждой	680
в) Многоступенчатые с одним валом в каждой ступени	—
D. Реактивные турбины	—
а) Детали	675
б) Ход расчета	675
E. Свечи паровых турбин:	
а) Одноступенчатые дисковые турбины (Лавины)	680
б) Многоступенчатые дисковые турбины без скоростных ступеней	681
в) Дисковые турбины со ступенями скорости	685
г) Реактивные турбины (Парсонсы)	688
д) Турбины с противодавлением, промежуточным отбором пара и двух давлений	688
VII. Двигатели внутреннего сгорания.	
A. Общая характеристика:	
а) Круговой процесс	700
б) Процесс работы рабочего тела	702
B. Расчет и конструкция паровых двигателей:	
а) Основные расчеты	706
б) Проведение процесса расширения энергии	716
в) Восприимчивость отдаваемой энергии	734
VIII. Газовые турбины	—
A. Рабочие процессы вращающихся газовых турбин	742
а) Сухие газовые турбины	764
б) Мокрые газовые турбины	767
B. Выполненные газовые турбины	—
а) Сухие турбины быстрого и среднего сгорания	—
б) Сухая турбина быстрого сгорания	—
IX. Гидравлический двигатель	768
A. Водные колеса	770
а) Вертикальные колеса	770
б) Водные колеса с муфтой	774
в) Колеса с водоподъемным насосом	774
г) Колеса со шток в водоподъемном насосе	775
B. Водные турбины	775
а) Общие сведения	—

	Стр.		Стр.
б) Гидравлические соотношения	776	т) Шарошлифовальные станки	857
с) Упоробратительные вилы турбин	—	б) Аппараты и машины для обработки постриженных	878
д) Оценка качества и расчет турбин на основании испытания моделей	781	о) Специальные машины и аппараты	—
е) Удельное число оборотов	784	Е. Пневматические инструменты	879
ж) Отрицательные в выборе	786	Ф. Струйные машины	884
з) Расчет диаметра рабочего колеса	787	а) Способа сварки	—
и) Конструктивные особенности	788	б) Электрические сварочные и нагрев. машины	891
С. Регулирование гидравлических турбин	—	Г. Электрический привод рабочих станков	894
а) Общие сведения	789	II. Грузоподъемники и складочные машины	—
б) Конструкции регуляторов	791	А. Детали грузоподъемных машин	887
с) Требования, предъявляемые к регуляторам	793	а) Привода	—
д) Способы изменения колесной передачи	793	б) Подъемные грузы	912
		с) Пары движущего механизма крана	930
		д) Лебедки	—
		В. Подъемники и приспособления для подачи	934
		а) Подъемники	—
		б) Шахтные подъемные машины	940
		в) Электрические шахтные подъемники	945
		С. Краны	—
		а) Катковые краны	961
		б) Носовые краны	967
		в) Поворотные краны	981
		г) Подвесные краны	982
		д) Специальные краны	—
		е) Краны с канатным приводом	985
		ж) Канатные дороги	989
		з) Подвесные дороги	992
		Д. Ручные приборы для пере- дачи	996
		а) Ручные транспортеры	997
		б) Революционный транспортер	1000
		в) Сверхдлинная цепь	1010
		г) Подвесные транспортеры	1015
		Е. Постоянные передвижные приспособления, непрерывные транспортеры	1018
		а) Виллы, спираль и подъемные трубы	—
		б) Транспортерные ленты	1021
		в) Роликовые транспортеры и яры	1025
		г) Элеваторы	1030
		д) Съемные трубы, корыта, ледобой, ситы	1034
		е) Весающие и высеивающие воздушные установки	—
		ж) Весающие и высеивающие транспортеры	1041
		З. Склады и ящики	1042
		а) Ящики	—
		б) Склады на уроне земли	1052

III отдел. Рабочие машины.

I. Машины-прядки.	
А. Формовочные машины	718
В. Ко очные машины	—
а) Виделия, сопровождающие плавильные формы металла	803
б) Модели	809
с) Прессы	816
С. Металлорежущие станки	—
а) Общие обозначения	822
б) Станки и инструменты для фасонных операций	834
в) Стружальные станки	835
г) Токарные станки	837
д) Сверлящие и долбежные станки	842
е) Фрезерные (шаровые) станки	816
ж) Станки для изготовления забукных колес	852
з) Шафр вальные станки	857
Д. Станки для обработки дерева	—
а) Общие данные	860
б) Распиловочные станки	861
в) Строгальные деревообра- бочные станки	873
г) Финишно-строгальные станки	874
д) Станки для древесной шерсти, фанеро-строгаль- ные станки	875
е) Фрезерные деревообра- бочные станки	876
ж) Шлифовальные и шлифо- валные станки	—
з) Долбежные станки	—
и) Сверлящие станки	877
к) Токарные станки для де- рева	—
л) Шлифовальный фрезерный станок	—

	Стр.		Стр.
III. Машины для подъема жидко- стей (насосы)	1055	А ₁ . Струйные с присоединен- ным насосом	1118
А. Поршневые насосы	1056	В. Центробежные струйные	1120
а) Способ действия	—	а) Вентильные	—
б) Наибольшая возможная высота всасывания	1058	б) Турбоподухоулки и тур- бокомпрессоры	1123
в) Расчет воздушного под- соса	1059	С. Специальные конструкции струйных для газов	1137
г) Клапаны	1062	а) Струйные струйники	—
д) Основные размеры, выбор числа оборотов	1066	б) Гидравлические компрес- соры	1139
е) Частота поршневого насоса	1067		
ж) Привод и регулирование поршневых насосов	—	IV отдел. Свет, лампы и освещение.	
з) Конструкции	1068	I. Основные понятия, методы из- мерений и расчет освещения	1139
и) Крыльчатые и ротационные насосы	1071	А. Основные фотометрические величины и единицы	—
В. Центробежные насосы	—	Б. Оценка светового света	1141
а) Основные уравнения	1074	С. Фотометрические измерения	1143
б) Выбор величины угла ло- патки	1076	Д. Вычисление силы света, свето- вого потока и освещенно- сти	1146
в) Проверки на корректность числа лопатки	1077	а) Вычисление силы света	—
г) Определение размеров ко- леса	1078	б) Вычисление освещенно- стей	1147
д) Вычерчивание рабочих дочек	1081	II. Источники света	1150
е) Условья работы	1086	А. Общие сведения об освещении приборов, основными на- пряжениями	—
ж) Регулирование	1089	В. Светы	1151
з) Наибольшая допустимая высота всасывания	1090	С. Лампы для жидкого горючего	1152
и) Пределы применимости центробежных насосов; специфическое число обо- ротов	1091	Д. Лампы для газообразных го- рючих	1154
к) Пуск и ход	1092	Е. Электрические лампы	1158
л) Конструкция центробеж- ных насосов	—	а) Электрические лампы яв- ляющиеся	1159
м) Сравнение поршневых и центробежных насосов	1098	б) Лампы с газовым разря- дом	1162
С. Специальные конструкции	—	Ф. Рефлекторы и арматуры	1167
а) Подъем светом воздухом	1099	а) Общие сведения о деталях и способах выполнения арматур	—
б) Пульсометры	1100	б) Рефлекторы	—
в) Гидравлический таран	1100	с) Взаимный класс ар- тур	—
г) Струйные насосы	1101		
Воздухоулки и компрессоры (газоуступители)	1102	III. Расчет осветительных устано- вок	1169
А. Поршневые струйники (порш- невые воздухоулки и порш- невые компрессоры)	1106	А. Общие соображения о выбо- ре системы освещения	—
а) Осуществление охлажде- ния	—	а) Оценка освещения	—
б) Действительный рабочий процесс	1108	б) Оценка света	—
в) Определение основных размеров	1110	в) Испытание света с гигиени- ческой точки зрения	—
г) Определение необходимой мощности	1111	д) Экономичность	1171
д) Соотношения сил	1112	В. Основные соображения о рас- чете осветительных устано- вок	—
е) Распределение	—	а) Коэффициент полезного действия освещения	—
ж) Регулирование подавимо- го количества воздуха	1115		
з) Конструкции	1116		

	Стр.
б) Влияние высоты подвеса и расстояния между лампами	1172
с) Методы расчета освещения	1173
С. Внутреннее освещение	1174
а) Необходимая величина освещенности	—
б) Выбор рода освещения и расположение ламп	1175
с) Отражающее освещение	—
д) Специальные случаи	—
D. Освещение внешних пространств и больших крытых помещений	1178
а) Необходимая величина освещенности	—
б) Уличное освещение	1179
с) Освещение рельсовых путей и вокзалов	—
д) Освещение прожекторами (авто-пржектора)	1180
е) Время горения	1181
V отдел. Электротехника.	
I. Общие данные	1182
а) Единицы электрических измерений	—
б) Основные законы магнетизма	1184
с) Основные законы для постоянного тока	1187
д) Основные законы электромагнетизма	1190
е) Правила для определения направления токов и действия магнитных и механических сил	1194
г) Основные законы для переменного тока	1195
с) Электрическое поле	1201
б) Изолирующие материалы	1204
II. Элементы и аккумуляторы.	
А. Первичные элементы	1207
В. Вторичные элементы (аккумуляторы)	1208
а) Свинцовые аккумуляторы	—
б) Щелочные	1212
с) Регулирующие напряжения	1213
III. Электрические генераторы и моторы.	
А. Общие соображения и обозначение терминов	1215
Б. Машины постоянного тока	1218

	Стр.
С. Синхронные машины переменного тока	1242
D. Асинхронные машины переменного тока	1269
Е. Коллекторные машины переменного тока	1284
IV. Трансформаторы, унформеры и выпрямители	1306
А. Трансформатора переменного тока	1307
В. Потенциал-регуляторы	1321
С. Преобразователи	1322
D. Выпрямители	1329
V. Электрические измерительные приборы	1334
А. Электрические измерительные приборы	1338
В. Электрические измерения	1347
VI. Испытание электрических машин	1354
А. Нормы для испытаний электрических машин	—
В. Измерение при испытании электрических машин	1360
VII. Схемы включения источников тока и распределительные устройства	1369
А. Схемы включения для постоянного тока	—
В. Схемы соединения для трехфазного тока	1375
С. Выполнение распределительных устройств	—
VIII. Выбор системы тока	1382
IX. Способы улучшения коэффициента мощности	1385
X. Провода	1389
А. Общие соображения для определения сечения проводов	—
Обозначение сечений проводов	1392
С. Выполнение сетей проводов	1399
а) Воздушные линии	1411
б) Кабели	1411
XI. Применение теплового действия тока в технике	1418
А. Нагревание жидких или содержащих жидкость тел	1419
а) Электрические паровые котлы	—
б) Подогреватели воды	1427
с) Приборы для сварки для домашнего, сельского хозяйства и ремесла	1429
В. Нагревание газообразных тел	1430
а) Обогревание помещений	1432
б) Нагревание воздуха	1432
с) Сушилки	1433
С. Нагревание металлов	—

I ОТДЕЛ.

ДЕТАЛИ МАШИН.

Составлено проф. Кутцбах, Дрезден.

Перевод под редакцией проф. М. Н. Берлова.

I. Части для соединения деталей машин.

(Элементы для натяжения, направления и установки относительного положения).

А. Призматические и цилиндрические элементы.

а) Поперечные каньки.

Заклинивание по большей части производится ударом. При достаточном натяжении держится самоторможением; уклон $= \frac{1}{20}, \frac{1}{30}$ или $\frac{1}{40}$; первый из них — при частых разборках.

Примечание: в DIN 1350 Комитет по нормализации германской промышленности от ноября 1924 г. нормировал обозначения для статки, сопротивления материалов и испытания материалов, фасонного и сортового железа. Эти обозначения приняты во внимание в отделах „Сопротивляющие материалы“ и „Материаловедение“ I тома и будут также употребляться в отделе „Строительная техника“ (III том).

В машиностроении эти обозначения еще не получили права гражданства, поэтому мы воздержались по II тому от ссылки на употреблявшиеся до сих пор в „Нитте“ обозначения — нормированными. Однако, чтобы облегчить одновременное пользование отделами I и II тома, мы в выделенной таблице приводим рядом с нормированными обозначениями — прикладные по II тому прежние обозначения.

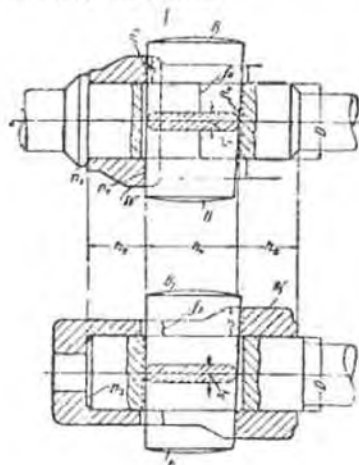
Обозначения, употребляемые в машиностроении и недавно нормированные в сопротивлении материалов.

Употребительные в машиностроении	По DIN 1350		Определение понятия	Употребительные в машиностроении	По DIN 1350		Определение понятия
	K	τ			K	τ	
K_{σ}	σ_B		Временное сопротивление разрыву.	k_A	$\tau_{доп}$		Допускаемое напряжение при срезе (сдвиге).
K_{σ}	σ_{-B}		Временное сопротивление сжатию.	σ_k	$\sigma_{k,доп}$		Допускаемое напряжение при продольном изгибе.
K_{σ}	σ_B'		Временное сопротивление изгибу.	σ_P	$\sigma_{P,-P}$		Напряжение при предельной пропорциональности.
K_{σ}	τ_B		Временное сопротивление скручиванию.	σ_E	$\sigma_{E,-E}$		Напряжение при предельной упругости.
K_{σ}	τ_B		Временное сопротивление продольному изгибу.	σ_f	$\sigma_{f,-S}$		Напряжение при предельной текучести.
K_{σ}	$\tau_{доп}$		Допускаемое напряжение при разрыве.	λ	Δl		Изменение длины.
k	$\sigma_{доп}$		Допускаемое напряжение при сжатии.	k			Степень стройности.
k_h	$\sigma'_{доп}$		Допускаемое напряжение при изгибе.	δ			Относительное удлинение.
k_d	$\tau'_{доп}$		Допускаемое напряжение при скручивании.	φ			Работоспособность.

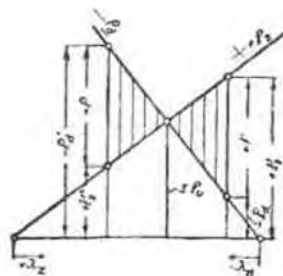
Литература: Бих. Детали машин; Lindner, Maschinenelemente; Sholl—Grassman, Führer des Maschinenbau.

О нормировании справил I том и сведку в I томе. Немецкие промышленные нормы (DIN) в дальнейшем приняты во внимание, поскольку они были утверждены до конца 1925 года.

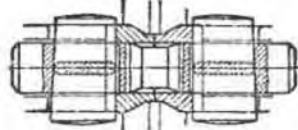
При закреплении посредством клина возникает упругое напряжение в стержне (фиг. 1) или во втулке (кожухе) соединении (фиг. 2). При определении размеров прежде всего имеет значение ослабленное клином растяжимое сечение f_z в стержне или во втулке. В зависимости от растягивающего усилия возникает внутри скрепления большее или меньшее предварительное натяжение $\pm P_p$; оно должно быть достаточным для того, чтобы была исключена возможность ослабления скрепления во время работы.



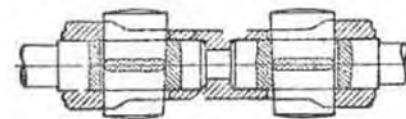
Фиг. 1 и 2.



Фиг. 3.



Фиг. 4.



Фиг. 5.

Если в диаграмме (фиг. 3) $+P_z, -P_d, +\lambda_z, -\lambda_d$ обозначают силы и деформации в растянутой и сжатой частях, то $\pm P_p$ — общее предварительное натяжение в обеих частях. При поперечной нагрузке клинового соединения (например, на фигуре 313) более точный расчет невозможен; при продольной нагрузке, например, при поперечном клиновом соединении (фиг. 4, 5 и 372) или при соединении поршневого штока с кривокопфом (фиг. 290 и следующие) прибавляется известная (переменная или постоянная) рабочая движущая сила $\pm P$. Если $+P$ действует в стержне на растяжение, то в растянутой части соединения P_p увеличивается

на $+P_p'$, а в сжатой части уменьшается соответственно на $-P_p'$ (P_p' никогда не должно сделаться $= 0$). Если $-P$ действует в стержне на сжатие, то силами, действующими внутри скрепления будут $+P_p''$ и $-P_p''$.

Для растягиваемого сечения соединения, ослабленного поперечным клином, внутри скрепления имеем $f_z = +\frac{P_p'}{k_z}$, а неослабленное, подверженное сжатию, сечение определяется по величине опорного давления. Обыкновенно величина предварительного натяжения принимается такой, что P_p делается $\cong \frac{5}{4} P$. Для k' применим способ нагрузки I и II (том I), так как внутри скрепления направление давления не изменяется в противоположном.

Для расчета клина основным служит наибольшая действующая сила растяжения P_p' .

Толщина клина s_1 должна быть по возможности малой, чтобы уменьшить ослабление сечения f_z ; однако, это уменьшение толщины клина ограничивается величинами опорных давлений p_1 и p_2 , чтобы не было смятия. Для круглых стержней $s_1 = \frac{D}{4}$ до $\frac{D}{3}$; последние величины употребляются тогда, когда часть, на которую нажимает клин, из чугуна или бронзы.

При частой разборке следует допускать меньшее, чем для способа нагрузки I и II, чтобы не было сильного изнашивания поверхности.

Из тех же соображений клин делается по большей части из особой «клиновой стали», которая не дает сплюсывания у закругленных поверхностей В клина, по которым ударяют для заделки и выталкивания его.

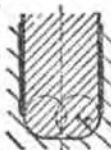
Грани, производящие заклинение, также делаются с возможно большим радиусом закругления r (фиг. 6 до 8) для избежания трещин. Угол η втулки увеличивает площадь, на которую опирается клин, без излишней траты материала для остальных сечений, а потому часто делается в виде кольца.

Высота клина h_1 среднего сечения, работающего на изгиб, определяется из уравнения:

$$\left(\frac{P'}{2}\right) \cdot \left(\frac{D}{2} + \frac{s}{2} - \frac{D}{4}\right) = \frac{1}{6} k_b s_1 h_1^2,$$

h_1 обыкновенно принимается $= D$ до $\frac{5}{4} D$.

Для высоты h_2 в стержне и втулке соединения достаточно принимать от $\frac{3}{4}$ до $\frac{2}{3} h_1$; при хорошем закруглении, например, по фиг. 7 и при изломом материала (литое железо и сталь) достаточно даже от 0,5 до 0,4 h_1 . Опорное давление в шпальчике p_2 (фиг. 1 и 2) принимается по способу нагрузки I и II (том I).



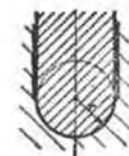
Фиг. 6.

Пригонка. Для достижения столь часто необходимого поперечного натяжения в клиновом соединении вполне достаточно для соединения круглых частей скользящая или неподвижная посадка цилиндрической стержня в втулке.

Гораздо легче, однако, для разборки коническая заточка хвоста стержня (с α углом 45°), например, по фиг. 287, или сильно удлинённый скрепной конус с наклоном в $\frac{1}{30}$ (конусность $\frac{1}{15}$, фиг. 284

и фиг. 290 и 291). При ударных клиньях надо позаботиться о том, чтобы ничто не мешало загонке или выбиванию клина ударами. При ответственных или часто разбираемых соединениях ударный клин для большей надёжности укрепляется обыкновенно штифтом, шлицем и т. д.

Поперечные сечения и подлежащие очерташи вне места скрепления следует рассчитывать по правилам в зависимости от сил, действующих на них во время работы. Фиг. 4 показывает соединение посредством поперечных клиньев для тел произвольной формы с растяжением в клиновом стержне; фиг. 5 для штанг (стержней) с растяжением в штанговом замке (втулке).



Фиг. 7.



Фиг. 8.

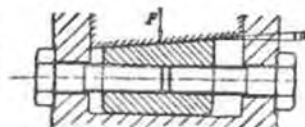
Характеристика: поперечные клинья очень просты по форме, особенно пригодны для вязких материалов. Не всегда, однако, можно допускать ослабления поперечного сечения в местах соединения, в особенности в тонкостенных валах стержнях, где r легко становится слишком высоким. Продольное перемещение в соединении исключено. Скрепление достигается посредством ударов (не везде, однако, возможных).

в) Установочные клинья.

Они делаются обыкновенно с большим уклоном, например, $\text{tg } \alpha = \frac{1}{10}$ или $\frac{1}{5}$, вследствие чего при малой величине μ и при сотрясениях нет самосторможения.

Установка производится посредством винта; закрепление положения, например, посредством винта с противоположной стороны (фиг. 9). Другие примеры, фиг. 255, 303 и 306.

Наибольшая сила в винте $\approx P \text{tg } \alpha$, если $\text{tg } \alpha$ — уклон закатаного клина и P действует перпендикулярно к клину.



Фиг. 9.

е) Поперечная чека.

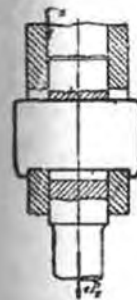
Там, где черемва давления в продольном направлении исключается, например, в тяговых механизмах, посредством пружин или тяжести, можно вместо клина пользоваться чекой, расчет которой в общем такой же,

как и поперечного клина. Укрепление соединения с боков — помощью скользящей или неподвижной посадки. От выпадения она обеспечивается выступами, штифтами и т. п.

д) Конические штифты.

Конические штифты с конусностью в $\frac{1}{50}$ с хвостом с нарезкой или без нее — нормированы (DIN 1, также DIN 257 и 258).

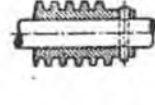
Конические штифты могут служить, как поперечные клинья, например, для закрепления небольшой нафты в отверстии (фиг. 11), или для удержания и установления относительного положения двух соединяемых деталей: „удерживающие штифты“ и „установочные штифты“.



Фиг. 10.



Фиг. 11.



Фиг. 12.



Фиг. 13. DIN 257.

На фиг. 12 — соединение червяка с валом, фиг. 13 — конический штифт с винтовой нарезкой на конце. Эти штифты нормированы, согласно следующей таблице:

Таблица 1. Конические штифты с винтовой нарезкой хвоста по системе Витворта (DIN 257).

$d = 6,5$	8	10	13	16	20	25	30	40	50
$d_1 = \begin{pmatrix} 6,5 \\ 8 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 8 \\ 10 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 10 \\ 13 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 13 \\ 16 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 16 \\ 20 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 20 \\ 25 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 25 \\ 30 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 30 \\ 40 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 40 \\ 50 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 50 \\ 60 \end{pmatrix}$
$l = 32$	40	45	60	72	85	100	110	130	150

Диаметры винта d_1 нормированы также и метрической нарезке (DIN 258). Размеры заголовочные в дюймах, должны по возможности выполняться только и метрической нарезке (6, 8, 10 мм).

Для общей длины штифта каждого диаметра установлено от 4 до 5 нормальных размеров.

е) Продольные клинья¹⁾.

Продольные клинья употребляются для закрепления двух деталей, усилия которых направлены в противоположные стороны, обладают самосторможением, уклон обыкновенно $\frac{1}{100}$; материал — особая клиновидная сталь (DIN 497 до 500) (с большим сопротивлением смятию и изгибу), фиг. 14 и 16 — элементы только для натяжения, в фиг. 15 и 17 — элемент натяжения и замыкающая формы (касательная шпонка). Чаще всего упо-

¹⁾ Справка DIN, кн. 11: Heftschel, K z 11 e, Berlin, 1924 г. изд. Neuth.

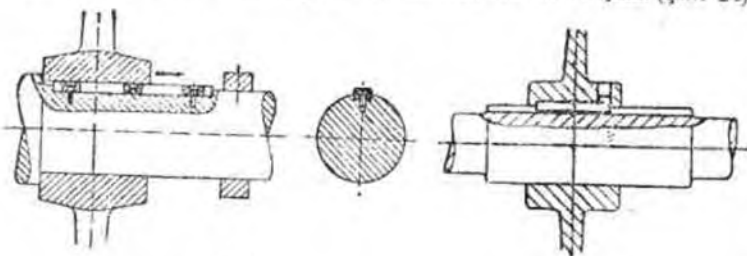
Т а б л и ц а 3. Глубина выемки для тангенциальных каннелов по DIN 271

D	t	D	t	D	t	D	t	D	t	D	t
60	7	130	10	200	14	270	18	350	26	520	34
70	7	140	11	210	14	280	20	400	26	540	38
80	8	150	11	220	16	290	20	420	30	560	38
90	8	160	12	230	16	300	20	440	30	580	38
100	9	170	12	240	16	320	22	460	30	600	42
110	9	180	12	250	18	340	22	480	34	—	—
120	10	190	14	260	18	360	26	500	34	—	—

г) Продольные шпонки.

Продольные шпонки употребляются только как элементы направляющие или для установки положения, по вызывая внутренних напряжений, следовательно, не для укрепления и не для восприятия переменных крутящих моментов.

Продольная шпонка, как направляющий элемент: в виде шпонки, привалочной кренку на валу, для скольжения по ней втулки (фиг. 24);

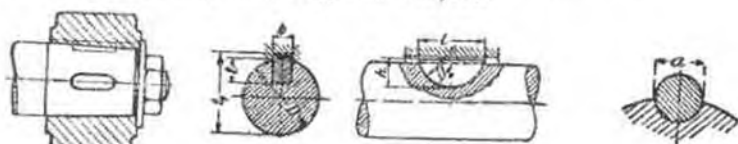


Фиг. 24.

Фиг. 25.

или как шпонка в ступице для скольжения вместе с ней (фиг. 25); как элемент установочный (замыкающий форму).

Установочная шпонка (фиг. 26), когда нужно, крепко заворачивается или укрепляется посредством круглых штифтов.



Фиг. 26.

Фиг. 27. DIN 122.

Фиг. 28.

Дорожки для этих шпонок, согласно DIN 269, такие же, как и для каннелов. См. таблицу 2.

Для станков, однако, установлены особые нормы с меньшими дорожками и шпонками (DIN 144); установочные шпонки для быстрходных

валов DIN 270 (установочные шпонки для турбинных насосов и воздуховодов).

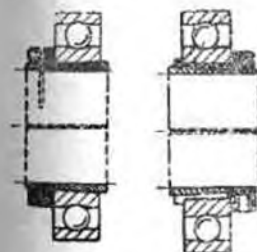
Особые формы: полукруглая шпонка (фиг. 27) DIN 304 и 122 весьма употребительны в станках, так как они дешевле, чем установочные шпонки.

Цилиндрические шпонки (фиг. 28), дорожки для которых просверливаются одновременно в обеих соединенных частях; $a = 0,6 \sqrt{d}$ до $0,7 \sqrt{d}$ в сантиметрах для валов около 40 мм диаметром и выше.

г) Конические втулки (муфты, гильзы).

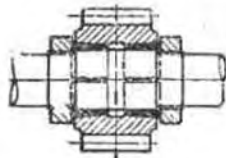
Конические втулки (муфтовые клинья) весьма важны, как укрепляющие конуса для равномерной, легко ослабляемой, затяжки ступицы на валу без всякой односторонней деформации.

По большей части с прорезами, или состоят из нескольких частей. Примеры: закрепление колец шариковых подшипников (фиг. 29 и 30), точных зубчатых колес (фиг. 31) сравнительно малого диаметра, или быстро вращающихся шкивов на цилиндрических валах, для укрепления на токарном станке.



Фиг. 29.

Фиг. 30.

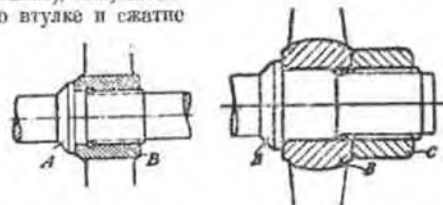


Фиг. 31.

В. Винты.

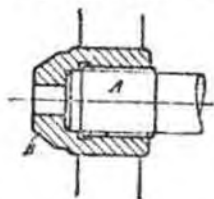
При закреплении посредством винта возникает также, как при клиновом соединении, упругое растяжение в стержне *A* и сжатие во втулке *B*, если поперечности соединяемых лежат вне пареки (фиг. 32 и 33, натяжной винт в натяжной гайке), или, наоборот, упругое растяжение во втулке и сжатие в стержне, если соединяемые поверхности лежат внутри (фиг. 34 и 35).

натяжной винт в натяжной гайке). При установке по фиг. 32 и 34 соединяемые части *A* и *B* должны наворачиваться вышле одна на другую, а по фиг. 33 и 35 необходимо завернуть лишь одну треть часть *C*, как винт или гайку. Во всех случаях внутри винтового соединения одна часть удлиняется от растяжения, другая укорачивается от сжатия, что может вызвать неравномерную нагрузку в витках винта, особенно при большом напряжении и большом числе витков.

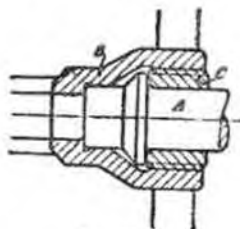


Фиг. 32-33. Растянутый стержень винта.

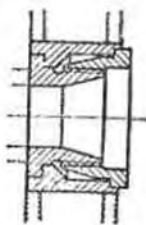
Редко удается помочь делу тем, что вместо того, чтобы делать нарезку и в стержне и во втулке, затяжку производить нарезкой или только стержня, или только втулки, помощью промежуточной части, как, например, по фиг. 36.



Фиг. 34. Сжатый стержень втулки.



Фиг. 35.



Фиг. 36.

Это обстоятельство и влияние углублений в ватках (в особенности при небрежном исполнении) являются причиной того, что винтовые соединения нельзя рассчитывать по обыкноу допускаемым напряжениям без особых поправок. Необходимо также по возможности учитывать влияние впадин нарезки—углублений, ослабляюще действующих на сопротивление стержня, и выбрать материал соответственной вязкости.

а) Расчет винтов.

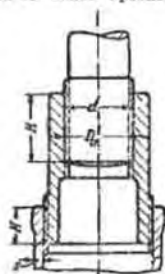
1. Напряжение от нагрузки и предварительного натяжения между выступом стержня скрепления и нарезкой. Необходимое и целесообразное предварительное натяжение находится в зависимости от сил, возникающих во время работы и изменяющихся согласно фиг. 3 (стр. 4). Если наибольшая действующая продольная сила P известна, или может быть определена, то P' может в среднем приниматься $= 5/4 P$, так что для наименьшего сечения, для внутреннего сечения f_k винта или гайки $f_k = P'/k$, где k —допускаемое напряжение во внутреннем сечении винта. Для обыкновенных болтов это, вызываемое предварительным натяжением, увеличение напряжения вместе с влиянием впадин в резьбе учитывается таким образом, что при расчете принимают во внимание исключительно действующую силу P , а для напряжения же k (по Баху) принимаются, как наибольшие, следующие величины из таблицы.

Таблица 4. Допускаемые напряжения болтов.

Сталь с временным сопротивляющим разрыву $= 34-45 \text{ кг/мм}^2$	60—70 кг/мм^2
Для черной резьбы $K_z = 480 \text{ кг/см}^2$	$K_z = 640 \text{ кг/см}^2$
Для тщательно нарезанных болтов или нарезанных острями плашками $K_z = 600 \text{ кг/см}^2$	„ 800 „

Для разных типов рыночных болтов избегают применения стали высших сортов, чтобы исключить всякую возможность случайной замены их болтами из менее прочного материала. Для малых болтов, у которых одной мускульной силой можно выжать чрезмерное предварительное натяжение гораздо легче, чем у больших, надо выбирать допускаемые напряжения еще значительно меньшие; наоборот, для больших болтов—большие напряжения.

Расчет выступа нарезки винта на пагуб, нарез и на давление (смятие) между соприкасающимися поверхностями нарезок при нормальной треугольной нарезке можно не производить, если для рабочей части нарезки—высоте гайки H (фиг. 37) придерживаться величин, приведенных в таблице 5.



Фиг. 37.

Таблица 5. Высота и диаметр гайки.

Болты из стали	H/d	$D_n : d$
Гайки из стали	1	1,4—1,5
„ „ бронзы	1—1,2	1,5—1,6
„ „ чугуна	$\approx 1/2$	1,8
„ „ мягкого металла	$\approx 2,5$	2—3

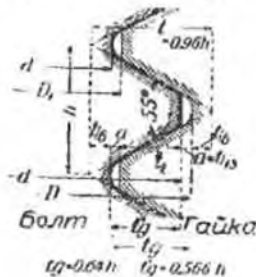
В этой таблице уже принято во внимание неравномерное распределение нагрузки в отдельных витках винта. Треугольная нарезка в чугунах допускается лишь в случаях постоянного соединения, а не в таких, которые приходится часто разбирать, так как резьба легко портится. В последнем случае употребляются особые муфты с газовой резьбой для чугуна (фиг. 52, стр. 20). При нарезке в трубах можно принять $H/s \approx 3$, где s —толщина стенки трубы, получающаяся по расчету на разрыв; расчетная толщина ее по большей части меньше, чем придаваемая ей при выделении. При трапециoidalной форме нарезки H должны быть в $1/2$ раза больше. (Для винтов, передающих движение, очень важна для расчета величина допускаемого давления p в витках нарезки).

2. Завинчивание под нагрузкой. При вращении винта с преодолением груза P или для получения предварительного натяжения P' (неизвестной величины), к напряжению растяжения или сжатия в пределах места скрепления прибавляется еще напряжение от скручивания. Так как это последнее увеличивается вместе с увеличением трения в винте, то при затяжке винты надо смазывать (одновременно также для воспрепятствования заеданию). Там, где это добавочное напряжение при завинчивании бывает редко, оно не имеет значения в сравнении с постоянным напряжением от нагрузки. Оно может оказать свое вредное влияние, если при вращении слишком сильно затянуть винт. Например, при небольших болтах, или слишком больших плечах ключа, так что в болтах появляются трещины или срывается резьба. Вследствие этой опасности следует в ответственных местах больших машин по возможности избегать ставить скрепляющие болты меньше $5/8''$. Винты больше $2''$ трудно затянуть с по-

моцью простого ключа, насколько это требуется. Поэтому для болтов больших диаметров предварительная заточка производится удлинными ключами, или помощью предварительного нагрева растягиваемого стержня; предохранение от разрывания особенно важно и необходимо.

в) Системы нарезок.

1. Профили нарезки. Наиболее употребительные профили винтовой резьбы нормированы. Самые распространенные: нарезка Витворта (DIN 11). Сечение выступа нарезки — равнобедренный треугольник с углом при вершине в 55° , так что $t = 0,96 h$ (фиг. 38); на расстоянии $t/6$ от вершины угла делается закругление внутреннее и внешнее, вследствие чего уменьшается влияние острых углов пилы и нарезка не так чувствительна к неосторожному обращению. Эта система во всей Европе применяется в среднем и крупном машиностроении. Форма нарезки без зазора в вершине употребляется только в режущих инструментах и для непрошиаемой нарезки (фиг. 58, стр. 21, и фиг. 61, стр. 22). Та же форма с зазором в вершине (DIN 12), который получается сре-

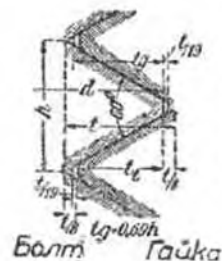


Фиг. 38. Нарезка Витворта с зазором в вершине (DIN 12).

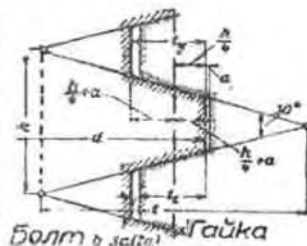
получается точная пригонка поверхностей. Зазор может быть сделан и меньше, но не больше. Нарезка Селлера: сечение выступа нарезки — равнобедренный треугольник (угол между сторонами 60°). Вершины углов срезаются по прямой на глубину $t/8$ и первоначально она применялась без зазора в вершине (принята в Северной Америке).

Та же форма с зазором у основания нарезки винта и гайки (фиг. 39) положена в основание системы нарезки SI 1898 (интернациональной системы) в метрической системе (DIN 13 и 14). Величина зазора a равна $t/16$ до $t/24$, в среднем —

$t/19$, вследствие чего большая длина соприкосновения поверхностей, чем в системе Витворта ($t_g \approx 0,65 h$), зато большее влияние острых пилы. Трапециевидная нарезка DIN 103, 378 и 379 (фиг. 40).



Фиг. 39. Нарезка Селлера. Интернациональная нарезка.



Фиг. 40. Трапециевидная нарезка.

Сечение нарезки — равнобедренный треугольник с углом при вершине 30° ; высота рабочей поверхности $t_g = 0,5 h - 2a$; глубина нарезки в высоту $t_g = 0,5 h + a$, где a — зазор при вершине в гайке; зазор при вершине $a = 0,25 \text{ мм}$, при величине h не более 12 мм, а для больших величин $a = 0,5 \text{ мм}$; большие значения применяются для шпотов, передающих движение; в скрепляющих болтах у основания делается закругление радиусом $r = a$.

Пилообразная форма нарезки для больших диаметров и для сил, действующих в одном определенном направлении так, что радиальные кольцевые напряжения не появляются (DIN 513 до 515).

Круглая форма нарезки (полусфера нарезка) (фиг. 41, DIN 405) для грубой нарезки, где следует опасаться повреждения, вырывания или зарывания, например, у пожарной арматуры. В отступление от этого, круглая нарезка применяется в стержнях железнодорожных вагонов. Кроме того, особенно грубая круглая нарезка употребляется в штампованных, чашечных или литых изделиях и в винтах для дерева (шурупах).

2. Размеры нарезки, подъем (ход) и диаметр. Скрепляющие болты делаются всегда одноходовыми, так как такое исполнение является наиболее дешевым и точным, причем винтовая линия, ход которой $h = \pi d \lg a$, обыкновенно идет вправо по цилиндрической поверхности¹⁾.

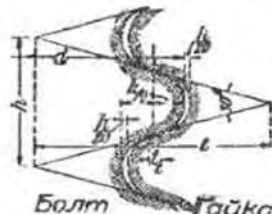
Следует различать: 1) дюймовую нарезку и 2) метрическую, смотри по тому, выражается ли ход винтовой линии в дюймах или миллиметрах; кроме того, диаметр нарезки может быть выражен в дюймах или миллиметрах. Таким образом, все виды нарезки составляют следующие группы:

Таблица 6. Группы нарезки.

Шаг и диаметр в	дюймовых дюймов		миллиметрах
	дюймах	мм	мм
Система Витворта	Нарезка Витворта и галопла нарезка Витворта	Мелкая нарезка Витворта	—
Система Селлера	Нарезка Селлера (Америка)	—	Метрическая нарезка и метрическая мелкая нарезка

Метрическая нарезка обыкновенно употребляется для небольших диаметров (1 до 10 мм), причем форма нарезки по системе SI. Для средних диаметров, в особенности от $1/2''$ до $2''$, вытеснение дюймовой нарезки идет весьма медленно, а во многих местах даже и не предно-

¹⁾ Примечание. Резьба в затворах газовых сосудов и в выпускных устройствах сильно сжатых газов делается конической. Для водорода, Вудага, окиси углерода и хлористого этила нарезка должна быть левой (DIN 477).



Фиг. 41. Круглая нарезка.

лагается. Для диаметров выше 2" метрическая система все более и более распространяется).

Таблица 7. Нормальная нарезка в дюймах по Витворту и (Селлерсу) до 4".

$D'' =$	—	$\frac{1}{4}''$	$\frac{3}{16}''$	$\frac{1}{2}''$	$\frac{5}{16}''$	$\frac{3}{8}''$	$\frac{7}{16}''$	$\frac{1}{2}''$	$\frac{5}{8}''$	$1''$
$z =$	—	20	18	16	14	12(13)	11	10	9	8
$D'' =$	$1\frac{1}{4}''$	$1\frac{1}{2}''$	—	$1\frac{3}{4}''$	—	$1\frac{1}{2}''$	$1\frac{3}{4}''$	$1\frac{7}{8}''$	$1\frac{7}{8}''$	2"
$z =$	7	7	—	6	—	6	5(5 $\frac{1}{2}$)	5	4 $\frac{1}{2}$ (5)	4 $\frac{1}{2}$
$D'' =$	—	$2\frac{1}{4}''$	—	—	—	$2\frac{1}{4}''$	—	$2\frac{3}{4}''$	—	3"
$z =$	—	4(4 $\frac{1}{2}$)	—	—	—	4	—	3 $\frac{1}{2}$ (4)	—	3 $\frac{1}{2}$
$D'' =$	—	$3\frac{1}{4}''$	—	—	—	$3\frac{1}{4}''$	—	$3\frac{3}{4}''$	—	4"
$z =$	—	3 $\frac{1}{4}$ (3 $\frac{1}{2}$)	—	—	—	3 $\frac{1}{4}$	—	3	—	3

Дюймовая нарезка. По нормам Витворта задается диаметр нарезки D гайки (фиг. 38), а по нормам Селлерса—диаметр d шпота (фиг. 39)— в английских дюймах ($1'' = 25,40$ мм) и число витков z на одном дюйме длины болта, так что h мм $= 25,40/z$ и $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{zD''\pi}$, при этом $\operatorname{tg} \alpha$ делается $= \frac{1}{5\pi}$ при $D = \frac{1}{4}''$ и до $\frac{1}{12\pi}$ при $D = 4''$.

У Селлерса z отличается от Витворта в пределах до 4" лишь для нескольких диаметров: см. таблицу 7 (величины в скобках по Селлерсу).

Таблица 8. Нарезка труб (газовая резьба) по системе Витворта.

Непроницаемая нарезка без зазоров. Интернациональная с 1913. DIN 259.

Внутрен. диаметр d_1 в дюйм. макс.	Наружн. диаметр нарезки D в мм	Число витков на 1 дюйм. и на $\frac{1}{2}$ дюйма	Внутрен. диаметр d_1 в дюйм. макс.	Наружн. диаметр нарезки D в мм	Число витков на 1 дюйм. и на $\frac{1}{2}$ дюйма	Внутрен. диаметр d_1 в дюйм. макс.	Наружн. диаметр нарезки D в мм	Число витков на 1 дюйм. и на $\frac{1}{2}$ дюйма
$\frac{1}{8}$	9,7	28 [1,16]	1	33,3	11	4	113,0	[3,0]
$\frac{1}{4}$	13,2	16	$\frac{1}{4}$	33,3	11	$4\frac{1}{2}$	125,7	"
$\frac{3}{8}$	16,7	[1,7]	$\frac{1}{2}$	47,8	"	5	138,4	"
$\frac{1}{2}$	21,0	14	$\frac{3}{4}$	53,7	"	$5\frac{1}{2}$	151,1	"
$\frac{5}{8}$	23,0	[2,5]	1	59,6	"	6	163,8	"
$\frac{3}{4}$	26,4	"	$1\frac{1}{4}$	65,7	"	7	189,2	"
$\frac{7}{8}$	30,2	"	$1\frac{1}{2}$	75,2	"	до 10	до 205,4	[4,3]
			$1\frac{3}{4}$	81,5	"	11	200,8	"
			2	87,9	"	11	до 18	[4,0]
			$2\frac{1}{2}$	100,3	"	[3,0]	до 475	"

При сохранении профиля Витворта можно в особых случаях отступать от норм Витворта в отношении числа витков в 1", а также и диаметра нарезки, например, для нарезки труб (таблица 8) и в мелкой резьбе, в особенности при больших диаметрах, при чем для этого существуют специальные нормы.

Для отличия эта нарезка обозначается буквою R , например: $R 2\frac{1}{4}''$. Внутренний диаметр нарезки является $D - 2t_p$, где t_p — глубина впадины нарезки. Каждому числу витков на 1 дюйме соответствует определенная величина $2t_p$.

Наиболее употребительные внутренние диаметры для газовых труб обозначены толстой линией. Численные значения внутренних диаметров d_i , которыми обозначена нарезка труб, представляют только приблизительные размеры самих труб, так как только наружные диаметры должны быть номинальными, внутренние же диаметры зависят от толщины стенок труб, которая изменяется в зависимости от материала, способа изготовления и давления. Нарезка труб с зазором в вершине (DIN 259) употребляется только там, где особое уплотняющее приспособление находится вне нарезки (например, в арматурах, или же где непроницаемость вовсе не нужна).

Кроме этой интернациональной, общепринятой с 1913 г. нарезки труб, имеется еще дюймовая нарезка газовых труб*, которая сделалась конвенционной для Германии в 1903 г. (Journ. f. Gasf. u. Wasservers. 1913, стр. 693 и Z. d. V. d. L 1903, стр. 1230).

О мелкой нарезке Витворта с шагом в дюймах и в миллиметрах для диаметров $d = 20$ до 80 мм смотри таблицу 10. Внутренний диаметр нарезки $= d - 2t_p'$, где t_p' — глубина нарезки (фиг. 38, стр. 14); $2t_p'$ видно брать из таблицы. Выше 80 мм численные значения диаметра означаются цифрами 4 и 9, например, 84, 89, 94

Метрическая нарезка. В метрической системе нарезки шаг h в мм установлен для $d = 1$ до 20 мм и $d = 20$ до 80 мм согласно вышеследующих таблиц 9 и 10. Метрическая мелкая нарезка от № 1 до 9, см. DIN 241 до 243, DIN 516 до 521. Метрическая трапецеидальная нарезка, см. таблицу 11.

Таблица 9. Нормальная метрическая нарезка для $d = 1$ до 20 мм системы SI (фиг. 39) DIN 13 и 14.

d мм	h мм	$2t_p$ мм	d мм	h мм	$2t_p$ мм	d мм	h мм	$2t_p$ мм
1	0,25	0,347	(3,5)	0,6	0,833	(9)	1,25	1,74
(1,2)	"	"	4	0,7	0,972	10	1,5	2,08
1,4	0,3	0,417	(4,5)	0,75	1,04	(11)	"	"
(1,7)	0,35	0,486	5	0,8	1,11	12	1,75	2,43
2	0,4	0,556	(5,5)	0,9	1,24	14	2	2,78
(2,3)	"	"	6	1	1,39	16	"	"
2,6	0,45	0,625	(7)	"	"	(18)	2,5	3,47
3	0,5	0,695	8	1,25	1,74	20	"	"

Следует по возможности избегать применения диаметров, заключенных в скобки.

П р и м е р для обозначения: $M 16$ для наружного диаметра в 16 мм.

Таблица 10. Нормальная метрическая и мелкая нарезка с шагом в дюймах и миллиметрах для $d = 20$ до 80 мм.

d мм	Нормальная метрическая нарезка		Шаг в мм. форма SI (DIN 242)		Шаг в дюймах форма Витворта (DIN 239 и 240)			
	Метрическая (DIN 14)		h мм	2 t _g мм	h дюйм.	2 t _g ' мм	h дюйм.	2 t _g ' мм
	h мм	2 t _g мм						
20 (22)	2,5	3,47	Мелкая резьба 2		Мелкая резьба 1 (до 499 \varnothing шаг 101 же)			Мелкая резьба 2
24 (27)	3	4,17	2	2,78				2,88
30 (33)	3,5	4,58						
36 (39)	4	5,58	3	4,17				3,6
42 (45)	4,5	6,25						
48 (52)	5	6,95						
56 (60)	5,5	7,64	4	5,58	1/4"	7,2	1/16"	4,8
64 (68)	6	8,33						
72 (76)	6,5	9,03						
80	7	9,72						

Применения диаметров, выделенных в скобки, следует по возможности избегать.
Сокращенные обозначения: 1) М В, 2) М 56 × 4, 3) W 56 × 1/4", 4) W 56 × 1/8" (DIN 202).

Таблица 11. Нормы для одноходовой трапецеидальной нарезки (фиг. 40, стр. 14 DIN 103).

d мм	h мм	2 t _g мм	d мм	h мм	2 t _g мм	d мм	h мм	2 t _g мм
10—12	3	3,5	55—62	9	9,5	210—230	20	21
14—20	4	4,5	65—82	10	10,5	240—260	22	23
22—28	5	5,5	85—110	12	12,5	270—290	24	25
30—36	6	6,5	115—145	14	15	300	26	27
38—44	7	7,5	150—175	16	17			
40—52	8	8,5	180—200	18	19			

Для диаметров нарезки d с трапецеидальным профилем предложены следующие числовые значения:

Диаметры: 10 до 30, 32 до 48, 50 до 100, до 200, до 300 мм.

Нормальные: d = 2 t_g 4 t_g 5 t_g 10 t_g 10 t_g

Допускается: (d) = — 2 t_g 10 t_g ± 2 5 t_g —

где t_g — число, указанное в табл. 11. Внутренний диаметр нарезки = d - 2t_g.

Таблица 12. Чистые болты с шестигранной головкой (DIN 61) с нарезкой Витворта (DIN 11).

Внутр. диаметр нарезки d ₁	Внешний диаметр нарезки D	Ихоч. сечение стержня d ₂ /4	Число шагов нарезки		Высота гайки (округл.) h ₁	Высота головки (округл.) h ₀	Отверст. гайки (округл.) h ₀ *	Q = $\frac{1}{4} d_1^2 \cdot L \cdot K_0$ если K ₀ в кг/см ² = 490 = 690		
			на одном шаг. длиной d	на длине d						
									мм	дюйм.
1/2	6,35	4,72	0,175	20	5	6	5	11	85	1050
3/8	7,64	6,18	0,205	18	5 1/8	8	6	14	140	1750
1/2	8,53	7,49	0,44	16	6	9	7	17	210	2650
3/4	11,11	8,79	0,607	14	6 1/2	11	8	19	250	3350
1/2	12,70	9,99	0,784	12	6	13	9	22	375	4700
3/4	15,88	12,92	1,311	11	6 1/2	16	11	27	630	7850
1	19,05	15,80	1,961	10	7 1/2	19	13	32	940	1175
1 1/8	22,23	18,61	2,720	9	7 1/2	22	16	36	1305	1630
1 1/4	25,40	21,34	3,573	8	8	25	18	41	1715	2145
1 3/8	28,58	23,93	4,498	7	7 1/2	28	20	46	2160	2700
1 1/2	31,75	27,10	5,768	7	6 1/2	32	22	50	2770	3460
1 3/4	34,93	29,51	6,835	6	8 1/2	35	24	55	3280	4100
2	38,10	32,68	8,388	6	9	38	27	60	4030	5030
2 1/8	41,28	34,77	9,495	5	8 1/2	41	30	65	4560	5700
2 1/4	44,45	37,95	11,31	5	8 1/2	45	32	70	5430	6780
2 3/8	47,63	40,40	12,82	4 1/2	8 1/2	48	34	75	6150	7690
2 1/2	50,80	43,57	14,91	4 1/2	9	50	36	80	7160	8950
2 3/4	57,15	49,02	18,87	4	9	55	40	85	9060	11320
3	63,50	55,37	24,08	4	10	60	45	95	11560	14450
3 1/8	69,85	60,56	28,80	3 1/2	9 1/2	65	49	105	13820	17250
3 1/4	76,20	66,91	36,15	3 1/2	10 1/2	68	53	110	16870	21050
3 3/8	82,55	72,54	41,36	3 1/2	10 1/2	75	58	120	19850	24820
3 1/2	88,90	78,57	48,92	3 1/2	11 1/2	78	62	130	23480	29350
3 3/4	96,25	84,41	55,95	3	11 1/2	82	67	135	26860	33570
4	101,60	90,76	64,68	3	12	85	71	145	31050	38810
4 1/8	107,95	96,64	73,37	2 3/4	12 1/2	92	75	155	35290	44030
4 1/4	114,30	102,59	83,29	2 3/4	12 1/2	95	80	165	39980	49790
4 3/8	120,65	108,53	93,04	2 1/2	13 1/2	100	85	175	44660	55820
5	127,00	115,18	104,2	2 1/2	13 1/2	105	89	180	50020	62530
5 1/8	133,35	120,96	114,9	2 1/2	13 1/2	108	93	190	55150	68940
5 1/4	139,70	127,31	127,3	2 1/2	14 1/2	112	98	200	61102	76378
5 3/8	146,05	133,04	139,0	2 1/2	14 1/2	118	102	209	66740	83420
6	152,41	139,59	152,6	2 1/2	15	122	106	230	73950	91560

1) Данные относятся к диаметру D фиг. 38, стр. 14, а не к диаметру болта d, который при заворте и нарезке в действительности меньше.

2) Для мелкой нарезки 1/4" до 1/2" следует по возможности заменить метрической нарезкой М 5 до М 10.

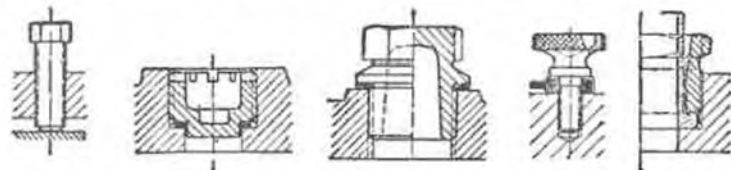
3) Q — расчетно только на разрыв. Если же болт подвергнется крутильным усилиям, например при подтягивании под нагрузкой (стр. 13), то в некоторых случаях значения Q должны быть увеличены больше, чем на половину.

Особенно надо быть осторожным при небольших диаметрах до 3/8".

4) Отверстие гайки ключа k₀ = 5 + 1,4 d; наибольший диаметр гайки = 1,15 k₀; диаметр шайбы = 1,3 k₀; толщина ее = 0,1 k₀.

3. Формы обслуживания. В противоположность клину — загвозка посредством удара (ударной гайки) редко требуется. Она достигается обычно

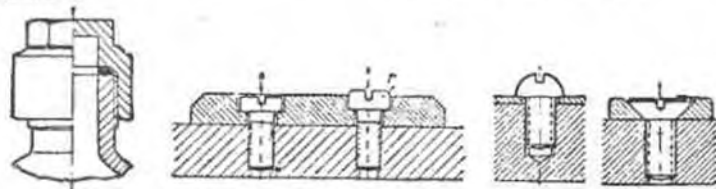
венно помощью того или иного обслуживающего приспособления, чем обуславливаются многочисленные типы болтовых соединений, к нормированию которых лишь недавно приступили. Наименование болты и гайки получают, то смотря по их назначению, то смотря по их форме, в особенности от способа их обслуживания (см. DIN 918, наименования). Разделение на сжатые и растянутые болты см. фиг. 32 до 35.



Фиг. 42. Отделный болт.

Фиг. 43.

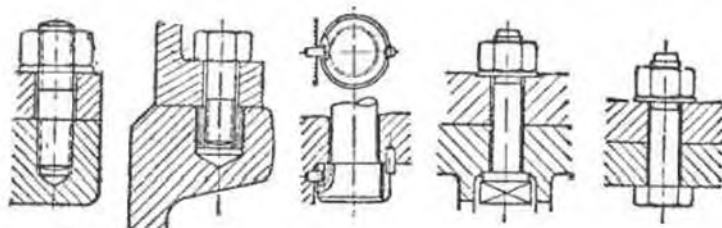
Фиг. 44—46. Натяжные болты.



Фиг. 47.

Фиг. 48. DIN 64 и 66.

Фиг. 49, DIN 67. Фиг. 50. DIN 68



Фиг. 51.

Фиг. 52.

Фиг. 53.

Фиг. 54.

Фиг. 55.

Обыкновенные натяжные и нажимные болты, например, установительные винты (фиг. 62 и фиг. 77), отделные винты (фиг. 42), запорные винты (фиг. 43 и 44), зажимные (фиг. 45), закрепительные (фиг. 64), пустотелые для закрепления труб (фиг. 46) и т. п., также натяжные гайки и нажимные гайки (фиг. 47 и 54—55).

Движение производится непосредственно пальцами или рукой лишь при небольших винтах и гайках, которые должны легко и быстро вывинчиваться: винты с ушками, с шлицевой дисковой головкой (фиг. 45), с грифом, гайки с ушками (барашки) (DIN 313) и т. п., по большей части соединение закрепляется посредством гаечного ключа (DIN 129 до 131); шурупы с прорезом и головке для отвертки (фиг. 48 до 50, DIN 64 до 69);

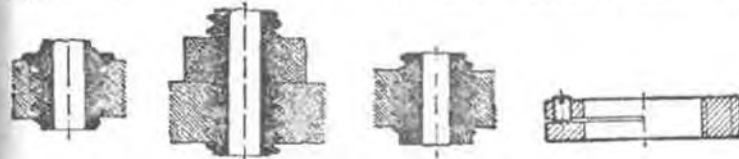
коричатые гайки и гайки просверленные (DIN 546 до 549), гайки с бороздкой, с отверстием, четырехгранные (DIN 79), шестигранные (фиг. 42, DIN 61, 70, 419) и многие другие формы.

Если винт и гайка не составляют одно целое с изделием, то требуется особое рода соединение, например, шпилька (фиг. 51), гайка с внутренней и наружной нарезкой (фиг. 52), или приспособления для удержания от вращения при завинчивании, например, по фиг. 53 справа или слева или фиг. 54. Наиболее употребительные „стягивающие формы“ — винт с шестигранной головкой (фиг. 55).

Употребительные до настоящего времени величины для высоты гайки, высоты головки и отверстия ключа для нарезки Витворта приведены в таблице 12¹⁾.

4. Обеспечение положения болтов и гаек. Существуют многочисленные конструкции, предохраняющие болтовые соединения от изменения взаимного положения их под влиянием возникающих во время работы сил, в особенности при согреваниях. Но очень часто первое закрепляющее приспособление нуждается, в свою очередь, в другом таком приспособлении, для которого достаточно значительно меньшие размеры, так что последнее укрепление может быть легко достигнуто посредством самопредохраняющего закрепления (словное замыкание кинематической пары), посредством изгибания или раскатки, или посредством закладки или сварки.

1. Закрепление в форме силового замыкания, благодаря осевому или радиальному стягиванию (натяжению), без возможности или с возможностью продольного перемещения для соединения, основано на упругих свойствах материала болта или также специально введенных



Фиг. 56.

Фиг. 57.

Фиг. 58.

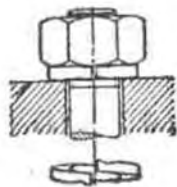
Фиг. 59.

пружин, вызывающих трение, необходимое для оказания сопротивления саморазвинчиванию.

Осевое закрепление болтов: натяжение между винтовой нарезкой и наружным буртиком (фиг. 56) или внутренним заплечиком (фиг. 34, 35, 46) или между двумя противоположными нарезками (любое осевое перемещение) употребляется в виде гайки и контргайки (фиг. 57) или гайки с поперечным прорезом (фиг. 59) или между нарезкой и упругими промежуточными звеньями, например: упругой подкладной шайбой или пружинным кольцом (фиг. 60 DIN 127 и 128), которые одновременно могут быть сделаны также в виде элементов для затвора и установки.

¹⁾ Формы для них отчасти различны, в зависимости от того, рассматриваются ли белые или черные болты, обработанные или черные гайки.

Радиальное закрепление нарезки: коническая нарезка, без возможности переменить, обыкновенно употребляется, как уплотняющая нарезка, например, в сосудах для сжатого газа (без зазора в вершине) (фиг. 58). нарезка для прессовой посадки (фиг. 61) с „тугим ходом“, с возможностью продольного перемещения, для простого закрепления шпал-ками, но для больших шпилек, подвергающихся действию значительных сил, закрепление должно быть осевое, как на фиг. 56 или 34. Нажимные болты (фиг. 62 и 63) и винты с нажимными болтиками (фиг. 64), при которых полезно применить медные прокладки для защиты резьбы.



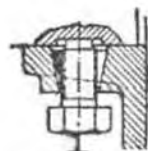
Фиг. 60.



Фиг. 61.

Радиальное закрепление гайки или шпота, например, закрепление Пенна (фиг. 65), часто встречающееся в судовых машинах.

Недостаток скреплений с силовым замыканием состоит в отсутствии внешних признаков, по которым можно было бы судить, достаточно ли они ввинчены (только при пружинных с большим ходом можно снаружи установить степень натяжения).

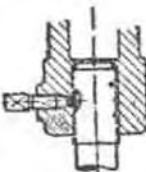


Фиг. 62.

В ответственных случаях соединения и при ненадежности обслуживающего приспособления часто бывает необходимость в дополнительном установочном (замыкающем) предохранителе.

2. Установочное закрепление посредством изменения формы: пластинки, проволоки, пружины и т. п. Наиболее целесообразная форма сильно изменяется в зависимости от доступности соответствующих частей и может быть осуществлена в виде обеспечивающих взаимное поджатие:

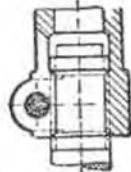
Болта относительно гайки (или относительно изделия с гаечной нарезкой): расклиниванием обож или посредством особых замыкающих элементов (замков), например, по фиг. 66 предохранительные винтики $\geq \frac{3}{8}$ " (сами держатся благодаря значительной массе и большой поверхности трения), фиг. 67—проволока, фиг. 68—конический штифт, фиг. 69—крутой шплинт в тычковой гайке, фиг. 70—клиновой шплинт (для больших болтов и сильных сотря-



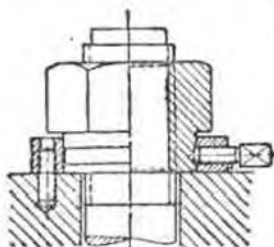
Фиг. 64.



Фиг. 63.



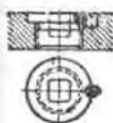
Фиг. 65.



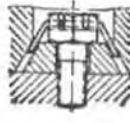
Фиг. 66.

Взаимное закрепление нескольких болтов или гаек посредством общей предохранительной проволоки (фиг. 77) или общего предохранительного железного листа (фиг. 78).

сений, например, у паровых молотов, прессов) (фиг. 71—скрепляющее кольцо, фиг. 72—зажимные пружины для гаек на буксах и трубах.



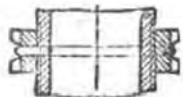
Фиг. 66.



Фиг. 67.



Фиг. 68.



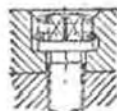
Фиг. 69.



Фиг. 69. (DIN 94 и 430).



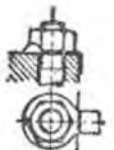
Фиг. 70.



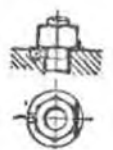
Фиг. 71.



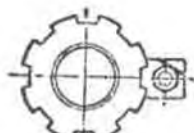
Гайки относительно изделия и болта. Фиг. 73, 74 и 75. Закрепление гайки относительно изделия посредством гибких или вырезанных металлических листов, одновременно препятствующее вращению болта в изделии или способом силового замыкания, или способом замыкания формы. Фиг. 76—закрепление гайки помощью пружины.



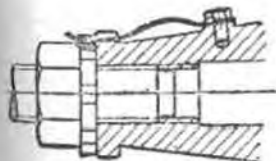
Фиг. 73. (DIN 93).



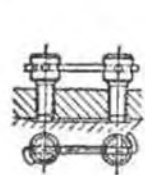
Фиг. 74. (DIN 432).



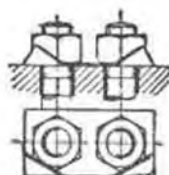
Фиг. 75.



Фиг. 76.



Фиг. 77.



Фиг. 78.

3. Основное на сцеплении и закрепление посредством заплата или сваривания (фиг. 79), где разборка без всяких повреждений не обязательна.

Предохранения по типу замыкания формы и по типу сцепления часто не имеют никакой или имеют небольшую силу сцепления, так что при сильных сотрясениях возможна небольшая работа соединения или расшатывание самого предохранения, кроме того, они неудобны при частых разборках. Лучшее всего всегда, когда закрепление посредством силового замыкания сопровождается закреплением по типу замыкания формы.



Фиг. 79.

5. Предохранительные средства. На конструкцию болтовых соединений имеют также влияние особые предохранительные средства и средства для обслуживания.

Винты с заостренными или скошенными концами для более надежного навинчивания гайки (фиг. 55) или выпивания в гайку (фиг. 76) и для предохранения наружных оборотов нарезки от утвора (DIN 78).

Заточка на конус шестигранных гаек и головок (по фиг. 52 и 54) наверху, но не внизу, фиг. 42 и 55), чтобы предотвратить повреждение изделий или обслуживающих (вспомогательных) устройств.

Закрывае гайки (гайки с крышками) для плотного закрывания сосудов.

Подкладные шайбы (DIN 125, 126, 134 и 433) из листового железа (реже из листовой жести или меди), штампованные (черные) или точеные (чистые), (фиг. 54, 55 и 70)—для улучшения опорной поверхности гайки (перекрывая большие отверстия, сглаживая неровности, препятствуя заданию).

Для прокатного балочного железа — четырехугольные со скошенными краями шайбы по DIN 434 и 435, для дерева по DIN 436.

С. Заклепки.

а) Материал и формы заклепок.

Раскаленная докрасна заклепка для отверстий, начиная от диаметра в 10 мм, вследствие уменьшения длины стержня при остывании, действует на соединяемые части, как сжимающаяся арматура, и при правильном изготовлении материал стержня вынужден до предела текучести. Заклепка дает, благодаря вынуждаемому ею сжатию, соединение удерживающее сцеплением и одновременно болтовое соединение по типу замыкания формы. Так как в горячем состоянии заклепка испытывает чрезвычайно большую деформацию, то она изготавливается⁴⁾ только из очень ковкого материала с высоким пределом текучести, например, из хорошего низкого литого

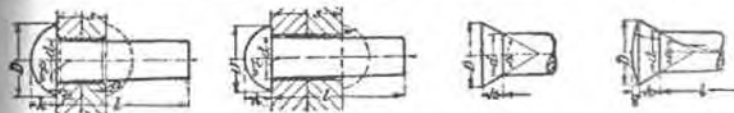
⁴⁾ Для заклепок в котлостроении применяются следующие технические условия: сопротивление разрыву от 34 до 42 кг/мм², удлинение $\geq 2\%$, качественное число ≥ 62 , только при листах с сопротивлением выше 41 кг/мм² могут употребляться и заклепки с более высоким сопротивлением с обоснованием этих величин свойствами материалов, применяемых при их изготовлении.

железа (или также из никелевой стали), редко из сварочного железа. То же относится и к холодным заклепкам, которые применяются только для диаметров ниже 10 мм.

Форма и изготовление заклепок для горячей клепки (обзор форм заклепок DIN 265): полуокруглые головки заклепок разной величины в зависимости от их применения:

для прочных соединений, которые служат только для скрепления выкленками железных конструкций (фиг. 81), DIN 124;

для прочных и плотных соединений (например, для паровых котлов и для всякого рода резервуаров, подверженных давлению), которые одновременно должны получить плотность заклепочными головками — выкленки для паровых котлов (фиг. 80). Размеры полуокруглых головок заклепок



Фиг. 80. (DIN 123).

Фиг. 81. (DIN 124).

Фиг. 82. (DIN 302).

Фиг. 83. (DIN 303).

для железных конструкций (фиг. 81) DIN 124 по большей части годятся для ближайшей меньшей заклепки для паровых котлов, DIN 123; заклепки с полой головкой (фиг. 82) DIN 302 и заклепки с чеченицеобразной головкой (фиг. 83) DIN 303 одинаковы для котлов и для железных конструкций. Заклепки с полу-полой головкой (фиг. 84) DIN 301—только для котлов. Заклепки сортируются по диаметру d стержня заклепки под головкой, а для расчетов служит диаметр отверстия d_1 или диаметр готовой заклепки. Отверстия для горячих заклепок

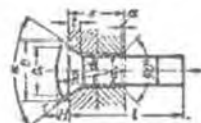
диаметром от 10 до 43 мм всегда на 1 мм больше диаметра несостыгнутой заклепки. Нормы для диаметров заклепок от 10 до 43 мм имеют интервал в 3 мм. Нормированные размеры горячих заклепок диаметром от 10 до 43 мм, а также длина l стержня заклепок для общей толщины s склеиваемых листов указаны в таблице 13.

Часто употребляющийся прежде или предвизывавшийся „малый потай“, т. е. конический переход от стержня к головке, замаскируется теперь в железных конструкциях простым снятием заусенцев у края отверстия, а в котельных выкленках округлением у головки стержня радиусом

$$r_s = \frac{d}{10}$$
 для чего необходимо соответственно раззенковать край отверстия

(размер a на фиг. 80 и в таблице), чем достигается хороший переход от стержня заклепки к головке. Следует всегда удалить заусенцы, остающиеся при сверлении заклепочных отверстий.

Потайные головки (фиг. 82 и 83) получают как высадные (вторые) головки под ударами молотка без обжимки или пресса, головки же по фиг. 80 и 81—помощью обжимки, которая применяется при ручном или воздушном молотке, или же в специальных гидравлических, пневматиче-

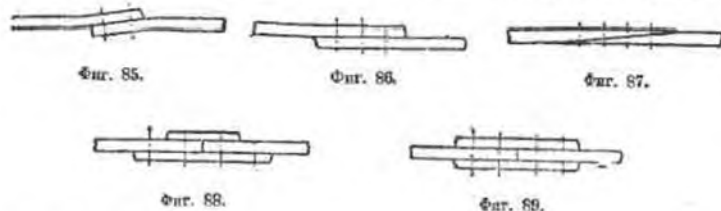


Фиг. 84. (DIN 301).

ских или работающих помощью электричества прессах (машинная клепка). Заклепка, уже сглаженная закладной (первой) головкой, при ручной клепке осаживается многочисленными ударами по обжимке, пока постепенно не образуется вымывающая (высшая) головка; при машинной же клепке окончательная форма головки получается одним непрерывающимся нажатием на заклепку, находящуюся в состоянии текучести (при сильном сжатии). При машинной клепке раскатанное круглое железо можно сразу осаживать с обеих концов и получать одновременно обе головки¹⁾.

Результатом штамповки головок посредством прессов (машинная клепка) является соответствующее напряжение отверстия заклепки внутри, которое вызывает остающееся увеличение отверстия и увеличивает помещающиеся иногда тонкие рванины (если отверстия получаются простым давлением или тупыми сверлами и развертками). Поэтому при машинной клепке требуется, чтобы заклепки были нагреты до надлежащей температуры, чтобы давление обжимки соответствовало величине отверстия и чтобы стержни заклепок не были слишком длинными, дабы вызывать ненужное чрезмерно высокое давление накладки²⁾; наконец, требуется тщательная обработка отверстия. Машинная клепка не допускается при хрупком материале, как например, чугуне, так как последний ломается; наоборот, те листы, которые даже при 200°С до 300°С сохраняют вязкость, вполне пригодны для склеивания.

Типы заклепочных соединений листов. Соединение бывает 1) одностороннее (одностороннее перерезывание): склепка в нахлестку, фиг. 85, 86, 90,



91 до 93 с пригибающим моментом на головке заклепки. Теоретически правильную форму соединения по фиг. 87 с отгнутыми кромками листов, без углошлипных уступов, вследствие ее высокой стоимости, применяют с некоторым приближением только в узловых швах (например, по фиг. 90) там, где это требуется для уплотнения.

2) Двухстороннее соединение (двойное перерезывание) фиг. 88, 94 и 95 с неодинаковыми, — фиг. 89 и 96 до 101 с одинаковыми двумя накладками.

Получение отверстий пробиванием листов из за сверливанием. Отверстия должны быть хорошо пригнаны друг

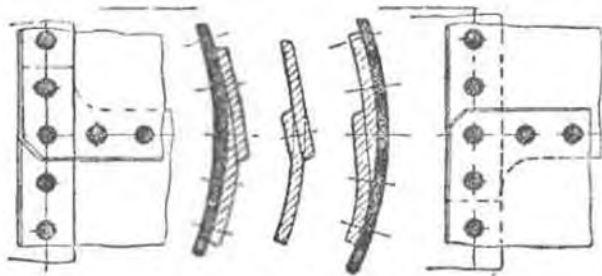
¹⁾ Р. Бауман. Опыт с одновременным осаживанием обеих головок по способу Шука Z. d. V. d. I. 1919, стр. 555.

²⁾ По Бауману. Z. d. V. d. I. 1912, стр. 1890 при надлежащей температуре заклепки требуются нажим 6500 до 3000 ат в то время, как при холодной клепке требуется свыше 20000 ат.

Таблица 13. Заклепки для горячей клепки по DIN 123 и 124.

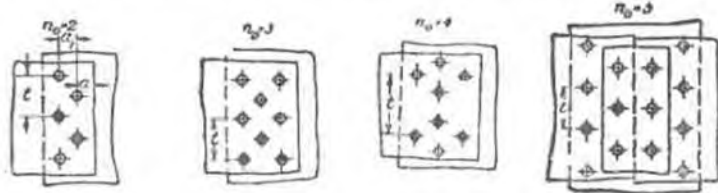
Диаметр стержня заклепки d мм	Диаметр отверстия d_1 мм	Вн см ³	Для холостострелки фиг. 80.		Длина стержня l (мм)		Для желтой кон- струкции фиг. 81.		Длина стержня l (мм)		Заклепка с полой головкой и числен- ностью головок фиг. 82 и 83.	
			D	R	D	R	D	R				
10	13	19	22	25	28	31	34	37	40	43	61	
11	14	20	23	26	29	32	35	38	41	44		
0,25	1,54	3,14	4,15	5,31	6,60	8,04	9,62	11,34	13,20	15,20	45°	
18	23	30	35	40	45	50	55	60	67	72		77
7	9	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	45°
9,5	12	15,5	18	20,5	23	25,5	28	30,5	34,5	37	40	
1	1,5	2	2	2	2,5	3	3	3,5	4	4	4	45°
1,24	1,26	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	
15	21	26	30	35	40	45	50	55	60	64	69	45°
6,5	9,5	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	
8	11	13,5	15,5	18	20,5	23	25	28	30,5	32,5	35,5	45°
1,26	1,26	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	1,27	
15,4	21	27	30	35	39,5	44	48	52,5	57	61	45°	
7,5	7,5	9,5	11	12,5	14	15,5	17	18,5	20	21,5		
3,5	4	7	9,5	11	12,5	14	15,5	17	18,5	20	45°	
1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5		

к другу, что может быть достигнуто только путем одновременного просверливания или проходом развертки отверстий в лежащих друг на друге листах. Продавливание (пробивание) дешевле, но для этого тре-



Фиг. 90.

буется хорошее железо достаточной вязкости. Выдавленные отверстия исходятся с коническим расширением книзу и имеют кромки с рваными. Более точную работу дает высверливание отверстий, в особенности одновременное сверление соединяемых частей и готовых конструкций, например, посредством переносных сверлильных приспособлений¹⁾.



Фиг. 91.

Фиг. 92.

Фиг. 93.

Фиг. 94.

Простоже, присутствие железа при процессе сверления не нарушает. По постановлению административной власти в наиболее ответственных местах соединений, в особенности в котлостроении, допускаются только сверленные отверстия.

б) Расчет заклепочных соединений.

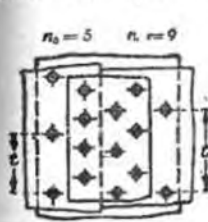
1. Поперечное сечение заклепки. Вследствие сокращения заклепки при остывании, склеиваемые части прижимаются друг к другу с тем большей силой, чем больше предел текучести заклепочного материала. По опытам Баха²⁾, а также по опытам Баха и Баумана³⁾ среднее сопротивление скольжению для каждой поверхности скольжения, при

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1905, стр. 690.

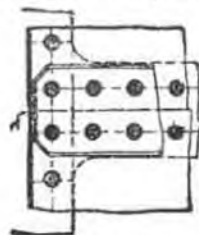
²⁾ Z. d. V. d. I. 1892, стр. 1142 и 1305; 1894, стр. 1231; 1895, стр. 301, также Вахт Детали машин.

³⁾ Z. d. V. d. I. 1912, стр. 1890.

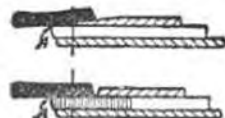
тщательном исполнении кленки, для однорядного шва, после его зачеканки, достигает величины $W = 1000 \text{ до } 1800 \cdot f_n \text{ kg}$, где f_n — поперечное сечение заклепки в кв. см. Посредством двухсторонней чеканки сопротивление скольжения повышается¹⁾ на 30% в сравнении с вечечными заклепками. Скольжение увеличивается при меньшем значении W , если в обыкновенном соединении не отогнутых листов имеется три или более рядов заклепок, так как только крайние ряды заклепок начинают²⁾ сопротивляться скольжению вследствие того, что здесь сечение листа сразу увеличивается. Особенно плохие результаты получаются при грубой ручной склепке, а также при склепывании плохо прилегающих друг к другу листов, которые по окончании процесса склепывания, когда заклепки еще не успели окончательно остыть, расходятся, так что упругая деформация материала заклепки далеко не достигает предела текучести. На этом основании имеет также значение для расчета сопротивление заклепки срезыванию в самой поверхности скольжения, так как стержень заклепки по преодолению трения в этом месте подвергается срезающим усилиям.



Фиг. 95.



Фиг. 96.



Фиг. 97—98.

Если Q — сила, приходящаяся на произвольно избранную ширину b , f_n — сечение заклепки, подвергающееся срезыванию при перегрузке, и n — число перерезов заклепки, т. е. сечений, приходящих на ту же ширину b (число подверженных трению поверхностей скольжения такое же), то среднее напряжение срезу заклепки k_n рассчитывается из равенства $Q = k_n n f_n$.

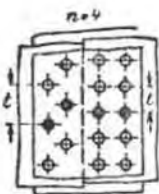
Если принять, поскольку не предписаны еще меньшие величины, $k_n = 700 \text{ kg/cm}^2$, то имеется достаточный запас прочности как против скольжения, так и, в особенности, против срезывания. При таком допущении учитывается также и то обстоятельство, что при заклепках, расположенных в несколько рядов, нагрузка на них никогда не бывает равномерно распределена. Величины f_n даны в таблице 13.

2. Поперечное сечение металлических листов. При допущении скольжения нагрузка распределяется внутри скрепленного соединения на оба листа, так как одинаковой деформации соответствует одинаковое напряжение обеих частей. (Хорошо пригнанные, расположенные правильными

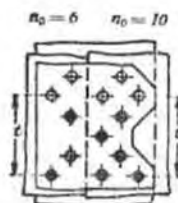
¹⁾ Отчеты об опытах Ch. F. Frost в сопротивлении скольжению в статье того же автора о заклепочных соединениях St. v. E. 1909, стр. 1289; 1910, стр. 795 и 947.

²⁾ Английское Board of Trade на основании опытов не допускает котельных швов с более, чем тремя рядами заклепок.

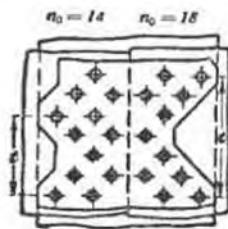
рядами, заклепки могли бы и без закрепления поверхностей вызывать одинаковую деформацию (сбоих листов). Напряжение падает поэтому внутри закрепленного соединения приблизительно пропорционально общей толщине листов, так что расчет отдельных листов в соединении не требовался бы. Также задача размещения заклепок („Заклепочная схема“) заключалась бы лишь в том, чтобы требующуюся общую площадь поперечных сечений заклепок $n f_z$ распределить между ними так, чтобы скомпенсировать на материале и распределить нагрузку в соединении, по возможности, более или менее равномерно!).



Фиг. 98.



Фиг. 100.



Фиг. 101.

Для большей надежности поперечное сечение листов обыкновенно рассчитывают как при швах в шахлестку, так и с двумя накладками и в железных конструкциях со многими накладками так, как-будто нет никакого спяления. Одновременно принимают, что равномерное распределение нагрузки возможно и также в действительности существует для всех расположенных в ряды заклепок. Расположение заклепок, согласно этого предположения, должно быть таково, что площадь поперечного сечения листов в каждом заклепочном ряду достаточна для действующей на этот ряд нагрузки. Изображенные здесь фигуры размещения заклепок для склепывания в шахлестку или с двумя накладками соответствуют этому условию, при чем наибольшее напряжение листы испытывают в первом ряду с шагом деления t , и оно рассчитывается поэтому (принимая во внимание, что сечение ослаблено отверстиями) только для этого ряда.

Ослабление поперечного сечения отверстиями характеризуется величиною отношения $Z = \frac{t-d}{t}$ (где d означает диаметр отверстия заклепки), представляющего собою коэффициент прочности соединения. Схемы размещения заклепок получаются симметричными (фиг. 92, 93, 99), когда соединяемые листы имеют всюду одинаковую общую толщину, напротив, несимметричными, например, при швах с накладками, когда толщина всех накладок больше толщины листа (фиг. 100 и 101).

Напряжение материала в листах определяется по формуле

$$Q = Z b s k_z$$

*) Сравни также опыт Рудельфа, выполненный по поручению „Союза Мостостроителей“ с различными схемными расположениями заклепок. Z. d. V. d. I. 1912, стр. 1104, которые, конечно, доказывают лишь то, что разрывающее усилие (но не распределение сил, не достигшей предела текучести) от того или иного расположения заклепок не зависит

1. Заклепочные соединения котлов.

Заклепочные соединения в котлах должны быть плотны и прочны. Уравнения для определения напряжений в заклепках и листах достаточны для подсчета напряжений в имеющихся или принятых заклепочных соединениях, но не достаточны для проектирования наиболее подходящих схем размещения заклепок. Наименьшее расстояние между заклепками e_{min} обуславливается коэффициентом прочности листа Z , надлежащей формой головки и (для уплотнения) доступности головки для чеканки: $e \geq 2,6 d$ до $2,2 d$; последняя величина для больших заклепок. Наибольшее расстояние e_{max} между соседними заклепками обуславливается тем, что листы при сжатии не должны давать впадин, так как они в этих местах легко рвутся, или шов котла становится неплотным: $e_{max} \leq 3,5 d$, по крайней мере, для того уплотняющего ряда с расположенными по прямой или в шахматном порядке заклепками, который больше всего подвержен давлению пара в котле.

Приняв за основу эту предельную величину, для обычных типов котельных заклепочных соединений составили таблицу, в которой указаны: число перерезываний n_0 для данного соединения, отношения обычных предельных величин шага t переднего ряда заклепок к отношениям наименьших расстояний a_1 (фиг. 91) между отдельными рядами заклепок к диаметру заклепки d , и, наконец, соответствующий каждому типу закле-

Таблица 14. Заклепочные соединения для паровых котлов.

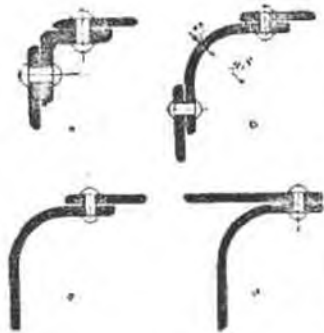
Чертеж	Шов в шахлестку			
	90	91	92	93
n_0	1	2	3	(4)
$t : d$	2,0—2,2	3,0—3,0	4—3	6—5
$Z = \frac{t-d}{t}$	0,62—0,55	0,72—0,66	0,75—0,63	0,83—0,80
$a_1 : d$	—	1,6—1,9	1,3—1,9	1,9—2,0
Значс прочности α	4,75 (4,5)			

Чертеж	Шов с двумя накладками (* неодинаковые)								
	94	95	96	97	98	101			
n_0	3 ¹	5 ²	9 ³	2	4	6 10	14	18	
$t : d$	3	6	10	3,4—2,7	3,6—3	6 5	8—7	10—8	12—10
$Z = \frac{t-d}{t}$	0,66	0,83	0,9	0,7—0,63	0,72—0,66	0,83—0,8	0,88—0,86	0,9—0,87	0,92—0,9
$a_1 : d$	1,9	1,9	1,3	—	1,6—1,9	1,9—2	1,3—1,6	1,3	1,3—1,7
Значс прочности α	4,35 (4,1)			4,25 (4,0)					

2. Заклепочные соединения для резервуаров.

Так как толщина листов и заклепок в резервуарах, вследствие больших усилий, получается малой и определяется поэтому не столько из расчета на эти условия, сколько конструктивными соображениями и условиями их изготовления, то чекалки по большей части невозможны (листы тоньше 0,5 см не поддаются чекалке). Поэтому теперь часто употребляется автоматизация или электрическая сварка швов. (При легких сосудах склейка все более и более заменяется сваркой, ограничиваясь несколькими связывающими заклепками). Заклепки диаметром от 3 до 9 мм по большей части ставятся холодными, а желательное сжатие листов для обеспечения плотности здесь заменяется прокладками из уплотняющего

материала (пропитанный суриком или льняным маслом полотняный или бумажный полосу, или мягкая провололочная ткань, промазанная суриком). Расстояние между заклепками $t = 3d + 0,5$ см, расстояние от края $a = \frac{t}{2}$, диаметр заклепки $d \approx \sqrt{5s} - 0,4$ см. Шов однорядный или двухрядный (в шахматном порядке или цепной). Соединение листов под углом достигается помощью углового железа (фиг. 103 а), или выгнутыми дугою накладками (фиг. 103 б), или по фиг. 103 в и 103 д, где внутренний радиус кривизны по возможности $> 4s$.



Фиг. 103 а, б, в, д.

3. Заклепочные соединения для железных конструкций.

Диаметр заклепок $d \approx \sqrt{5s} - 0,2$ см, где принимается ближайший нормальный диаметр заклепки и s обозначает толщину отдельного листа. Расстояние между заклепками $e \leq 2,5d$; расстояние от края $a = 1,5$ до $2d$; k_1 для обыкновенного литого железа = 750 kg/cm^2 и k_2 принимается $600 = \frac{4}{5} k_1$.

и надо считать числом всех поверхностей скольжения, и, соответственно, числом перерезываний (сечений заклепок). При чрезмерно большом отношении $\frac{d}{s}$, что бывает при заклепках с многократным перерезыванием или при стягивании тонких листов — давление p между стержнем заклепки и стенкой отверстия, давление на смитие легко становится слишком высоким; p не должно превышать величины $2k_2$.

Скрепляющие заклепки, только удерживающие соединяемые части железных конструкций и не передающие никаких усилий, ставятся для

предотвращения образования щелей и ржавчины; расстояние между заклепками, зависящее от деформации частей, должно быть:

$$\begin{aligned} e &\approx 5d \text{ при соединении углового железа с листом толщины } s = 8 \text{ до } 11 \text{ мм} \\ e &\approx 6d \text{ " " " " " " " " " " } s > 11 \text{ мм} \\ e &\approx 8d \text{ " " " " " " " " " " } \text{ угловым железом.} \end{aligned}$$

Расстояние от края $a \approx 2,5d$ при $s = 14$ мм.
" " " $a \approx 2,8d$ " $s > 14$ "

О наименьших расстояниях между заклепками при соединении углов см. DIN 1032 и 1033 (Немецкий союз железных сооружений).

Части соединения, подвергающиеся растяжению, должны сжиматься с некоторым натяжением. Если склеиваются стержни, передающие друг другу усилия через нейтральный промежуточный лист, то расчетное число заклепок должно увеличиться.

Длина стержня заклепки. Общая толщина s всех листов должна, по возможности, быть $< 4d$, так как длинные стержни трудно поддаются равномерному осаживанию; согласно опытам при большой длине стержня часто при охлаждении отрываются замыкающие головки. Длинные заклепки поэтому должны нагреваться только у головки насколько это необходимо, а в некоторых случаях должны заменяться пригнанными болтами.

Нормальные технические условия для поставки железных конструкций приведены в DIN 1000.

II. Составные части машин.

Элементы машины.

Общие положения.

Машины служат для регулируемого перемещения (передачи) и преобразования (трансформации) энергии или вещества (материал) и требуют для этой цели того или иного сочетания механически действующих органов (элементов машин): органов накопления (приемник, вмещающее, аккумулятор, источник), проводящих (провод, проводник), преобразующих (умформер, трансформатор), пускающих (включатель, выключатель), сопрягаемых и регулирующих органов.

1. Главные источники и типы органов накопления (сосредоточения, аккумуляции) механической энергии.

А. Статическая (потенциальная) энергия:

Упругие (включенные) силы.	}	1. Давление заключенных в камеру тел, не имеющих самостоятельной формы, принимающих форму сосуда ¹⁾ .
		а) Давление пара и газа. Органы накопления: управляемые и неуправляемые камеры ²⁾ давления (например, паровой котел и паровой цилиндр);
		б) Мускульное напряжение. Сочетание с настоящими элементами машины помощью элементов обслуживания.
		2. Упругость твердых (принимающих самостоятельную форму) тел вследствие изменения формы (деформации). Органы накопления: „Пружина“ всякого рода.

¹⁾ Тело без самостоятельной формы (принимающее форму сосуда, камеры, оболочки — обобщение понятия о газообразных и жидких телах, также газообразных, верных телах (спружин) и пластических).

²⁾ Камера — общий термин для всякой формы сосуда, подвергнутого давлению.

Внешние силы { 3. Масса в неизменном поле действия тяжести. Формы накопления: вис, неравномерное состояние, атмосферное давление.
(силы поля). } 4. Магнит и катушка в управляемом электромагнитном поле.

Применение приемника статической энергии в машинах:
а) для передачи механической энергии уругих сил;
б) для периодического восприятия и отдачи энергии в как пружинный двигатель;
в) для перемещения тел, не имеющих самостоятельной формы, сообщая им необходимое выражение скатки (разность давлений, высоту напора);
г) для образования силового замыкания в неоднородных и податливых соединениях;
д) для измерения сил в пар сил.

В. Динамическая (кинетическая) энергии:
Дальнейшее изменение направления или скорости движения. Форма накопления: масса

а) при поступательном движении: струя, снаряд, молот;
б) при вращательном движении: вихрь, турбина, масса маховика;
в) в состоянии покоя: рама, фундамент.
Применение приемника динамической энергии:
1) для получения и отдачи энергии, например, в форме накопления; а;
2) как регулирующий деталь машины для уменьшения неравномерности движения;
форма накопления б и в;
3) как счетчик (форма накоп. б) центробежный регулятор.

С. Статико-динамическая энергии:
В виде энергии периодически переходящей от энергии А в энергию В. Форма накопления: маятник, продольные и поперечные волновые колебания всякого рода, например, пружинный маятник, физический маятник, стоячие волны в трубах.

Применение:
1) для регулирования хода: маятниковый регулятор, счетчик времени (часы);
2) для успокоения и изоляции колебаний;
3) для транспортирования (закрывающиеся желоба, сотрясаемые машины).

II. Проводники энергии.

Они действуют благодаря отдельному расположению зарядов и разрядки подвижных приемных (аккумуляторов) группы А 1 и 2 и обязательно состоят из подвижной части проводника и неподвижной части (направление, обратный провод, рама), которая в иных случаях частично заменяется замкнутым (через фундамент). (Также и обе части могут быть подвижны).

Пусковые части проводки для включения или выключения. Проводниковые сопротивления — для торможения и заглушения течения энергии.

А. Передача энергии через тела, не имеющие самостоятельной формы (жидкости и газобразные).

Род движения	Направление по трубопроводам и каналам
а) поступательное или вращательное	Передача сжатым воздухом, паром, скатой водой и маслом, передачи для цепчатых тел ¹⁾ .
б) колебательное	Гидравлические и пневматические тяговые механизмы.

В. Передача энергии помощью нагрузки и разгрузки тел, имеющих самостоятельную форму²⁾, или тел гибких (оглабляющих)³⁾.

Род движения	Передача и направление
а) колебательное	Передача помощью тягового механизма, кулис, качающихся валов. Передача помощью гибких (оглабляющих) тел (ремень, канат, цепь).
б) вращательное	
в) поступательное или вращательное	

¹⁾ Где главным образом передачи только транспортирование материала, там энергия служит только для преодоления сопротивлений, вызываемых силой трения.
²⁾ Общее выражение для всех твердых тел, способных иметь самостоятельную форму.
³⁾ Общее выражение для всех или отдельных, деформируемых и плоских легко деформируемых тел, включая цепи, ленты и ткани.

III. Преобразователи (умформеры, трансформаторы).

Они служат для изменения:

- направления и осей движения (передача);
- скорости движения и величины усилия (перевод);
- рода движения: колебательного, вращательного и вращательного.

А. Тела, не имеющие самостоятельной формы:
1. Непосредственное изменение скорости движения вследствие сужения провода (сила в проводящих каналах в струйных насосах и двигателях с лопатками — турбинах) и расширения его (диффузор и проводящие каналы в струйных, — и ниже жеторах, — и центробежных насосах).

2. Изменение скорости или формы движения посредством присоединения примкнуемых тел с самостоятельной формой (шариках) (поршни, лопатки).

В. Тела с самостоятельной формой (твердых) и гибких изменение направления, скорости и формы движения производится (осуществляется):

- | | | |
|-------------------------------------|---|--|
| 1. Непосредственной трансформацией: | } | а) катание помощью качающихся рычагов, фрикционных колес; |
| | | б) криволинейная передача помощью кулаков, зубчатых колес. |
| 2. Трансформацией при посредстве: | } | а) соединительных звеньев, например, шарнирного соединения, кулачного механизма; |
| | | б) фрикционной или зубчатой передачи помощью гибких тел (ремень, канат, цепь). |

IV. Передача и трансформация при переходе от тел, не имеющих самостоятельной формы, к телам с самостоятельной формой.

Переход от тела, не имеющего самостоятельной формы, к твердому и обратно может совершаться:

А. Статически:

- вследствие трения с соответствующей потерей скольжения, например, в струйных насосах;
- вследствие давления на подвижную стенку в (вытеснительных) «нагнетательных камерах» и «двигательных сосудах»⁴⁾.

Подвижность стенки возможна:

- При употреблении пружинящих стенок (например, уругих переводов, волнистых труб и т. п.) или гибких тел (диафрагм, мембран и т. п.). Применению тех и других ограничено определенными величинами, жесткостями, давлениями и температурами.
- При употреблении направляющих из твердого материала:

- поршни с криволинейным движением: цилиндр с ширшем и поршнем шток для передачи помощью шатуна и кривошипа;
- вращающиеся поршни: закрытый кожух с вращающимся или качающимся поршнем для передачи валами.
- Благодаря столбам жидкости (заполняющим форму), замыкающим более легкие тела внутри «нагнетательных камер», или снаружи омываемых «двигательных камер» (двигательных тел) всякого рода.

Применение «нагнетательных камер» (вытеснительных камер):

- неуправляемых. Действующих благодаря колебаниям давления:
1) как прибор для измерений и показаний: указатель давления (манометр, барометр, измерительный шток (см. I том, отд. 7, II), аппарат для автоматического записывания давлений (индикатор, манометр), регулятор давления (действие на органы распределения и регулирования), орган, предохраняющий от опасных давлений (предохранительный клапан);
- как приемник (аккумулятор), уравниватель (компенсатор) и успокоитель (глушитель): например, колокол для сбора газа, гидравлический резервуар, воздушный коллектор (паросборник), воздушный коллектор, масляный тормоз (экстагист).
- с управляемым движением или положением для передачи энергии от тел, не имеющих самостоятельной формы, к тяговым механизмам или к трансмиссиям:
1) без регулирования для произвольного перемещения или изменения формы, например, в гидравлических транспортных и подъемных устройствах, в цилиндрах со сжатым возду-

хом и паровых цилиндрах, в прессах, молотах¹⁾, как «усилители» действия регуляторов и распределительных механизмов²⁾ и как статический измеритель давления;

2) с регуляторной в поршневых двигателях и поршневых насосах с тяговым механизмом (шпунт и кривошип) и в машинах с вращающимися или качающимися поршнями с трансмиссионной передачей.

В д и н а м и ч е с к и: давлением массы (выборное давление, давление при отклонении, реактивное давление) на перегородах (подпоры), лопатках, крыльях или в соплах (конусах, насадках).

Применение перегорода динамического давления и крыльев:

а) без управления, при колебаниях скорости, уравновешиваемых пружинами или грузами или аккумуляторами (приемниками);

1) как измерительные приборы для скоростей: указатели скоростей (гидравлическая трубка Што, гидравлическая пистолетка³⁾, прибор для записывания скоростей, регулятор скорости в насосах и воздушных машинах, органы предохранения от опасных скоростей (самозапорный клапан на случай разрыва трубопровода);

2) как тормаз и усилитель (модератор) колебаний;

б) с управляемым движением или положением:

1) для перемещения произвольного или зависящего от действия регулятора: крылья, паруса, руль, лопатки, лопатки в поршневых средствах внешнего рода;

2) регулируемым в турбинах (двигателях с лопатками) и центробежных (лопастных) насосах всякого рода, включая и архимедов шпунт для подъема воды и пробоалер⁴⁾.

А. Элементы для проводки и включения тел, не имеющих самостоятельной формы.

а) Трубопроводы.

Трубопроводы служат для продвижения всех родов тел, не имеющих самостоятельной формы: пара, газа, жидкостей, пылевидных и зернистых материалов (сыпучих тел).

Для успешнейшего производства и содержания скелетов труб были выработаны определенные нормы как для рабочих давлений в трубах, так и их номинальных диаметров (Специальная комиссия по нормализации трубопроводов при DIN).

Таблица 1 представляет перечень предложенных норм для рабочих давлений, а таблица 2 перечень номинальных диаметров.

В нижеприведенной таблице 1 указаны давления манометрические (сверх атмосферного).

Приведенный в этой таблице, составленный с исключительной закономерностью, ряд номинальных давлений служит основой для построения шкалы номинальных размеров для труб и арматуры.

Каждому номинальному давлению соответствует наибольшее допустимое рабочее давление для воды, газа, насыщенного и перегретого пара. При определении величин этих рабочих давлений учитывалась опасность, заключенная в содержимом трубопровода, а также температура этого содержимого, так как при более высоких температурах понижается предел текучести материала трубопровода.

Рабочие давления по отношению к номинальным составляют в общем 100% для воды, $\approx 80\%$ для газа и насыщенного пара и $\approx 64\%$ для перегретого пара.

Рабочие давления для воды относятся к воде при температуре ниже 100°C , а в другим безопасным жидкостям при температуре ниже их точки кипения при атмосферном давлении.

Рабочие давления для газа и насыщенного пара⁵⁾ относятся к газам при температуре ниже 300°C , как и в другом легко расширяющемся веществе, значительным в трубопроводе, как, например, и воздух и пар, в особенности же к насыщенному и умеренно перегретому водяному пару ниже этой температуры; далее к жидкостям, которые благодаря своим физическим или химическим свойствам или по другим каким-либо причинам требуют особых предосторожностей.

Таблица 1. Шкала давлений: номинальные, рабочие и пробные давления в kg/cm^2 для трубопроводов и арматуры.

Номинальное давление	Наибольшее допустимое рабочее давление для			Пробное давление	Номинальное давление	Наибольшее допустимое рабочее давление для			Пробное давление	Наибольшее допустимое рабочее давление для			Пробное давление			
	Вода до 100°C	Газ и пара ниже 300°C	Перегретого пара от 300° до 400°C			Вода до 100°C	Газ и пара ниже 300°C	Перегретого пара от 300° до 400°C		Пробное давление	Номинальное давление	Вода до 100°C		Газ и пара ниже 300°C	Перегретого пара от 300° до 400°C	Пробное давление
1	1	1	1	2	10	10	8	8	10	100	100	80	64	125		
—	—	—	—	—	12,5	—	—	—	—	125	125	100	80	160		
—	—	—	—	—	16	16	13	13	20	160	160	125	100	200		
—	—	—	—	—	20	—	—	—	—	200	200	160	125	250		
2,5	2,5	2	2	4	25	25	20	20**	40	250	250	200	160	320		
—	—	—	—	—	32*	—	—	—	—	320	320	250	200	400		
—	—	—	—	—	40	40	32	32**	60	400	400	320	250	460		
5	—	—	—	—	50	50	40	—	70	500	500	400	—	640		
8	6	5	5	10	64	64	50	40	80	640	640	500	—	800		
10	—	—	—	—	80*	80	64	50	100	800	—	—	—	—		
8	10	8	8	16	100	100	80	64	120	1000	—	—	—	—		

Рабочие давления для перегретого пара относятся главным образом к перегретому водяному пару при температуре от 300° до 400°C , затем к газам и жидкостям при тех же температурах.

При температурах выше 400°C следует выбирать ближайшее большее номинальное давление, если рабочее давление приближается к установленному высшему пределу; если же оно этого предела не достигает, то некоторое умеренное превышение температурного предела в 400°C допустимо.

Для номинальных давлений, обозначенных звездочкой*, установлены только размеры труб, фланцы же, фасонные части и арматура для них берутся соответствующими следующему высшему номинальному давлению.

Для обозначенных** рабочих давлений H 20 и H 32 трубы надо брать по ближайшим выше и номинальным давлениям 32 и 50, фланцы же, фасонные части и арматура надо брать согласно соответствующим их номинальным давлениям 25 и 40.

Приведенные в таблице величины рабочих давлений представляют наибольшее допустимое давление при нормальных условиях работы. В extraordinary случаях это давление, не требуемая ли некоторые повышения установленного предела рабочего давления.

Разделение в отношении области применения на три группы рабочие давления, как и общее их номинальное давление, сокращенно обозначаются следующим образом, например:

Номинальное давление	100 (ND 100)
Рабочее давление для воды	100 (W 100)
" " " газа и насыщенного пара	50 (G 50)
" " " перегретого пара	64 (H 64).

Для каждой группы давлений в таблице установлена величина пробного рабочего давления, исходящая из цели применения. Величина отношения пробного давления к рабочему давлению каждой из трех областей применения колеблется от 2 до 1,25 согласно фиг. 10.

Правила практической проверки изделий от испытания трубопроводов и арматуры на давление и о величинах пробных давлений не вполне согласуются с нормами пробных давлений, установленными в приведенной таблице 1. Однако, последние публикуются в величинах пробных давлений, предписываемых для устройств однородного типа (паро-

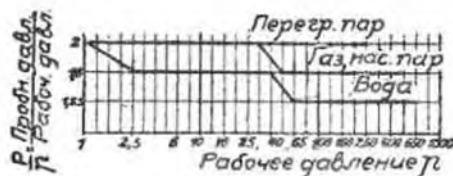
¹⁾ См. 3 отд. Машины-орудия, гл. статьи: Ковочные машины.

²⁾ См. Разд. Е. Детали машин для регулирования хода.

³⁾ См. измерение жидкостей, т. 1, отд. 7, III, В в измерение газов, отд. 7, III, С.

⁴⁾ Ср. 3 отд.: Двигатели, глава о паровых и водяных турбинах, отд. 3. Машины-орудия, глава о подъемных устройствах для жидких тел; том IV, отд. техника Шпунт Сообщения: гребные судовые винты, в которых форма крыльев рассматривается для каждого отдельного случая.

ных котлов, компрессоров и пр.) и, во всяком случае, не меньше их. Для рабочих давлений, меньших 1 кг/см^2 , пробное давление для испытания прочности больше на 1 кг/см^2 , чем рабочее давление, но для испытания арматуры на плотность (герметичность) величина пробного давления равна удвоенной величине рабочего давления. Для частей прохода с давлением ниже атмосферного пробное давление составляет $1,5 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 104.

Не рекомендуется подвергать испытанию гидравлическим давлением уже готовые уложенные паро-, воздухо- и газопроводы с номинальным диаметром сечения выше 100 мм, так как это может вызвать перегрузку трубопровода и поддерживающей его конструкции. Поэтому, в таких случаях нормированная величина пробного давления для испытания гидравлическим путем относится только к отдельным деталям трубопровода.

Угнетенные пробные давления не относятся к таким деталям трубопровода, как водоотделители, воздушные колпаки и т. п., для которых применимы обычные или установленные законом правила для паросборников, сосудов, подверженных давлению, и т. д.

Внутренние диаметры сечений обыкновенно совпадают с номинальными диаметрами, но не всегда такое совпадение возможно. Так как наружные размеры труб, фасонных частей и арматуры зависят от способа изготовления этих частей, то внутренние диаметры могут получить номинальные отклонения от номинальных, в зависимости от толшины стенок, получающейся при изготовлении.

Внутренний диаметр, или диаметр в свету D трубопровода должен иметь такой размер, чтобы, с одной стороны, скорость протекающего по трубе вещества и потери энергии не выходили из пределов, определенных экономическими соображениями, а с другой стороны, чтобы проценты на затраченный на первоначальное устройство капитал, возмещающий вместе с D , и сумма его погашения не были слишком велики¹⁾.

Давление в трубопроводе и толщина стенок. Если s выражает толщину стенки в самом слабом месте (у труб с резьбой в нарезанной части трубы), а k_c — среднюю величину напряжения стенки,

то $s = p_i \frac{D_i}{2 k_c}$. Наибольшее напряжение на внутренней стороне стенки

при $p_i = \frac{k_c}{5}$ больше, чем k_c приблизительно на 10%, а при $p_i =$

$\frac{k_c}{3}$ больше на 20%.

При небольшом внутреннем давлении p_i на определение толщины стенок влияют также: способ изготовления, перевозки и укладки труб, а также добавочные напряжения от действия внешних сил, как например, при подземных трубопроводах влияние неравномерной укладки и оседания почвы; учитывая все эти факторы, толщину стенок принимают несколько большей получающейся по расчету.

¹⁾ Потери в трубах. Том I, стр. 376—383.

Таблица 2. Номинальные диаметры в мм для трубопроводов и арматур.

1	10	100	1000	3	—	300	3000
—	—	110	1100	—	32	(325)	3200
1,2	—	(120)*	1200	—	—	—	(3400)
—	—	125	—	—	—	350	3600
—	13	(130)*	—	—	—	(375)	(3800)
—	—	(140)	1400	4	40	400	4000
1,5	—	150	—	—	—	450	—
—	—	(160)	1600	5	50	500	—
—	16	175	—	—	—	550	—
—	—	—	1800	6	60	600	—
2	20	200	2000	—	—	70	700
—	—	225	2200	8	80	800	—
2,5	25	250	2400	—	—	90	900
—	—	275	2600	10	100	1000	—
—	—	—	2800	—	—	—	—

Сокращенные обозначения: номинальный диаметр 250 — NW 250. Размеры, заключенные в скобки, следует по возможности избегать. Размеры, отмеченные звездочкой * применимы только в технике отопления и в паровозостроении.

Для чугунных трубопроводов при номинальном давлении не свыше 10 ат имеем следующие формулы:

$$s = \frac{1}{60} \cdot D + 0,7 \text{ см для труб, отлитых вертикально,}$$

$$s = \frac{1}{50} \cdot D + 0,9 \text{ " " " " горизонтально,}$$

при условии отсутствия в трубопроводе значительных разниц в температуре. Чугунные паропроводы и вообще трубопроводы, подвергающиеся особенно вредным влияниям, как например, выхлопные трубы у газовых двигателей при $D=10$ см и выше требуют дальнейшего увеличения толщины стенок s на 12,5%—25%.

При небольших давлениях (в газо- и воздухопроводах) толщина стенок чугунных труб может быть уменьшена. При высоком давлении, например, в паровых водопроводных трубах, для расчета толщины стенок принимается для чугуна $k_c = 200 \text{ кг/см}^2$, при чем для вертикально отлитых труб k вычисленной величины прибавляется 0,7 см, а для горизонтально отлитых еще более. О применении чугунных труб для пара высокого напряжения см. Нормы V. d. I, 1912, стр. 1480.

В отношении труб из стали с обозначением соответствующего номинального давления расчет толщины стенок является излишним. Для всех давлений рассчитывается самое слабое место трубы, например, часть трубы с винтовой нарезкой, на которую надевается соединительная муфта.

Осевые слагающие давления жидкости вызывают в гладких стенках трубы (без нарезки) напряжение вное меньшее, чем радиальные слагающие, и влияние их поэтому не принимается в расчет. Наоборот, во всех местах соединения действие их воспринимают на себя болтовые соединения или зажимы (например в рукавах). Если эти соединения недостаточны, например, при трубах с раструбом для высокого давления, то каждая отдельная труба прочно соединяется с землей. При изменении направления оси трубы, для противодействия усилиям, действующим по

ее оси, необходимо трубу закреплять. (Это очень важно при всех трубопроводах для среднего и высокого давлений). То же самое относится и к включаемым в трубопровод коленам, сальникам, компенсаторам.

Употребительные трубопроводы. Для наиболее важных материалов и способов изготовления труб и соединительных частей для труб были определены нормы, перечень которых приведен в таблицах 3 и 11. (Эти нормы до появления в свет этой книги еще не были опубликованы).

Таблица 3. Трубопроводы, сводка.

Материал	Тип трубы	Наименование	* Применяется при:		DIN 2)
			Номиналь- ном давлени- ем (кг/см ²)	Номиналь- ном диаме- тре ²⁾ в мм	
Чугун	С фланцами		1—10	40—1200	
	С раструбом		1—10	40—2000	
Стальное литье					
с е к е о н т	Трубы с га- зовой резьбой	Газовые, цельнотяну- тые	—	1 $\frac{1}{2}$ "—6"	
		Газовые, сварные . .	—	1 $\frac{1}{8}$ "—6"	
	Гладкие трубы	Ст. 24, 11 Цельнотянутые	1—50	6—400	
		Ст. 42, 11	1—50	6—400	
	Железные трубы свар- ные		1—6	250—2000	
			10	250—1400	
			16—32	250—500	
	(С нагревом на види- мом газе)	40 и 50	250—400		
	Железные трубы с ав- тогенной сваркой		1 и 2,5	50—2000	
			6	50—1000	
Железные трубы, кле- паные		1 и 2,5	600—2000		
		6	600—1200		

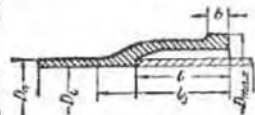
¹⁾ Величины давлений согласно таблицы 1. ²⁾ Номинальные диаметры по таблице 2.
³⁾ Данных еще нет. Номинальные диаметры труб от 5 до 8", и.

1. Чугунные трубы: а) Газо- и водопроводные трубы по „Нормальному германскому сортаменту труб 1882" имеются в продаже с раструбами и фланцами; нормальные размеры и формы труб, фланцев, раструбов и фасонных частей даны в таблицах 6—10, стр. 54—59.

б) Чугунные трубы для отопления см.

т. III. Отопление и вентиляция (Нормальный сортамент Союза немецких промышленников по центральному отоплению. Berlin W. 9, Linkstr. 29).

в) Чугунные сточные трубы для канализационных установок. Размеры согласно DIN 364 приведены в таблице 4 и на фиг. 105.



Фиг. 105.

Таблица 4. Сточные трубы.

D_i	D_n	D_{max}	l	l_n	b	D_i	D_n	D_{max}	l	l_n	b
50	60	62	65	69	13	125	137	175	75	105	15
70	80	114	70	96	14	150	162	200	80	112	15
100	112	146	75	103	14	200	212	252	90	125	16

Строительная длина, не считая длины муфты, $l = 2000, 1500, 1250, 1000, 750, 500, 250$ мм.

Нормали фасонных частей для этих труб: для колен, переходов, переходных колен, отводов формы S, косых тройников и крестов приведены в DIN 540—544.

Святочные сточные трубы см. т. I, отд. 6, IV, табл. 7.

Трубы гофрированные см. т. III, глава: Канализация городов.

Цементные и бетонные трубы см. т. I, отд. 6, VII, табл. 4.

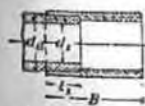
2. Стальные литые трубы делаются только в виде коротких труб, колен (отводов) и фасонных частей. Нормы для них еще не установлены.

3. Трубы из литого железа (сравни таблицу 3, стр. 42 и таблицу 11, стр. 60).

а) Трубы с винтовой нарезкой на концах имеются как цельнотянутые (без шва) газовые трубы, так и более дешевые, сваренные в стык, не допускающие сильного изгиба без расхождения шва. Номинальные диаметры—от 1 $\frac{1}{8}$ " до 4" (реже до 6").

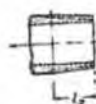
Размеры (номина. диам.) в английских дюймах согласно таблицы 5. Газовая резьба по таблице 8, стр. 16.

Соединения труб осуществляются помощью готовых соединительных частей из ковкого чугуна: муфт, nipples, соединительных гаек, колен, отводов, угольников и тройников с газовой резьбой. Для воды эти части оцинковываются или покрываются оловом; давления до 3 атмосфер.



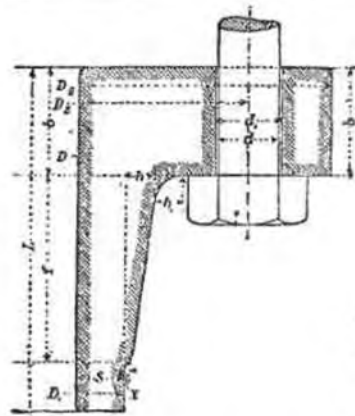
Резьба цилиндрическая.

Фиг. 106.

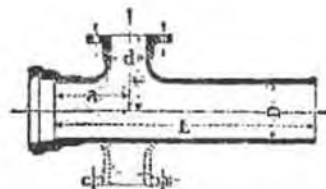


Резьба на конус.

Фиг. 107.



Фиг. 107 а
(к табл. В)

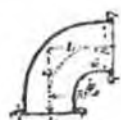


Фиг. 107 е и f
Тройника
Трм и Трф*)
(к табл. Д)



Фиг. 107 г
Колено-
раструб
Км

(к табл. Д)

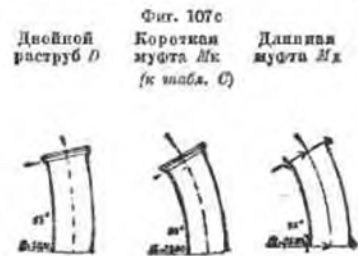


Фиг. 107 h
Колено-
фланец
Кф

(к табл. Д)



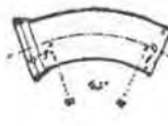
Фиг. 107 б
Патрубок-раструб К
Патрубок-фланец Р
(к табл. С)



Двойной
раструб D
Фиг. 107 с
Короткая
муфта Кк
Длинная
муфта Кд
(к табл. С)



Отводы-
раструбы
Ор
Фиг. 107 д
Отводы-
раструбы
Обр
Отводы
фланцевые
Оф
(к табл. С)



Фиг. 107 i
Полуколлено-
раструб 1/2 Кк

(к табл. Д)



Фиг. 107 k
Полуколлено-
фланец 1/2 Кф

Нормальный метрический сортамент чугунных водопроводных труб, установленный в 1901 году Пятым русским водопроводным съездом.

Размеры труб и фасонных частей см. таблицы А—Е стр. 47—51.

Главные размеры труб определяются на основании формул.

А) Для раструбных соединений:
(См. стр. 46).

$$l = 60 \text{ мм} + 0,04 D;$$

$$f = 60 \text{ мм} + 0,06 D;$$

$$l + f = 120 \text{ мм} + 0,10 D;$$

$$z = 6,5 \text{ мм} + 0,02 D \text{ для труб диа-}$$

метром 40—300 мм;

$$z = 6 \text{ мм} + 0,02 D \text{ для труб диа-}$$

метром 350—1200 мм;

$$k = 6 \text{ мм} + 0,008 D;$$

$$a = 24 \text{ мм} + 0,04 D;$$

$$a_1 = 20 \text{ мм} + 0,035 D;$$

$$m = 4 \text{ мм} + 0,003 D;$$

$$b = 30 \text{ мм} + 0,2 D;$$

$$x = 0,05 \text{ мм} + 0,002 D \text{ с округле-}$$

нием до 0,5 мм;

$$p = 3 \text{ мм} + 0,004 D = 0,5 k;$$

$$n = 12 \text{ мм} + 0,016 D = 4 p = 2 k;$$

$$r_1 = k;$$

$$r_2 = 0,025 b;$$

$$r_3 = 6 \text{ мм} + 0,02 D.$$

В) Для фланцевых соединений:
(См. стр. 44).

$$b = 17 \text{ мм} + 0,04 D;$$

$$f = 50 \text{ мм} + 0,05 D;$$

$$b + f = 67 \text{ мм} + 0,09 D;$$

$$z = 6,5 \text{ мм} + 0,02 D \text{ для труб}$$

диаметром 40—300 мм;

$$z = 6 \text{ мм} + 0,02 D \text{ для труб}$$

диаметром 350—1200 мм;

$$h = 6 \text{ мм} + 0,01 D;$$

$$h_1 = 5 \text{ мм} + 0,01 D;$$

$$D_1 = D + 13 \text{ мм} + 0,04 D \text{ для труб}$$

диаметром от 40 до 300 мм;

$$D_1 = D + 12 \text{ мм} + 0,04 D \text{ для труб}$$

диаметром от 350 до 1200 мм;

$$D_2 = D_1 + 2(h + h_1) + 2d \text{ с округ-}$$

лением до сантиметра, при чем оно не должно превышать 0,5 h;

$$D_3 = D_2 + 2(d + h_1);$$

$$d_1 = d + (2,5 \text{ мм} - 3,5 \text{ мм});$$

$$l = 37 \text{ мм} + 0,08 D + 1,1 d$$

с округлением до 1 мм;

$$x = 0,05 \text{ мм} + 0,002 D \text{ с округ-}$$

лением до 0,5 мм.

Нормальные технические условия изготовления и приемки чугунных водопроводных труб и фасонных частей V русского водопроводного съезда приведены в т. III, в отделе: Водоснабжение.

*) У Трф вместо фланцев у отростков имеются раструбы.

Внутренний диаметр D	Внешний диаметр D ₁	Толщина стенок δ	Толщина стенок δ ₁	Толщина фланца δ ₂	Высота фланца γ	Диаметр отверстия в фланце φ ₁	Радиус закругления фланца R	Высота уступа фланца z	Число болтов n	Диаметр болта φ	Диаметр отверстия в болте φ ₂	Диаметр крестового отверстия в болте φ ₃	Диаметр фланца D ₂	Стреловатость Z	В о с				Внутренний диаметр D
															Труба без фланца	Труба с фланцем	Труба с двумя фланцами	Порочное состояние	
40	55	7,5	19	32	6,5	5,5	1	4	12,5	15	55	110	300	3000	16,23	2,33	20,59	10,44	40
50	65	7,5	19	32	6,5	5,5	1	4	16	19	59	125	165	2000	19,65	2,73	25,11	12,50	50
75	95	8,0	20	34	7	6	1	4	16	10	61	150	200	2000	30,25	4,04	28,33	19,17	75
100	117	8,5	21	35	7	6	1	4	16	10	65	185	235	3000	63,61	5,48	75,97	24,66	100
125	143	9,0	22	36	7,5	6,5	1	8	16	19	66	205	255	3000	82,40	6,23	94,86	31,62	125
150	169	9,5	23	38	8	7	1	8	19	22	67	230	280	3000	103,53	7,33	115,20	39,45	150
175	195	10,0	24	39	8	7	1	8	19	22	72	265	315	3000	136,40	8,34	145,08	48,36	175
200	221	10,5	25	40	8	7	1	8	19	22	74	290	340	3000	151,02	10,63	172,88	57,46	200
225	247	11,0	26	41	8,5	7,5	1	8	19	22	76	320	370	3000	177,03	12,71	202,80	67,00	225
250	273	11,5	27	43	8,5	7,5	1	12	19	22	78	345	385	3000	205,47	14,04	233,55	77,85	250
300	325	12,5	30	46	9	8	1,5	12	22	25	85	405	465	3000	266,90	20,25	307,40	102,47	300
350	376	13	31	48	9,5	8,5	1,5	12	22	25	89	460	520	3000	322,42	25,49	373,40	124,46	350
400	428	14	33	49	10	9	1,5	16	22	25	93	510	570	3000	386,00	29,71	455,42	151,91	400
450	480	15	35	51	10,5	9,5	1,5	16	25,5	28,5	101	570	630	3000	476,56	39,31	555,10	185,06	450
500	532	16	37	53	11	10	1,5	16	25,5	28,5	105	625	685	3000	564,09	46,01	646,11	218,70	500
600	636	18	41	60	12	11	2	24	25,5	28,5	113	730	800	3000	760,03	60,81	881,85	293,05	600
700	740	20	45	63	13	12	2	24	28,5	32	125	850	930	3000	983,86	80,07	1162,00	397,33	700
800	844	22	47	66	14	13	2,5	24	32	35	136	960	1050	3000	1235,57	119,21	1473,97	491,32	800
900	948	24	53	69	15	14	2,5	24	32	35	144	1070	1150	3000	1515,13	145,71	1826,55	602,85	900
1000	1052	26	57	73	16	15	2,5	24	32	35	152	1180	1270	3000	1822,58	180,26	2183,11	737,70	1000
1200	1260	30	65	81	18	17	3	32	38	41	175	1400	1510	3000	2521,13	270,08	3061,00	1037,03	1200

Примечание. Отмеченные износочной диаметры труб имеют временное употребление.

*) Под весом фланца принимается вес его обложки, выгнутая по внешнему образующей трубу.

С. Патрубки, двойные муфты, отводы (см. стр. 44, фиг. 107 б, с, д).

Внутренний диаметр D	Внешний диаметр D ₁	Толщина стенок δ	Толщина фланца δ ₂	Высота фланца γ	Диаметр отверстия в фланце φ ₁	Радиус закругления фланца R	Высота уступа фланца z	Число болтов n	Диаметр болта φ	Диаметр отверстия в болте φ ₂	Диаметр крестового отверстия в болте φ ₃	Диаметр фланца D ₂	Стреловатость Z	Отводы муфтовые—пологие (D ₂)				Отводы—муфтовые (D ₂) и отводы—фланцевые (D ₂ φ)			
														Патрубок L ₁	Линия пат. L ₂	Линия пат. L ₃	Линия пат. L ₄	Радиус отвода R	Центр отвода от оси трубы L	Центр отвода от оси трубы L	Центр отвода от оси трубы L
40	55	7,5	19	32	6,5	5,5	1	4	12,5	15	55	110	300	3000	16,23	2,33	20,59	10,44	40		
50	65	7,5	19	32	6,5	5,5	1	4	16	19	59	125	165	2000	19,65	2,73	25,11	12,50	50		
75	95	8,0	20	34	7	6	1	4	16	10	61	150	200	2000	30,25	4,04	28,33	19,17	75		
100	117	8,5	21	35	7	6	1	4	16	10	65	185	235	3000	63,61	5,48	75,97	24,66	100		
125	143	9,0	22	36	7,5	6,5	1	8	16	19	66	205	255	3000	82,40	6,23	94,86	31,62	125		
150	169	9,5	23	38	8	7	1	8	19	22	67	230	280	3000	103,53	7,33	115,20	39,45	150		
175	195	10,0	24	39	8	7	1	8	19	22	72	265	315	3000	136,40	8,34	145,08	48,36	175		
200	221	10,5	25	40	8	7	1	8	19	22	74	290	340	3000	151,02	10,63	172,88	57,46	200		
225	247	11,0	26	41	8,5	7,5	1	8	19	22	76	320	370	3000	177,03	12,71	202,80	67,00	225		
250	273	11,5	27	43	8,5	7,5	1	12	19	22	78	345	385	3000	205,47	14,04	233,55	77,85	250		
300	325	12,5	30	46	9	8	1,5	12	22	25	85	405	465	3000	266,90	20,25	307,40	102,47	300		
350	376	13	31	48	9,5	8,5	1,5	12	22	25	89	460	520	3000	322,42	25,49	373,40	124,46	350		
400	428	14	33	49	10	9	1,5	16	22	25	93	510	570	3000	386,00	29,71	455,42	151,91	400		
450	480	15	35	51	10,5	9,5	1,5	16	25,5	28,5	101	570	630	3000	476,56	39,31	555,10	185,06	450		
500	532	16	37	53	11	10	1,5	16	25,5	28,5	105	625	685	3000	564,09	46,01	646,11	218,70	500		
600	636	18	41	60	12	11	2	24	25,5	28,5	113	730	800	3000	760,03	60,81	881,85	293,05	600		
700	740	20	45	63	13	12	2	24	28,5	32	125	850	930	3000	983,86	80,07	1162,00	397,33	700		
800	844	22	47	66	14	13	2,5	24	32	35	136	960	1050	3000	1235,57	119,21	1473,97	491,32	800		
900	948	24	53	69	15	14	2,5	24	32	35	144	1070	1150	3000	1515,13	145,71	1826,55	602,85	900		
1000	1052	26	57	73	16	15	2,5	24	32	35	152	1180	1270	3000	1822,58	180,26	2183,11	737,70	1000		
1200	1260	30	65	81	18	17	3	32	38	41	175	1400	1510	3000	2521,13	270,08	3061,00	1037,03	1200		

Примечание. Отмеченные износочной диаметры труб имеют временное употребление.

Таблица 5. Газовые трубы по DIN 2999.

Для газовой резьбы Витворта без зазора в вершине и для соединительных муфт (фиг. 106 и 107).

Номер дим. в дюйм. ¹⁾ d_4 / d_a . . . в мм	$1/8$ 10/30	$1/4$ 11/32	$3/8$ 12/32	$1/2$ 16/32	$3/4$ 18/32	1 20/32	$1 1/4$ 22/32	$1 1/2$ 24/32	2 26/32	$2 1/4$ 28/32	$2 1/2$ 30/32	3 32/32	$3 1/2$ 36/32	4 40/32
Номинал. дим. по DIN 2999	6	8	10	13	16	20	25	32	40	50	60	70	80	100
Полезная длина резьбы	l_1	8	9	11	14	16	19	21	21	24	27	27	30	36
	l_2	10	11	13	16	18	19	22	25	25	28	32	35	41
Наименьшая длина муфты B	20	25	30	35	35	40	45	50	55	60	65	70	80	85
Приблизительная длина соединения $2^2)$	40	45	45	46	—	56	62	70	70	82	—	—	—	—

б) Цельнолитые трубы (без шва): холодной или горячей протяжки (до диаметра в свету 25 мм), далее до 400 мм горячей прокатки (по способу Манессмана), для номинальных давлений до 50 атм. По особому соглашению доставляются трубы для любых высоких давлений и любой толщины. Наименьший радиус загиба $= 4 d_a$.

Они готовятся также в виде труб со суживающимися муфтами наподобие чугунных труб с муфтами. Преимущества их: большая строительная длина (до 15 м), возможность сварки на месте, сопротивляемость действию внешних сил и влиянию оседания почвы, незначительный вес.

с) Трубы сваренные с нагревом на водном газе (в шахтестку) изготовляются любого употребительного размера, начиная от диаметра 250 мм и для всех давлений до 50 ат, трубы же сваренные автогенным способом (в стык) диаметром выше 50 мм можно рекомендовать только для небольших давлений.

д) Клепаные трубы делаются не меньше 600 мм диаметром в свету и только для небольших давлений, как и трубы сваренные в стык.

4. Трубы красной меди, бронзовые и латунные: изготовляются спаянными на твердом припое, следовательно со швом, длиной до 4 м или же гнутыми (без шва) длиной от 3 до 7 м; трубы красной меди и бронзовые имеют внутренний диаметр $D = 3$ до 350 мм, при толщине стенок $s = 1$ до 10 мм, согласно DIN 1754, латунные трубы имеют наружный диаметр $D' = 5$ до 180 мм и стенка толщиной от 0,5 до 5 мм (таблица в I томе, отд. Материалы).

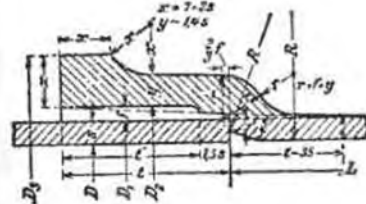
Трубы красной меди без шва диаметром $D = 3$ до 2500 мм и $s = 0,5$ до 15 мм, изготовляет Эльморес Металла Акк. Общество в Шладерне (Зин). За лужение внутренней или наружной поверхности труб или же той и другой вместе — дополнительная приплата. Трубы отпусаются после холодной протяжки, но могут по желанию отпусаться также и отожженными без приплаты.

¹⁾ Размеры в скобках мало употребительны.

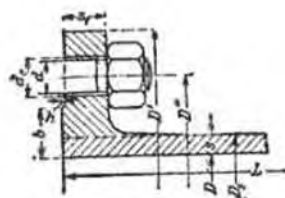
²⁾ Еще не нормативны (фиг. 126).

Для гнутых труб из красной меди небольшого внутреннего диаметра D радиус кривизны оси трубы $R \geq 2$ до $3 D$; для труб больших диаметров $R \geq 4$ до $5 D$.

Правила Германского флота¹⁾ запрещают применение паяных труб для паропроводов высокого давления; следует употребить для цельнолитые трубы или склепанные из листов красной меди помощью двойных накладок по шву; $k_2 \leq 200 \text{ kg/cm}^2$. Если трубы обмотаны проволокой, то сопротивление обмотки не принимается в расчет.



Фиг. 106.



Фиг. 109.

Нормальная толщина стенок s согласно таблице относится к трубам водопроводным для рабочего давления в 10 ат, несчитаям наибольший пробный давлением в 20 ат. При средних давлениях, обычных для водопровода (4 до 7 ат), а также при небольших давлениях, которым подвергаются газо- и воздухопроводы и канализационные трубы, толщина стенок может быть уменьшена. Трубы для паропроводов, подвергающиеся частым и сильным изменениям температуры, вызывающим соответственные внутренние напряжения, равно как и трубы, находящиеся в особых внешних вредно влияющих условиях, должны иметь соответственно увеличенную толщину стенок.

Наружный диаметр трубы (D_1) остается неизменным; изменение толщины стенок, следовательно, допусаются за счет уменьшения внутреннего диаметра (D). Далее, должна оставаться неизменными: внутренне нормальные размеры муфты, ее переход в цилиндрическую часть: трубы и толщина смятой заготовки f .

Принимая во внимание способ изготовления чугунных труб, необходимо для веса принять нормальные трубы, полученного вычислением, допустить отклонения не превышающие $\pm 3\%$. При вычислениях веса, плотность чугуна принимается равной 7.25 g/cm^3 . При разметке болтов их отверстий у труб с фланцами должно соблюдаться правило: вертикальная плоскость, проходящая через ось трубы, есть плоскость симметрии для отверстий болтов и не должна пересекать ни одного отверстия. При больших внутренних диаметрах трубы нагрузка болтов рассчитана только на 4 ат номинального давления. Для более высоких давлений надо применять более толстые болты.

L — употребительная полезная длина труб с муфтами и строительная длина труб с фланцами — выполняется различными заводами для некоторых труб на 0,5 и на 1 м больше, так что при заказе надо предварительно договориться с поставщиком. На фиг. 108 и 109 части сечения трубы, выходящие за пределы допустимой длины для вычисления веса муфты и фланца, выделены прерывистой штриховкой. Постепенный переход фланца и цилиндрической части трубы делается с уклоном 1 : 5, от толщины d к толщине a ; вес этой переходной части включается в вес фланца.

Чтобы не приходилось обтачивать всю лицевую поверхность фланца, последний имеет невысокий выступ b с высотой h .

Таблица 6. Нормальные размеры чугунных труб с муфтами (Составлена Союзом германских инженеров и Общ.

Трубы с муфтами (фиг. 103)												
D — внутр. диаметр	δ — нормальная толщина стенки	L_1 — наружн. диаметр	Вес 1 пог. м чугуна (без муфты и фланца)	L — толщ. на привале	L_2 — внутр. diam. муфты	L_3 — наружн. diam. муфты	t — внутр. длина муфты	t' — длина привала $t' = 1,5 t$	L — полн. л. длин. муфты	Вес муфты	Общий вес трубы при указанной полн. длине L	Средний вес 1 пог. м труб при полн. длине L
мм	мм	мм	кг	мм	мм	мм	мм	мм	мм	кг	кг	кг
40	8	56	8,75	7	70	116	74	62	2	2,68	20,18	10,09
50	8	60	10,57	7,5	81	127	77	65	2	3,14	24,28	12,14
60	8,5	77	13,26	7,5	92	140	80	67	2	3,63	30,41	15,21
70	8,5	87	15,20	7,5	102	150	82	69	3	4,35	49,95	16,65
80	9	98	18,24	7,5	113	163	84	70	3	5,09	59,91	19,94
90	9	108	20,29	7,5	123	173	86	72	3	5,70	66,57	22,19
100	9	118	22,34	7,5	133	183	88	74	3	6,30	73,22	24,41
125	9,5	144	29,10	7,5	159	211	91	77	3	7,64	94,94	31,65
150	10	170	36,44	7,5	185	239	94	79	3	9,89	119,21	39,74
175	10,5	196	44,36	7,5	211	267	97	81	3	12,00	143,68	48,36
200	11	232	52,46	8	238	296	100	83	3	14,41	172,89	57,60
225	11,5	248	61,93	8	264	324	103	85	3	16,89	202,71	67,7
250	12	274	71,61	8,5	291	353	103	84	4	19,61	236,05	76,51
275	12,5	300	81,85	8,5	317	381	103	84	4	22,51	272,91	87,48
300	13	326	92,64	8,5	343	409	105	85	4	25,78	316,50	99,15
325	13,5	352	104,98	8,5	369	437	105	85	4	28,83	365,15	111,29
350	14	378	116,07	8,5	395	465	107	86	4	32,23	416,51	124,13
375	14	403	124,04	9	421	491	107	86	4	34,27	470,43	132,61
400	14,5	429	136,85	9,5	448	520	110	88	4	39,15	526,71	146,68
425	14,5	454	145,17	9,5	473	545	110	88	4	41,26	571,92	155,46
450	15	480	158,87	9,5	499	573	112	89	4	44,80	620,38	170,10
475	15,5	506	173,17	9,5	525	601	112	89	4	48,97	741,05	185,51
500	16	532	188,04	10	552	630	115	91	4	54,48	806,04	201,66
550	16,5	583	212,9	10	603	683	117	92	4	62,34	913,92	228,49
600	17	634	238,99	10,5	655	737	120	94	4	71,15	1020,75	256,69
650	18	686	273,80	10,5	707	793	122	95	4	83,10	1178,64	294,64
700	19	738	311,17	11	760	850	125	96	4	98,94	1342,04	335,66
750	20	790	350,79	11	812	906	127	97	4	111,29	1514,33	378,58
800	21	842	392,69	12	866	964	130	98	4	129,27	1700,93	425,01
900	22,5	945	472,70	12,5	970	1074	135	101	4	160,17	2051,21	512,80
1000	24	1048	559,76	13	1074	1184	140	104	4	195,99	2435,03	608,76
1100	26	1152	666,81	13	1178	1296	145	106	4	243,76	2911,90	727,75
1200	28	1256	783,15	13	1282	1408	150	108	4	294,50	3427,10	856,73

муфтами и с фланцами по германскому сортаменту (1882).
 составлено специалистами по газо- и водопроводному делу).

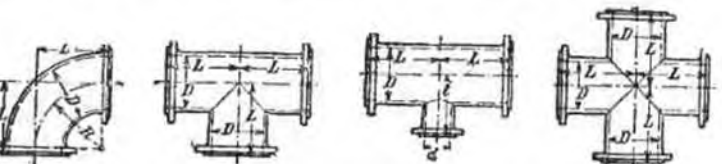
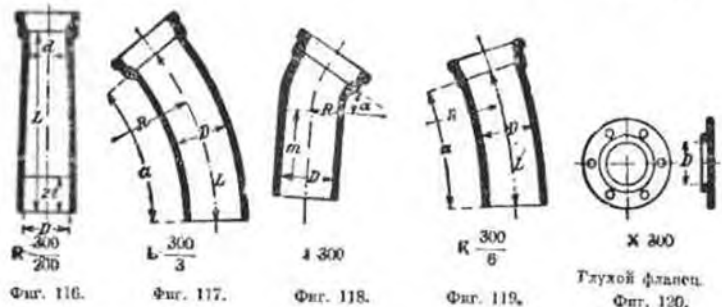
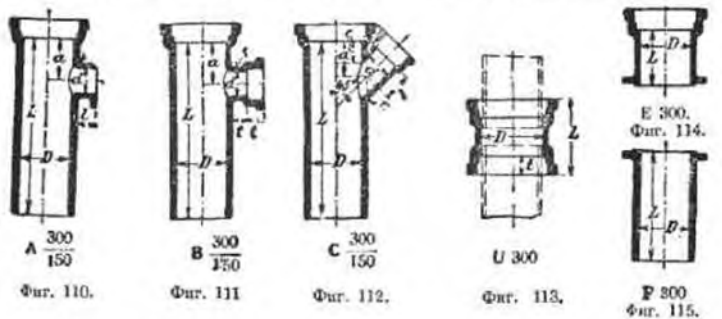
Трубы с фланцами (фиг. 105)												
D — внутр. диаметр	δ — толщина фланца	b — ширина фланца	h — высота фланца	D_1 — диаметр отверстия фланца	Количество болтов	Диаметр d		d_1 — диаметр отверст. для болтов	L — нормальная длина трубы	Вес фланца	Вес трубы без фланца	Средний вес 1 пог. м трубы длиной L
						мм	мм					
140	18	25	3	110	4	12,7	$\frac{3}{16}$	70	15	1,89	21,28	10,64
160	18	25	3	125	4	15,9	$\frac{3}{16}$	75	18	2,41	27,96	12,98
175	19	25	3	135	4	15,9	$\frac{3}{16}$	75	18	2,96	32,44	15,22
185	19	25	3	145	4	15,9	$\frac{3}{16}$	75	18	3,21	32,02	17,34
200	20	25	3	160	4	15,9	$\frac{3}{16}$	75	18	3,81	32,40	20,50
215	20	25	3	170	4	15,9	$\frac{3}{16}$	75	18	4,37	32,01	23,20
230	20	28	3	180	4	19,0	$\frac{3}{16}$	85	21	4,96	76,94	25,65
250	21	28	3	190	4	19,0	$\frac{3}{16}$	85	21	6,26	89,82	33,27
270	22	28	3	240	6	19,0	$\frac{3}{16}$	85	21	7,68	124,70	41,57
320	22	30	3	270	6	19,0	$\frac{3}{16}$	85	21	8,96	151,00	50,33
330	23	30	3	300	6	19,0	$\frac{3}{16}$	85	21	10,71	180,00	60,00
350	23	30	3	320	6	19,0	$\frac{3}{16}$	85	21	11,02	207,89	69,80
400	24	30	3	350	8	19,0	$\frac{3}{16}$	100	21	12,95	240,79	80,26
425	25	30	3	375	8	19,0	$\frac{3}{16}$	100	21	14,41	274,37	91,46
450	25	30	3	400	8	19,0	$\frac{3}{16}$	100	21	15,32	308,68	102,89
475	26	35	4	435	10	22,2	$\frac{7}{16}$	105	25	19,45	371,20	117,07
520	26	35	4	465	10	22,2	$\frac{7}{16}$	105	25	21,29	350,79	130,26
550	27	35	4	495	10	22,2	$\frac{7}{16}$	105	25	24,26	420,70	140,23
575	27	35	4	520	10	22,2	$\frac{7}{16}$	105	25	25,44	461,55	153,85
600	23	35	4	545	12	22,2	$\frac{7}{16}$	105	25	27,64	470,73	163,58
630	28	35	4	570	12	22,2	$\frac{7}{16}$	105	25	28,59	538,39	174,50
655	29	40	4	600	12	22,2	$\frac{7}{16}$	105	25	32,41	594,33	194,78
680	30	40	4	625	12	22,2	$\frac{7}{16}$	105	25	34,69	635,50	211,17
740	33	40	5	675	14	25,4	1	120	28,5	44,28	727,26	242,42
780	34	40	5	725	16	25,4	1	120	28,5	47,41	811,52	270,51
840	35	40	5	775	18	25,4	1	120	28,5	50,13	921,84	307,28
900	33	40	5	830	18	25,4	1	120	28,5	56,50	1046,45	348,83
950	33	40	5	880	20	25,4	1	120	28,5	59,81	1171,10	380,03

Таблица 7.

Нормальные фасонные части и строительная длина задвижек для чугунных трубопроводов по DIN 2431—2450 1).

(Составлена в 1882 г. Союзом Германских Инженеров и Обществом специалистов по газу и водопроводному делу).

Условные обозначения фасонных частей с примерными числовыми значениями приведены на фиг. 110—119, указывающих тип (наименование) фасонной части и внутрен-



Фиг. 121—124. Фланцевые фасонные части.

ний диаметр D трубы в мм, далее знаменатель дроби выражает внутренний диаметр отрезка, а при коленах (отводах) знаменатель показывает число штук для образования квадрата (α -е. 90° α), при чем $\alpha = 45^\circ, 30^\circ, 22\frac{1}{2}^\circ$ и 15° .

1) Перечень ненормальных фасонных частей и их изображения см. DIN 2430.

При определении веса фасонных частей (при плотности чугуна $= 7,25 \text{ г/см}^3$) следует к вычисленному весу нормальных чугунных труб прибавить 15% а для отводов 20%. Фасонные части с отрезками, если внутренний диаметр последних равен 400 мм и больше, при рабочем давлении в 2 ат и выше, должны иметь толщину стенок большую, а в случае надобности еще укрепляться ребрами.

Все фасонные части с внутренним диаметром больше 750 мм рассматриваются как части ненормальные.

Части А и В (фиг. 110 и 111).

$a = 0,2 D + 0,5 d + 100 \text{ мм}$
 $l = 0,3 d + 120 \text{ мм}$
 $r = 0,05 d + 40 \text{ мм}$
 l — глубине муфты отрезка с внутренним диаметром d .

Диаметр главной трубы D мм	Диаметр отрезка d мм	Полная длина L мм
40 — 100	40 — 100	0,80
125 — 325	40 — 325	1,00
350 — 500	40 — 300	1,00
	325 — 500	1,25
	40 — 250	1,00
550 — 750	275 — 500	1,25
	550 — 750	1,50

Часть U (фиг. 113).

Надвижная муфта, $L = 4 t$, где t — глубина муфты, соответствующего диаметра D .

Часть E (фиг. 114).

$L = 300 \text{ мм}$ для $D \geq 40 \text{ мм}$.

Часть F (фиг. 115).

$L = 600 \text{ мм}$ для $D = 40$ до 475 мм
 $L = 800 \text{ мм}$ " $D = 500$ " 750 "

Часть R (фиг. 116).

Переходные трубы, $L = 1,0 \text{ м}$.

Часть C (фиг. 112).

$a = 0,1 D + 0,7 d + 80 \text{ мм}$
 $c = 0,1 D + 80 \text{ мм}$
 $l = 0,75 a$ и $r = d$.

Диам. главной трубы D мм	Диаметр отрезка d мм	Полная длина L м
40 — 100	40 — 100	0,80
125 — 275	40 — 275	1,00
300 — 425	40 — 250	1,00
	275 — 425	1,25
450 — 600	40 — 250	1,00
	275 — 425	1,25
	450 — 600	1,50
650 — 750	40 — 250	1,00
	275 — 425	1,25
	450 — 600	1,50
	650 — 750	1,75

Часть L (фиг. 117).

$R = 5 D$ для $D \geq 300 \text{ мм}$.

Часть J (фиг. 118).

$R = 250 \text{ мм}$ для $D = 40$ до 90 мм
 $R = D + 150$ " $D \geq 100$ " "
 $m = D + 200$ " $D = 40$ " 375 " "
 $m = 600$ " $D \geq 400 \text{ мм}$.

Часть K (фиг. 119).

$R = 10 D$ для $D \geq 40 \text{ мм}$.
 Кроме фасонных частей A, B и C существуют еще части AA, BB и CC с двумя диаметрально-противоположными отрезками; размеры их те же, что и у ordinarily частей.

Фланцевые фасонные части.

Глухие фланцы см. фиг. 120.

Для фасонных частей по фиг. 121 до 124 имеем: $L = D + 100 \text{ мм}$; для фиг. 123 кроме того, $L = \frac{1}{2}(D + d) + 100 \text{ мм}$.

Строительная длина L задвижек.

- Для фланцевых задвижек $L = D + 200 \text{ мм}$
- " муфтовых задвижек с вбитыми кольцами $L = 0,7 D + 100 \text{ мм}$.
- " муфтовых задвижек с запазданными кольцами $L = D - 2t + 250 \text{ мм}$.

Таблица 8. Веса чугунных фасонных частей для труб в кг.

D mm	Часть А (фиг. 110)						Часть В (фиг. 111)							
	d (в мм) =						d (в мм) =							
	D	80	100	150	200	300	400	D	80	100	150	200	300	400
40	14	—	—	—	—	—	14	—	—	—	—	—	—	—
50	19	—	—	—	—	—	19	—	—	—	—	—	—	—
60	22	—	—	—	—	—	22	—	—	—	—	—	—	—
70	27	—	—	—	—	—	27	—	—	—	—	—	—	—
80	30	—	—	—	—	—	31	31	—	—	—	—	—	—
90	33	32	—	—	—	—	34	33	—	—	—	—	—	—
100	37	35	37	—	—	—	38	36	38	—	—	—	—	—
12	54	49	51	—	—	—	55	50	52	—	—	—	—	—
15	78	59	63	63	—	—	70	60	64	70	—	—	—	—
17	88	79	81	84	—	—	90	80	82	86	—	—	—	—
20	97	88	90	91	97	—	100	89	91	94	100	—	—	—
225	106	95	97	100	104	—	110	96	98	102	107	—	—	—
25	125	111	114	116	121	—	130	112	114	118	124	—	—	—
27	144	126	128	131	136	—	150	127	129	133	139	—	—	—
300	162	146	148	152	155	162	170	147	149	154	158	170	—	—
350	241	174	178	182	187	190	250	175	179	184	190	207	—	—
40	299	210	212	216	222	234	3,0	211	213	218	225	242	310	—
45	348	240	243	245	255	268	3,4	246	249	254	260	276	346	—
50	414	284	286	293	300	312	388	416	287	290	295	301	320	306
55	552	327	330	337	346	356	452	328	331	340	350	437	468	—
600	680	367	370	377	386	473	500	658	368	371	380	390	485	516

D mm	Часть С (фиг. 112)						Часть С (фиг. 113) кг	Часть Д (фиг. 114) кг	Часть Е (фиг. 115) кг	Часть К (фиг. 119)				
	d (в мм) =									угол α =				
	D	80	100	150	200	300				45°	30°	22,5°	15°	
40	16	—	—	—	—	—	7	9	8	6	—	—	—	—
50	21	—	—	—	—	—	8	11	10	7	—	—	—	—
60	25	—	—	—	—	—	10	13	12	13	9	—	—	—
70	31	—	—	—	—	—	12	15	14	16	13	—	—	—
80	37	37	—	—	—	—	14	17	16	21	16	14	—	—
90	40	39	—	—	—	—	17	19	18	25	18	16	—	—
100	48	42	48	—	—	—	19	21	20	30	22	18	—	—
125	65	57	60	—	—	—	24	26	26	45	33	28	—	—
150	82	69	72	82	—	—	31	32	32	66	48	39	—	—
173	106	88	91	101	—	—	38	39	40	94	66	53	—	—
200	119	95	98	108	119	—	45	47	48	—	57	70	—	—
225	132	102	105	115	126	—	53	55	54	—	112	90	—	—
250	152	115	118	128	139	—	62	62	63	—	142	113	83	—
275	178	133	136	146	157	—	71	70	71	—	170	140	—	—
300	229	149	152	162	173	229	82	78	80	—	215	170	123	—
325	255	164	167	177	188	245	91	85	90	—	203	—	—	—
350	282	179	182	192	203	261	103	95	100	—	240	173	—	—
375	310	199	202	212	223	281	114	104	110	—	—	272	—	—
400	354	218	221	231	242	303	125	116	120	—	—	—	230	—
425	371	229	232	243	256	330	135	126	130	—	—	—	—	—
4 0	457	270	273	283	296	355	146	138	140	—	—	407	280	—
475	500	270	273	284	297	380	157	152	150	—	—	—	—	—
500	550	294	297	307	320	410	175	167	212	—	—	—	—	376

Таблица 9. Веса чугунных фасонных частей для труб в кг.

D mm	Часть К (фиг. 116)																
	Внутренний диаметр d трубы со стороны муфты в мм																
	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450
60	16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
70	19	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
80	21	22	24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
90	23	25	27	28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	24	26	30	32	34	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
125	27	29	33	35	37	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
150	34	35	38	40	43	45	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
173	41	43	45	47	49	51	56	62	—	—	—	—	—	—	—	—	—
200	—	49	52	54	56	58	63	69	71	—	—	—	—	—	—	—	—
225	—	—	58	61	62	64	69	75	80	82	—	—	—	—	—	—	—
250	—	—	—	66	68	70	72	77	82	88	90	93	—	—	—	—	—
275	—	—	—	78	77	79	84	80	86	102	104	105	—	—	—	—	—
300	—	—	—	—	82	84	86	91	97	103	110	118	124	126	—	—	—
325	—	—	—	—	—	94	96	100	106	112	119	126	134	136	137	—	—
350	—	—	—	—	—	—	103	108	114	120	127	134	141	146	150	—	—
375	—	—	—	—	—	—	—	118	124	130	136	142	148	154	162	167	—
400	—	—	—	—	—	—	—	—	130	136	142	148	157	163	172	176	—
425	—	—	—	—	—	—	—	—	—	145	154	160	166	174	184	190	198
450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	166	172	178	185	194	204	212
475	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	184	190	196	204	218	224
500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	208	215	232	238
550	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	260	270	280

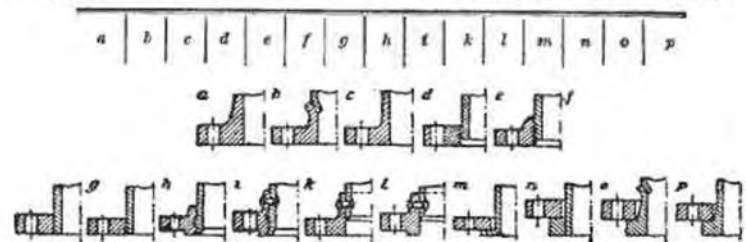
Таблица 10. Фланцевые фасонные части (фиг. 121 до 124).

D-диаметр в свету mm	Диаметр фланца mm	Грубой фланец (рышак) кг	Колоно фланцевое кг	Тройники фланцевые кг	Кресты фланцевые кг	D-диаметр в свету mm	Диаметр фланца mm	Грубой фланец (рышак) кг	Колоно фланцевое кг	Тройники фланцевые кг	Кресты фланцевые кг
40	140	2,5	7	10	13	22,5	370	21	65	89	117
50	160	3	8	13	17	25,5	400	25	80	110	147
60	175	3,5	10	15	20	27,1	415	29	95	135	189
70	185	4	13	19	25	30,9	430	33	110	165	215
80	200	4,5	15	21	28	32,5	450	39	130	190	255
90	215	5	18	25	33	35,0	520	45	150	230	295
100	230	6	20	29	39	37,5	550	50	175	255	340
125	260	8	26	40	53	40,9	575	54	210	290	390
150	290	10	35	52	69	45,5	630	66	255	370	490
175	320	13	45	64	85	45,3	630	66	255	370	490
200	350	17	55	76	103	47,3	655	70	—	—	—

Предохранение труб от внешних влияний. В зависимости от целей применения и местонахождения трубопровода: для жидкостей, для газа, воздуха, пара, для отопления, вентиляция или конденсационных устройств, на открытом воздухе, в земле или в машинных

зданиях, — трубы могут оставаться черными или асфальтируются, имеют джутов, то обмотку с просмолкой, покрываются суриком или масляной краской, бывают оцинкованными или лужеными.

Таблица 11. Нормированные соединения фланцев с трубами из чугуна, стали и литого железа для номинальных давлений от 1 до 40 ат.



Фиг. 125.

Группа	Тип фланца, фиг. 125.	Номинальные внутренние диаметры нормированные в мм					
		6 ат	10 ат	16 ат	25 ат	40 ат	
Литые трубы	Чугунный a	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	Стальной б	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
Фланец сваренный с трубой	В насадку в	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	Автогенно с	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
Фланцы с винтовой резьбой	Овальный без заплечика д	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	„ с заплечиком е	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	Круглый без заплечика д	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
Гладкий фланец	Круглый с заплечиком е	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	Припаянный или приваренный г	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
Фланцы с развальцовкой	Без заплечика г	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	С заплечиком б	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
Фланцы прокатанные	С заплечиком и припаянный г	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	Из прокатного материала к	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
Свободные фланцы	Специального профиля л	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	Для труб с отогнутыми краями м	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	Для приваренного борта или кольца н	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	Для кольца сваренного в насадку о	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200
	Для кольца автогенно сваренного р	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200	100/1200

Чугунные водопроводные и газопроводные трубы для предохранения от ржавчины опускаются в горючую смолу или асфальт, или же покрываются асфальтовым лаком (кроме внутренней поверхности муфты и конца трубы, входящей в нее).

О способах предохранения от химических действий воды см. том I, отд. Материаловедение.

Соединения. Нормализация всех важнейших соединений для труб еще разрабатывается, также для труб нагревательных, с весьма высоким давлением от 40 до 640 kg/cm². Сводку соединений для давлений до 40 ат дает таблица 11 и фиг. 125.

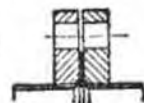
У чугунных и стальных труб фланцы отлиты за одно целое с трубой; неформальные промежуточные части удобнее делать из железа, или из муфтовых соединений, или же, в крайнем случае, на отрезанный конец трубы навинчивают фланец.

Трубы до 150 мм NW (номинального диаметра) и для давлений до 6 ат ND (номинального давления) соединяются помощью припаянных или приваренных фланцев, или же помощью фланцев на резьбе, в особенности трубы с нарезкой, трубы без шва (цельнотянутые) и сваренные на пламени водяного газа.

В тех местах трубопровода, где не встретится надобности в разъединении труб, целесообразно железные трубы сваривать в стык, непосредственно на месте укладки, чтобы избежать дорого стоящих соединений, или же свинчивать их наглухо. Там же, где требуется,



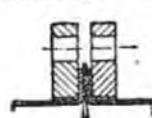
Фиг. 126.



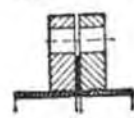
Фиг. 127.

чтобы трубы легко разъединялись и вынимались, для труб с газовой резьбой употребляют специальные винтовые соединения (фиг. 126) или фланцевые соединения (фиг. 127). Для уплотнения резьба на конце зачеканивается, расклевывается или же заанвывается; при низких давлениях (в газопроводах) достаточное уплотнение дает нарезка на конус с небольшим уклоном, или же обмотка пенькой с суриком.

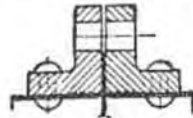
Для труб свыше 150 мм NW большей частью применяются фланцевые соединения со свободными или неподвижными фланцами: для сваренных автогенным способом труб с отборочными кромками по фиг. 128,



Фиг. 128.



Фиг. 129.



Фиг. 130.

приваренные кольца со свободными фланцами, или же фланцы, укрепленные развальцовкой, а также приваренные неподвижные фланцы (фиг. 129) для номинальных давлений от 1 до 6 ат.

Неподвижные фланцы вообще менее выгодны и удобны, чем свободные для труб с приваренными кольцами.

Скрепление фланцев развальцовкой ¹⁾ применяется только для труб с толщиной стенок не более 7,5 мм, так как для более толстых стенок требуется механическое развальцовывание, поэтому лучше фланцы приклепывать или по крайней мере укреплять помощью заклепок (фиг. 130).

¹⁾ О прочности соединений при развальцовке труб с отогнутыми и в отогнутыми кромками или же с кольцевыми желобками, см. опыты „Egestorff“ (Z. d. V. d. I. 1912, стр. 361) и „Berndt“ (Z. d. V. d. I. 1924, стр. 809) с трубами diam. от 80 до 95 мм.

Соединения труб для перегретого пара от 200 ат и выше помощью фланцев, насаженных развальцовкой, необходимо кроме того всегда укреплять заклепками (см. также работу „Fränkling“ о соединениях труб, „Der Betrieb“ 1919, стр. 138 и Укрепление потайными заклепками Вест-Обишера компании трубопроводов Л. О. Düsseldorf, „Maschinenbau“ 1922, стр. 688, далее соединения помощью развальцовки для номинального давления до 60 ат Sciffert u. Co., Берлин „Maschinenbau“ 1923/24, стр. 742 и 747).



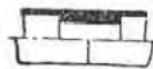
Фиг. 131.
Внутренняя
по плотности
глазкая.



Фиг. 132.
Внешняя
поверхность
глазкая.



Фиг. 133.
Паружная и внут-
ренняя поверхно-
сти глазкие.



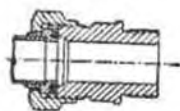
Фиг. 134.
Паружная поверх-
ность глазкая с
вкладышем.

Помощью винтовой нарезки трубы соединяются только при низких давлениях, или также при очень высоких давлениях (выше 40 ат), или же для специальных целей, как, например, буровые трубы, которые соединяются помощью муфт, или же непосредственно свинчиваются согласно фиг. 131—135 (способ Манессмана).

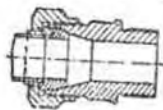


Фиг. 135. Внутренняя
поверхность
глазкая с резьбой
наружной муфты.

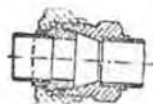
Для труб красной меди или железных без шва (цельнотянутых) от 4 до 32 мм NW винтовые соединения вормированы (сводка в DIN 2360 для привинчивания трубы к резервуару (фиг. 136 и 137) или для присоединения одной трубы к другой (фиг. 138). Уплотнение здесь достигается помощью уплотняющих колец (фиг. 138 или же металлически помощью конических поверхностей (DIN 2355 2366). Трубы при этом привинчиваются.



Фиг. 136.



Фиг. 137.



Фиг. 138.

Скорые соединения для трубопроводов временного пользования осуществляются помощью клиньев, как, например, в трубопроводе Феннис, Берлин—Маршлендорт¹⁾.

Уплотнение. Уплотнение между приваренными кольцами или фланцами враще всего делать чисто металлическим с поверхностями: плоскими, шаровыми или коническими; но также уплотнения по большей части сальников дорожки и применяются лишь там, где жидкость действует разрушающе на уплотняющий материал (также при безынии), или же при высоких давлениях и небольших диаметрах труб.

Чаще всего уплотнение производится помощью уплотняющих колец из уплотняющего материала для высоких давлений, как, например, клингерита (состав из резины и асбеста), резины, прессованного асбеста, проши-

тавшего картона, бумаги, кожи, меди, гартблея (сплав свинца с сурьмой) и т. п. в зависимости от жидкости, давления, температуры и цены.

Самым важным условием при этом для хорошего уплотнения является то, чтобы уплотняющий материал сохранял во время работы свою упругость, форму и строение также и после многих разборок трубопровода. Для предохранения от выжимания лучше всего уплотнять листы достаточно крепкие, или же упругие материалы укрепить металлической оправой, например, „асбест с медью“. Очень недурное и вместе с тем центрирующее уплотнение получается, если одна труба входит гребнем в паз другой, или вальчиком в соответствующую выточку другой, или, наконец, посредством наружного кольца (фиг. 139, 140 и 141), по такое устройство, стоящее дороже и трудное для сборки и разборки, применяется лишь при высоких давлениях.



Фиг. 139.



Фиг. 140.



Фиг. 141.

Уплотнение газопроводных и водопроводных труб с муфтами достигается посредством смоляного или резинового жгута и валички свинцом (для заливки свинцом требуется образование глинистого кольца), свинец и жгут ватом зачеканиваются зубилом и молотком. В некоторых случаях для уплотнения муфт служат также резиновые кольца и кольца применяемые для сальников. Например, соединение Кобера по фиг. 142 для трубопроводов сырого воздуха не претерпевает движения труб при изменении температуры.

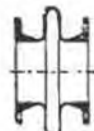


Фиг. 142.

Уплотнение рукавов достигается зажатием на металлических вальчиках (штуцерах).

Компенсационные приспособления (компенсаторы). Изменения длины в длинных трубопроводах, или в трубах с высокими температурами должны быть восприняты в каком-либо промежуточном пункте между неподвижными точками трубопровода. При прямых трубопроводах устанавливаются петли или специальные упругие (пружинящие) трубы, волнистые трубы с одной (фиг. 143)¹⁾ или несколькими волнами (фиг. 144) или трубы с сальниками, а также с уплотняющими муфтами. (Разгруженные трубы с сальниками Дене в Галле, Общество проводов высокого давления в Берлине, система Кеннига). Уплотнения помощью сальников со временем легко теряют свою плотность, начинают пропускать и требуют поэтому постоянного надзора. Благоприятные результаты дают несколько изгибов трубопровода под принятым углом, если это только осуществимо, а в случае необходимости включаются еще упругие или шарнирные фланцевые соединения, или же упругие трубы (железные).

Укрепления трубопровода Короткие трубопроводы привариваются к стенам или к потолку помощью хомутов; если проводка идет по земле, то иногда достаточно собственного веса для удержания на фундаментных колодах или в земле. При длинных трубопроводах с меняющимся расши-



Фиг. 143.

¹⁾ Фирмы Wehrle-Werk A. G. Emmendingen (Baden).

репнем необходима подвижная укладка труб на роликах, или же подвешивание на качающихся осях, вместе с жестким креплением в неподвижных пунктах. Все колена трубопровода для высоких давлений должны иметь жесткое крепление, если только они не являются компенсаторами.

Отличительные отметки для трубопроводов. При скоплении в одном месте многих трубопроводов, целесообразно, для правильного обслуживания, трубы различного назначения отличать тем или иным способом. Для отличия трубопроводов в промышленных предприятиях предложено было Союзом Германских Инженеров ¹⁾ отмечать их различной отличительной окраской с отличительными штрихами, например: зеленая для воды, синяя для воздуха, серая для пониженного давления, фиолетовая для щелочи, желтая для газа, белая для пара, розовая для кислоты, коричневая для масла, черная для смолы.

Черная черта на окраске означает загрязнение (примесь), красная черта — среднее давление, две красные черты — перегрев пара и т. п. Наибольшие трубопроводы могут быть окрашены целиком, в больших — окрашиваются только пояски на соответствующих расстояниях, а также указывается направление течения содержимого. В последнее время были введены небольшие изменения согласно DIN 2421.

Гибкие трубы. Томпаковые трубы без шва (пельютяннутые). (Берлин — Карлсруэ Промышленное Общество). На томпакowych пельютянутых трубах выдавливаются валькообразные выступы с винтовым ходом по поверхности трубы; поперечное сечение выступов показано на фиг. 144. Трубы эти изготавливаются длиной от 2,7 до 4,2 м.

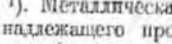
Если покрыть эти трубы одинарной или двойной металлической тканью, от чего гибкость труб мало уменьшается, то данные в таблице 12 рабочие давления можно увеличить в 3 до 5 раз. При обмотке латунной проволокой и двойной тканью рабочее давление можно увеличить от 9 до 10 раз. Упругое удлинение трубы при принудительном ее направлении составляет 50 мм для труб с внутренним диаметром 15 мм и выше. Гибкие латунные трубы, кроме применения для воздуха, газа, пара и жидкостей, еще могут быть использованы как компенсационные трубы.

Соединения этих труб — помощью муфт, которые или навиваются на трубы, или же к ним припаиваются мягким припоем.

Таблица 12. Томпаковые волнистые трубы.

Диаметры		Рабочее давление в ат	Вес пог. метра в кг	Диаметры		Рабочее давление в ат	Вес пог. метра в кг
Внутр. в мм	Наружн. в мм			Внутр. в мм	Наружн. в мм		
6	10,2	50	0,11	35	58,5	7	2,00
8	13	50	0,15	40	62,6	6	2,27
10	19,5	22	0,36	45	68,5	6	2,44
12	22,5	20	0,41	50	73	6	2,70
15	28,5	18	0,54	60	86	6	3,20
20	36,5	12	0,81	70	96	5	3,70
25	42,5	9	1,10	80	107	5	4,90
30	51,5	8	1,69	90	116,5	4,5	5,10

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1913, стр. 482.

Металлические гибкие рукава ¹⁾. Металлическая лента (из стали, красной меди, латуни, нейзилбера) подлежащего профиля (визр. ) свивается по винтовой линии так, чтобы края последовательных витков входили друг в друга с некоторым зазором; образовавшиеся желобки закрываются уплотняющим материалом (резиной, асбестом и т. п.). Эти рукава применяются в подвижных проводах всякого рода, также как предохранительная оболочка для электрического кабеля; далее в паропроводах, как компенсаторы при расширении от теплоты. Относительно размеров см. каталоги фабрики металлических рукавов Пфортгейм или фабрики металлических рукавов: Братья Якоб — Ципкау в Саксонии ²⁾.

Двойные рукава состоят из двух вставленных друг в друга металлических рукавов с противоположными направлениями оборотов витков, остаются непроницаемыми при всяких движениях рукава.

Трубы с обмоткой. Свинцовую трубу обертывают слоем асфальтированной пеньки, затем плотно обматывают фансовой проволокой. Для предохранения от ржавчины, эту броню покрывают более толстым слоем асфальтированной пеньки и затем обматывают железной оцинкованной проволокой. Соединение таких труб достигается помощью муфт, которые крепко навиваются снаружи на проволочную обмотку; набивка в муфтах кожаная, а соединяются они болтами. Трубы эти применяются для укладки водо- и керосинопроводов по дну рек, озер и в болотах.

Таблица 13. Трубы с обмоткой.

Заводы Фельтен и Гильом, Карловский завод Акционерного Общества в Мюльгейме на Рейне.

Допускаемое рабочее давление в 5 ат					Допускаемое рабочее давление в 10 ат				
Внутренний диаметр в мм	Толщина стенок свинцовой трубы в мм	Наружный диаметр в мм	Вес пог. метра обмотанной трубы в кг/m	Наибольшая длина трубы в мм	Внутренний диаметр в мм	Толщина стенок свинцовой трубы в мм	Наружный диаметр в мм	Вес пог. метра обмотанной трубы в кг/m	Наибольшая длина трубы в мм
15	1,50	32	3,5	1000	15	1,5	32	3,5	1000
20	1,50	39	4,5	875	20	2,0	40	5,0	875
25	1,75	46	6,0	750	25	2,5	47	6,75	750
30	2,00	52	7,5	625	30	3,0	54	9,0	625
35	2,25	58	9,0	525	35	3,5	61	11,5	525
40	2,50	64	10,5	425	40	4,0	67	13,5	425
45	2,75	70	14	350	45	4,5	75	18,0	350
50	3,00	77	16	300	50	5,0	81	20,5	300
55	3,25	83	18	250	55	5,5	88	23,75	250
60	3,50	88	20	225	60	6,0	93	27,0	225
65	3,75	94	23	200	65	6,5	99	31,0	200

¹⁾ Производство спиральных металлических рукавов. Z. d. V. d. I. 1911, стр. 82 и след.

²⁾ Чешуе-панцирные всасывающие рукава „Gebrüder Jakob“ для пневматического транспортирования зерна. Z. d. V. d. I. 1914, стр. 154.

в) Пусковые органы (выключатели или выключатели) и сопротивления трубопровода.

Выключатели трубопровода служат для автоматического или управляемого включения и выключения (закрывания) и для торможения трубопроводов (как сопротивления).

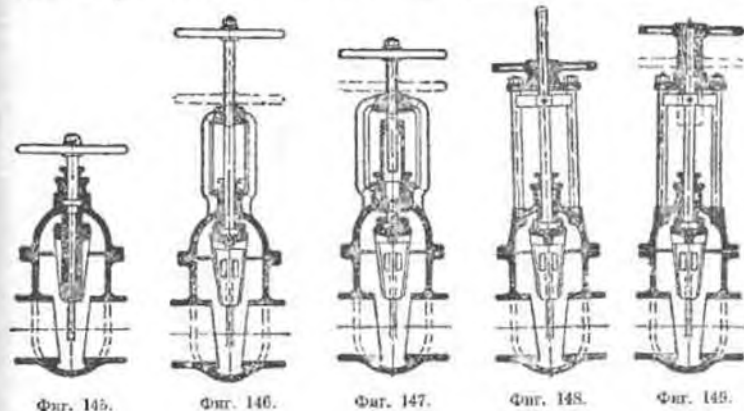
Управление может осуществляться произвольно от руки или регулируется машиной (распределительным механизмом).

Составные части выключателей трубопроводов суть: 1) коробка (камера) и седло, являющиеся также направляющими для: 2) затвора и тормозящего органа. К этому еще прибавляются при выключателях с внешним управлением: 3) движущее приспособление и 4) часть для уплотнения этого приспособления.

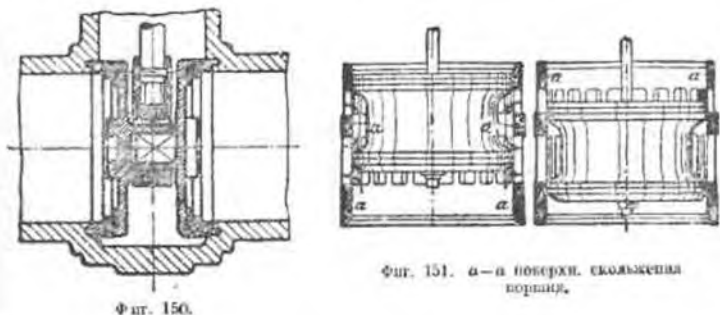
1. Поперечные выключатели: задвижки и краны. Движение затвора поперек седла. Главные группы: 1. Плоские задвижки с прямолинейным или круговым движением по плоскому седлу. 2) Поршневые задвижки: движение осью по цилиндрическому седлу. 3) Вращающиеся задвижки и краны: касательное движение по цилиндрическому или коническому седлу.

Достоинства и недостатки задвижек и кранов: полное освобождение прохода, вследствие чего наименьшие потери энергии при совершенно открытой задвижке; простота формы. Зато изготовление, доступность и содержание в порядке уплотняющих поверхностей в большинстве случаев затруднительнее, чем у подъемных выключателей (вентилей). Конусообразные поверхности седла, как у вентилей, здесь невозможны, что сильно затрудняет прилифовку для более высоких давлений. Закрытие седла при перемещении под давлением. На уплотняющую силу, кроме давления самой жидкости, влияет еще перемена направления движения клином, винтом или рычагом. Самоторможение вследствие избыточного давления, т. е. превращение в автоматический выключатель от возвратных ударов, невозможно, так как направление движения перпендикулярно направлению давления. Уже при малейшем открытии задвижки на ней образуется сильное вихревое движение, которое, в особенности при нечистой воде, действует на стенки и вызывает стук в задвижке.

Задвижки для трубопроводов. Уплотняющее давление и нажатие в седле получаются при всем применении двойного конусообразного седла (фиг. 145 для водопроводной задвижки). Другие решения задачи: нажатие особыми клиновидными поверхностями на затворе, поверхности же седла перпендикулярны к оси трубы, что гораздо удобнее для обработки и дальнейших исправлений; противодействующие поверхности в коробке или на шпинделе задвижки [Шта—задвигки¹⁾]. При трубопроводах с высоким давлением приспособления для нажатия могут отсутствовать, если давление в трубопроводе достаточно для уплотнения (фиг. 150). Паровые задвижки для перегретого пара с высоким давлением²⁾. Уплотняющие поверхности (седла) часто делаются смешанными; для воды и насыщенного пара из бронзы, для перегретого пара из чугуна, стали, вольфрама или никелевых сплавов.



и дешевая конструкция, но часто неприемлемая вследствие загрязнения внутри лежащих винта и гайки, или химического действия на них), или же прилагается к коробке с внутренней или лучше с внешней стороны



сальника (фиг. 146). В последнем случае легко производить чистку и смазку. Также целесообразна передача движения от маховичка к перемещающейся вдоль винта гайке (фиг. 148), в особенности, если ввиду вращения внутри не желательна. Применением винтов с двойной нарезкой достигается во всех случаях более быстрое движение затвора и вместе с тем укорачивается строительная длина, например, на фиг. 147 и 149. Гайка

¹⁾ Köhler. Задвижки новейшей конструкции для перегретого пара и высокого давления. Z. d. V. d. I. 1924, стр. 95 с 22 чертежами задвижек.

²⁾ Конструкция „Шеффер и Буденберг“, Магдебург.

обыкновенно делается бронзовой, шпindel же из бронзы и тех случаях, когда действие ржавчины очень вредно, и при том только для небольших задвижек. Фиг. 145 до 149 показывают строительную длину и крайние положения маховичков при одном и том же ходе. Фиг. 145 представляет тот недостаток, что положение затвора не может быть определено непосредственно по положению маховичка или шпинделя.

Уплотнение шпинделя в сальнике надо по возможности устранивать так, чтобы при крайнем (открытом) положении затвора уплотнение осуществлялось внутренним заплечиком, и чтобы можно было сальник набивать во время работы.

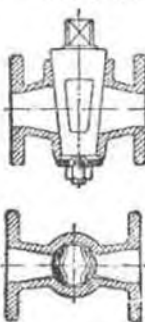
Поршневые затворы дают только несовершенное уплотнение вследствие трудности достигнуть плотного нажатия, например, посредством специальных пружинящих поршневых колец (фиг. 151) и соответственно точной пригонки рабочей поверхности седла с наименьшим зазором. Поэтому они менее применяются для продолжительных закрытий, но больше, как постоянно движущийся распределительный орган, а также для регулирования трубопровода сужением сечения (ср. поршневые золотники для распределения в паровых машинах и для регулирования в двигателях, см. во 2 главе: Двигатели).

Вращающиеся золотники (затворы) и запорные краны. Относительно подвижных и распределительных вращающихся золотников и об их нажатии см. ниже 2 глава: Двигатели. Запорные краны закрываются герметически натяжением гайки (фиг. 152 и 153), а также давлением пружины или же давлени-

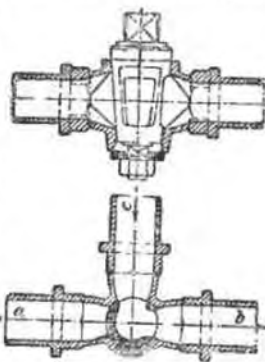
ем в трубопроводе по направлению оси конуса. Пригонка производится шлифовкой. „Нормальный конус“ для кранов равен 1:6 (уклон 1:12), но в особых случаях применяются и другие конусы. Прямоугольный проход пробки делается большей частью с отношением сторон 1:2,5 или 1:3 (предполагается нормировка). Нормальная строительная длина — стропильной длины вентиля (см. абзац „Запорные вентили“).

Достоинства крана: большая простота и дешевизна, занимает мало места, быстрая перестановка, удобное образование распределителей или выключателей с несколькими ходами.

Недостатки: большое сопротивление движению, в особенности при введении уплотняющих поверхностей, их окисление, искривление или загрязнение, легкое просачивание вследствие введения или искривления уплотняющих поверхностей, что возможно устранить лишь частично дорогостоящим исправлением.



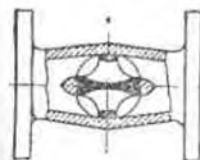
Фиг. 152.



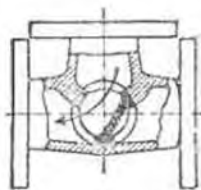
Фиг. 153.

Где неплотность в трубопроводе и неплотность снаружи должны быть совершенно исключены, там конструкция должна быть более надежной (сальники снаружи, набивка внутри). Для кислот краны должны быть глиняные или стеклянные.

Двух- и трехходовые краны, специально для машиностроительного и арматурного завода бр. Реулдинг в Мангейме (фиг. 154 и 155) строятся так: корпус и коническая пробка из специального чугуна, для специальных целей — из алюминия, фосфористой бронзы и т. п. Жидкость соприкасается только с поверхностной коркой, имеющей большую способность сопротивляться, менее с пришлифованными поверхностями, которые как при открытом, так и закрытом кране прикрыты и смазаны.



Фиг. 154.



Фиг. 155.

Краны с упругим асбестовым вкладышем и цилиндрической пробкой завода Дреера, Розенкранца и Дроота в Гашовере. Пробка касается металлических поверхностей корпуса без шлифовки; непроницаемость достигается благодаря двум асбестовым кольцам над и под отверстием крана и четырем продольным асбестовым полоскам в канавках, имеющих форму ласточкина хвоста.

2. Подъемные выключатели: вентили и клапаны. Открытие достигается движением затвора с седла вверх.

У вентилей: движение прямолинейное по направлению оси, перпендикулярной к поверхности седла.

У клапанов: вращательным движением приводного механизма для непосредственного поднятия с седла.

Вентили и клапаны изготовляются: 1) в виде подъемных выключателей, управляемых извне, от руки или машины; 2) в виде подъемных выключателей, действующих изнутри от давления в трубопроводе или камере (автоматические подъемные выключатели).

Достоинства и недостатки подъемных выключателей.

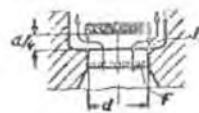
Достоинства вентилей: точное осевое направление для затвора, благодаря чему возможен любой наклон поверхности седла, которая, например, может быть плоской или конической с наклоном образующей к оси в 30°, 45° и 60°; невозможность бокового сдвига по отношению к седлу, а поэтому даже при самом сильном уплотнителем нажатии нет заедания; меньшая чувствительность к высоким температурам и к разностям температур (к искривлению). Легкая ванная шлифовка при помощи осевой направляющей, когда вентиль может на седле вращаться; возможность самоуправления при избыточном давлении, действующем по направлению движения: „автоматические вентили“.

Недостатки: так как затвор расположен на пути протекания содержимого трубопровода также и во время открытия прохода, то трудно избежать причиняемых этим больших потерь в давлении. У запорных вентилях в прямых трубопроводах привод также расположен по оси вентиля, так что, для удобства расположения привода, течение в вентиле должно отклониться от направления трубопровода, что является причиной дальнейших потерь давления.

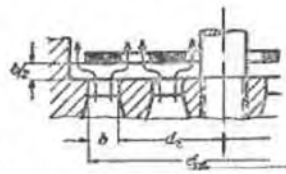
Достоинство клапанов также состоит в том, что затвор поднимается с седла, но так как у них нет осевых направляющих, то коническое седло не подходит, и поэтому у них большей частью плоские седла, которые гораздо труднее исправлять. У клапанов затвор гораздо легче удаляется из течения или легче принимает положение, свободное от сопротивления (например, у дроссель-клапанов), чем у вентилях, но зато вследствие неодинаковости расстояния различных точек седла от оси вращения трудно достигнуть равномерной герметичности и достаточно сильного нажатия на опорную поверхность. Поэтому клапаны вообще менее употребительны для закрывания, чем для тормажения (регулирования) и распределения (возвратные заслонки).

Главные размеры. Объем материи в m^3 , протекающей в одну секунду через поперечное сечение F , $Q = Fc$, остается для всех сечений F постоянным, при чем $c = \mu c_0 = \mu \sqrt{2gH} = \sqrt{2g \cdot \frac{H}{\zeta}}$ есть средняя скорость,

а c_0 — соответствующая понижению напора H наибольшая теоретическая скорость (в м/сек) прохода через поперечное сечение F , перпендикулярное к направлению течения. (Изменяемость величины μ принимается в расчет только при сильном падении давления в газах и парах).



Фиг. 156.



Фиг. 157.

Если цель избежать понижения напора важнее, чем дешевизна устройства, то надо стремиться к тому, чтобы, во-первых, устранить вихревые движения, во-вторых, чтобы c_0 по возможности сохранила постоянную величину в общем шкеле течения, а следовательно, и μ ($\mu = \sqrt{\frac{1}{\zeta}}$ коэффициент истечения, см. Механику жидких тел, 1 том).

У вентиля с плоским круглым седлом (фиг. 156) поперечное сечение седла F — наиболее узкому сечению шпала F_1 , когда

$$d^2 \cdot \frac{\pi}{4} = d_1 \cdot \pi \cdot h, \text{ или } h = \frac{d^2}{4d_1}$$

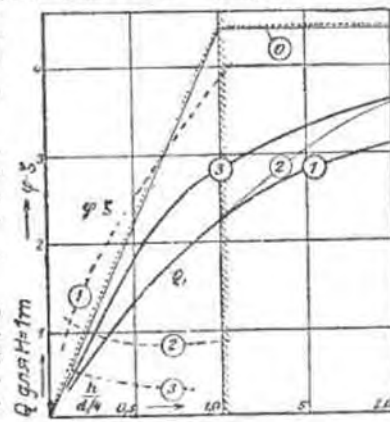
У клапанного кольца (фиг. 157) получается равенство поперечных сечений, когда $h = \frac{d_0 - d_1}{4} = \frac{b}{2}$. У конических седла F_1 при той

же величине подъема (хода) меньше, но так как коэффициент истечения μ при плоских седлах особенно неблагоприятен, то, несмотря на меньшую величину F_1 , количество протекающего вещества, однако, может быть больше, чем при плоских седлах. Далее, количество протекающего вещества еще может увеличиться, когда $F_1 > F$ или $h > \frac{d}{4}$, так как μ от этого улучшается, как это показали опыты К. Баха ¹⁾ с пропусканием воды через вентиль. На фиг. 158 результаты опытов Баха представлены в виде кривых для протекающей массы $Q_1 = \frac{Q}{F} \text{ см}^3/\text{м}^2$, отнесенной

к $F = 1 \text{ м}^2$ и к падению давления $H = 1 \text{ м}$; кривые нанесены в зависимости от подъема (хода) вентиля и от отношения $\frac{F_1}{F}$ или $\frac{h}{\frac{d}{4}}$. Линия O изображает теоретическое значение Q_1 при $\mu = 1$ и $\zeta = 1$. Оно возрастает только до $\frac{h}{\frac{d}{4}} = 1$.

Кривая (1) показывает количества протекающей массы Q_1 , измеренные для изображенного в (1) плоского клапана; кривая (2) для клапана (2) с острием; кривая (3) для клапана (3) с коническим седлом, который обладает наибольшей пропускной способностью. Q_1 также увеличивается для всех типов, когда h становится

больше $\frac{d}{4}$. Подобные результаты получаются и в отношении газов при небольших потерях напора ²⁾. О потерях напора см. дальше стр. 73.



Ход вентиля.

Фиг. 158.



а) Подъемные выключатели, приводимые в действие пивне.

Запорные вентили. Большой частью односедельные и не разгружены. Малые вентили почти сплошь из бронзы, большие из чугуна или стали

¹⁾ См. C. V a s h. Versuche über Ventilbelastung und Ventilwiderstand. Berlin 1884 г. и C. Bach, Z. d. V. d. I. 1886, стр. 421, 1887, стр. 41.

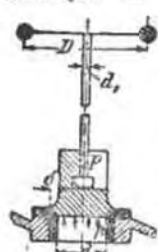
²⁾ Шпринг исследовалось ионы в 5 раз меньший ход клапана при выработке его диффузорного вентиля с медленным падением скорости позад шпала. Ср. Sehrink, Versuche über Strömungsarten und Ventilwiderstand. Mit. Forschungsarb., Heft 272, VDI Verlag, 1925.

с латунным или бронзовым седлом (вдавливаемым в свое гнездо на конус или раскатываемым).

При перегретом паре бронза и красная медь испорчеными из-за высоких температур, при которых они становятся ломкими (хрупкими) и добавок еще большое значение приобретает то, что коэффициент расширения этих металлов разнится от коэффициента расширения чугуна и стали. Поэтому для перегретого пара в качестве седла применяются никелевые кольца, которые молотком загоняются в канавки с сечением ласточкина хвоста (ширина седла $\frac{\delta}{d} = \frac{1}{50}$ до $\frac{1}{30}$); кроме того, при пере-

гретом паре надо по возможности избегать внутренних направляющих ребер: лучше применять полые направляющие цилиндры, которые более равномерно расширяются. Плотное закрывание у малых и средних вентилях получается тоже благодаря специальным упрямкам, но тем не менее довольно прочным, прокладкам: например, в зависимости от протекающей массы и давления — мягкая резина, твердая резина, вулканизированная фибра, кожа, асбест, пенька, дерево, мягкие металлические сплавы.

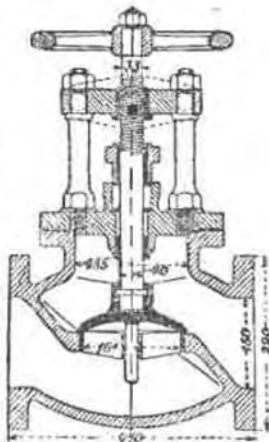
Приспособление для открытия, как и у задвижки (фиг. от 145 до 149), действует от руки помощью маховичка и винта, при чем гайка может сидеть на клапане, или на корпусе вентиля с внутренней или наружной стороны сальника; связь между вентилем и шпинделем винта шарнирная и позволяющая ему вращаться, чтобы в седле не появилось протечания (и заедания). Стержень винта рассчитывается по величине нажатия (принимается от 50 до 80 ат), передаваемого стержнем на



Фиг. 159.

опорную поверхность седла, и по наименьшему давлению трубопровода на закрытую часть поверхности F , при чем эти две величины складываются или вычитаются (фиг. 159). Давление шпинделя $P = d\pi p_0 \pm F_p$, где δ — просекания ширины седла. Шпиндель и укрепление крышки вентиля должны выдерживать передаваемое им давление между гайкой и седлом вентиля, при чем шпиндель не должен изгибаться от продольного сжатия. От гайки и маховичка шпиндель подвергается скручиванию. Давление P зависит от диаметра маховичка и силы руки P_0 , которая при $D = 10$ см может быть принята равной около 10 кг, а при $D = 50$ см, около 50 кг на окружности маховичка. Если d_1 — средний диаметр винтовой вставки и α — подъем винтовой линии, то можно допустить:

$$P_0 D \approx P d_1 \cdot (\operatorname{tg} \alpha + 2 \mu),$$

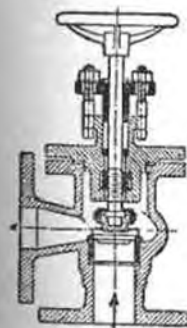


Фиг. 160.

где μ — коэффициент трения шпинделя в гайке и в заплечике. Тем или иным способом D и δ определяется величина уплотняющего давления p_0 , которая при одной и той же величине δ независима от угла конуса. Там, где p_0 должно быть очень велико, например, для надежной отечки самых высоких давлений, d и δ должны быть малы, наоборот отношение $\frac{D}{d_1}$ нужно выбирать большим, в противном случае плотность

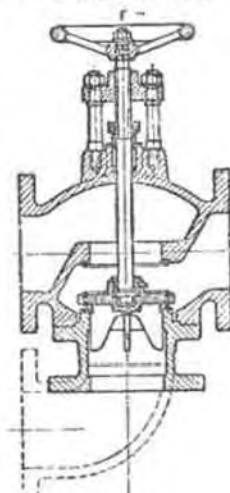
закрытия надо усилить посредством противоударных соединений между маховичком и шпинделем и увеличением длины поверхности уплотнения, т. е. сделать седло с большим углом конуса (60° или с уклоном 1 : 3).

Примеры: фиг. 160. Проходной вентиль для прямого трубопровода. Гайка расположена снаружи (конструкция Дреер, Росенкрафт и Дроон в Ганновере); фиг. 161: угловой вентиль с гайкой, расположенный внутри; оба вентиля с коническим седлом для пара, воздуха и воды. Фиг. 162: двухходовой вентиль



Фиг. 161.

(сочетание проходного вентиля с угловым) с плоским тарелочным никелевым седлом для перегретого пара (конструкция завода Бланке в Мерзебурге). Для труб внутреннего диаметра ниже 150 мм течение при средних и высоких давлениях имеет направление против нижней поверхности клапана, чтобы при закрытом клапане сальник не испытывал давления; при диаметрах больших 150 мм течение должно быть направлено против верх-



Фиг. 162.

ней поверхности, чтобы разгрузить шпиндель во время бездействия.

При давлении на шпиндель в 4000 кг и выше употребляются обводные (обводные) клапаны, при низких давлениях они употребляются только для диаметров не менее 300 мм. Винтовой нарезка шпинделя — как нормальный профиль предложено считать трапециевидный — не должна попадать в вальвку сальника. Наружная нарезка предохраняет от механических и химических действий жидкости, но зато обуславливает большую конструктивную высоту.

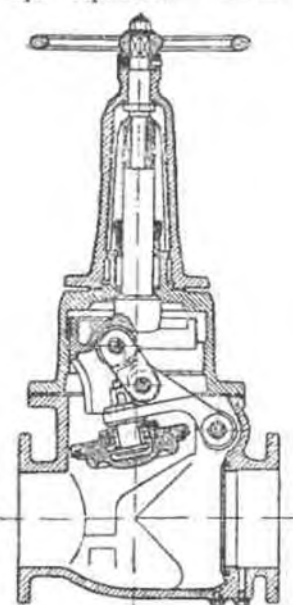
Гайки почти всегда расположены на корпусе, а не на вентиле. Строительная длина для проходных вентилях, предложена специальной комиссией по нормализации арматуры, дана в нижеследующей таблице.

Потери напора. Потеря напора в нормальных вентилях и их камерах довольно значительна. Сравни опыты Вейсбаха, К. Баха, Грабе, Амброзуса и Г. Лапа, 1 том, стр. 388. Данные этих опытов показывают, что потеря напора в небольшом проходном вентиле для трубы

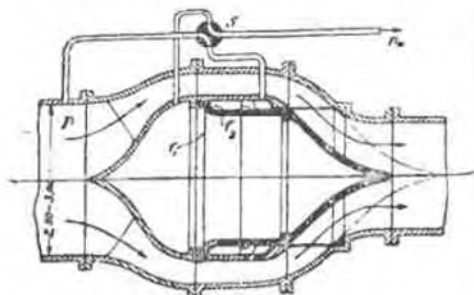
Таблица 14. Строительная длина проходных вентиляей.

Номинал. диаметр D	10	13	16	20	25	32	40	50	80	70	80
Строительная длина L	120	130	140	150	160	180	200	230	250	250	310
Номинал. диаметр D	90	100	110	(120)	125	(130)	(140)	150	(160)	175	200
Строительная длина L	330	350	370	400	400	400	450	480	500	550	600
Номинал. диаметр D	225	250	275	300	(325)	350	(375)	400	450	500	
Строительная длина L	600	730	790	850	900	980	1040	1100	1200	1350	

диаметром 34 мм почти равна потере в трубопроводе длиной от 14 до 20 м; потеря в задвижке равна потере в трубопроводе длиной $1\frac{1}{2}$ м. Гораздо хуже это соотношение в трубопроводах с большим диаметром, так как потеря в трубопроводе зависит от $\frac{v^2}{d}$, потери же в вентилях при торможении зависят от v^2 , так что увеличивая диаметр d и не изменяя v , уменьшаем потери в трубопроводе, но не в вентиле.



Фиг. 163.



Фиг. 164.

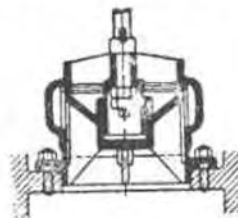
тери давления в вентилю могут сделать невыгодным применение в широких трубопроводах больших скоростей пара, достижимых при других условиях. Угловые вентиля уже значительно лучше в этом отношении. Небольшую потерю давления дает шарнирный (откидной) клапан завода Борзита (Тегель) (фиг. 163), так как клапан может иметь

боковое перемещение (откидывается в сторону), вследствие чего он соединяет в себе преимущества задвижки — малые потери давления, с достоинствами клапана — легкая шлифовка и сильное накале. Потери давления при внутреннем диаметре 300 мм, равна потере в трубопроводе длиной около 10 — 15 м. Для больших водопроводов от $2\frac{1}{2}$ до $3\frac{1}{2}$ м, диаметром, особенно в Америке, были выработаны гидравлически действующие конструктивные вентиля по фиг. 164, в которых получают такие же большие потери напора, как и в задвижках и клапанах, но при этом в них в момент торможения не возникают, как в задвижках и клапанах, вихревые движения, столь разрушающе действующие на материал прибора¹⁾.

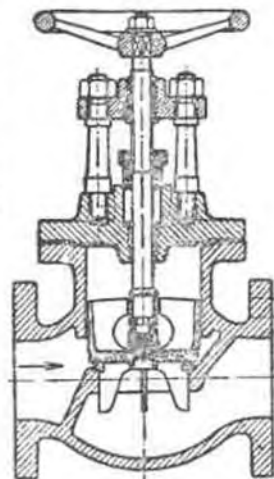
Разгрузка вентиля. Чтобы приспособить давление шпинделя Tp к силе обслуживающего рабочего, или к другой имеющейся в распоряжении силе, существуют различные приемы для разгрузки вентиля; в особенности употребительны двухседельные вентиля, оба седла которых имеют почти равные диаметры, в виде трубчатых вентиляей (фиг. 165) или колокольных вентиляей (фиг. 166) и вентиляей с поршневой разгруз



Фиг. 165.



Фиг. 166.



Фиг. 167.

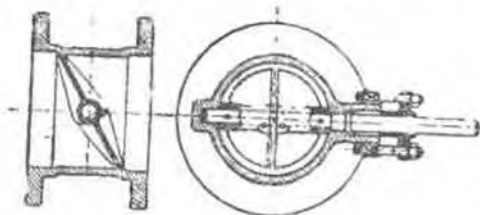
кой. Подобные конструкции, вследствие того, что они не дают плотного закрытия, менее применимы там, где требуется безусловно хорошее и длительное уплотнение; пригодны для распределения проходящей из трубопровода массы через машину, когда desideratum небольшое усилие для пуска в ход, и как органы для понижения давления (торможения) (например, фиг. 198). Разгрузка больших, односедельных запорных вентиляей проще всего осуществляется помощью небольших обходных вентиляей, которые могут быть или непосредственно связаны (фиг. 167)²⁾ с главным вентиляем, или же присоединяются снаружи к корпусу главного вентиля впереди и позади его и имеют отдельный движущий механизм.

Разгрузка клапанов. Простейший способ разгрузки клапанов состоит в том, что ось вращения клапана проходит через центр седла:

¹⁾ См. Journ. für Gasbeleuchtung u. Wasservers. 1915, стр. 750.

²⁾ Blanko - Werke, Мемельбург.

дроссель—клапаны (фиг. 168). Однако здесь действительного уплотнения получить нельзя и разгрузка также несовершенна, так как (по закону Арагония) с возрастанием разницы между углом наклона клапана к оси трубопровода и углом 90° „точка давления“ перемещается к переднему краю (см. сопротивление воздуха, т. I, стр. 414).



Фиг. 168

управляемые вентили главным образом употребляются в двигателях внутреннего сгорания, где главными условиями являются надежное уплотнение во время процесса сгорания, плавный переход к стенкам без всяких пустот и такая форма, которая не способствовала бы искривлению (см. главу: О двигателях внутреннего сгорания). Разгруженные двухседельные вентили, с двумя, реже с четырьмя седлами, обыкновенно применяются в паровых машинах (фиг. 165 и 166).

Для насосов, воздухопроводов и компрессоров управляемые подъемные выключатели, напротив, большого значения не имеют, разве только в тех местах, где более дешевые, автоматически управляемые избыточным давлением, органы не могут удовлетворить специальным требованиям.

Примеры: канализационные насосы с клапанами высокого подъема, которые должны пропускать также грубые нечистоты. Клапаны здесь получают (по системе Ридлера) принужденное управляемое движение. Управляемые всасывающие клапаны для горючей, притекающей под давлением, воды во избежание разрежения; далее для быстроходных компрессоров и для двигателей внутреннего сгорания.

Поршневые вентили с гидравлическим (пневматическим) распределением. Разгруженные поршневые вентили приводятся в движение благодаря тому, что рабочая поверхность поршня попеременно подвергается то давлению трубопровода или камеры p , то внешнему давлению p_0 , при чем распределительные органы получают сравнительно небольшие размеры.

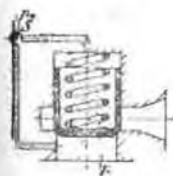
Примеры: фиг. 169: вентиль открывается тотчас же после того, как его задняя сторона (соединенная с p_0) разгрузится; фиг. 170: вентиль открывается, как только поверхность поршня f_2 (соединенная с p) получит нагрузку. В обоих случаях закрытие вентилей происходит от действия пружины, а распределение — помощью небольшого распределительного выключателя S (кран, вентиль, задвижка). Фиг. 164 показывает гидравлическое распределение в большом водопроводном выключателе с рабочими поршневыми поверхностями f_1 и f_2 помощью распределительного органа S . Промежуточными положениями распределительного органа можно здесь удерживать вентиль в любом положении и использовать его также для торможения. Фиг. 171 показывает принцип устройства пневматического распределения в пневматических поршневых двигателях с распределительными выпускными каналами. Пневматический клапан должен закрываться после достижения поршнем определенного положения E , а затем воздух может дальше расширяться до отверстия A выпускного канала. Клапан открывается при верхнем положении O поршня благодаря давлению

также получить комбинацией двух связанных между собою клапанов, вращающихся в противоположные стороны.

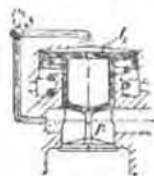
Клапаны укрепляются на вращающемся шпинделе помощью производящего натяжение затвора, ибо иначе скоро начинают хлябать.

Управляемые вентили. Односедельные

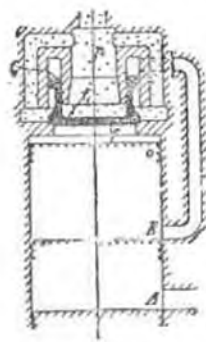
вентильного органа можно здесь удерживать вентиль в любом положении и использовать его также для торможения. Фиг. 171 показывает принцип устройства пневматического распределения в пневматических поршневых двигателях с распределительными выпускными каналами. Пневматический клапан должен закрываться после достижения поршнем определенного положения E , а затем воздух может дальше расширяться до отверстия A выпускного канала. Клапан открывается при верхнем положении O поршня благодаря давлению



Фиг. 169.



Фиг. 170.



Фиг. 171

нию сжатия, производимого поршнем, так как противодействие на f_2 значительно меньше. В положении поршня E давление на f и f_2 выравнивается и вентиль закрывается под давлением p на f_1 . В положении поршня A давление в цилиндре падает до p_0 , после чего при обратном ходе поршня происходит сжатие воздуха.

Б) Самодействующие (автоматические) подъемные выключатели.

Автоматические подъемные выключатели, действующие благодаря проходимости в трубопроводе или камере наименьшим давлением, служат как органы для регулирования давления или скорости; предохранительные клапаны в насосах (на случай разрыва трубопровода) и как органы прерывающие, влияющие на направление течения (возвратные клапаны), или управляющие — впуском и выпуском в насосах.

Ширина уплотнения (плотность соприсосновия) у автоматических подъемных выключателей. Чтобы плотность закрытия сделать более совершенной увеличением силы нажатия p_0 на поверхность соприсосновения, надо отношение просеки δ ширины седла к диаметру сделать малым. Обозначив через p — разность давлений, действующую на поверхность F вентилей или клапанов, u — длину среднего контура седла для вентилей или клапанов, имеем $p_0 \delta u = Fp$, или при односедельном круглом вентиле со средним диаметром d седла:

$$\frac{\delta}{d} = \frac{F}{4p_0}$$

Для автоматических вентилей с ходом, свободным от ударов, принято:

p_0 до 200 kg/cm^2	для фосфористой бронзы,
" " 150 "	" обыкновенной бронзы,
" " 80 "	" чугуна,
" " 30 "	" резины и кожи ¹⁾ .

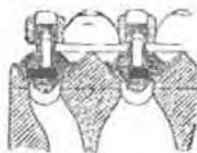
¹⁾ По Ридлеру можно допускать при надежном направлении в вентилех и спокойной нагрузке седла до 85 kg/cm^2 для резины и до 300 kg/cm^2 для каучука.

Для односедельных, призматических насосных металлических клапанов принято:

$$\delta = \frac{d}{20} + 2 \text{ до } 3,$$

при чистой воде и спокойной без ударов работе вентиль еще меньше, а для кожаных наоборот:

$$\delta = \frac{d}{15} + 5 \text{ до } 6.$$



Фиг. 172.

У предохранительных клапанов седло должно быть по возможности очень узким, чтобы получить сильное уплотняющее прижатие, чтобы предохранить седло от загрязнения и для точной установки давления для открытия. Ширина седла 1,5 до 2,5 мм.

Направляющие. Непременным условием для продолжительного, хорошего закрытия вентиля является надежное и неизменяемое призматическое его направление, точно совпадающее с осью, которое может годиться и в случае шлифовки седла. (Шаровые вентили со свободными направляющими и перемещаемыми седлами применимы только для второстепенных целей, например для нечистых, густых или грязных жидкостей, или же когда размеры должны быть очень малы, например в насосах для подачи смазочного масла). Поверхность направляющей должна быть рассчитана на продолжительное сопротивление боковым давлениям течения и значающему действию протекающего вещества; вместе с тем необходимо ослабить трение, избегая или по крайней мере уменьшая боковые давления (вследствие несимметричного протекания или уклонения течения), а также уменьшая влияние веса. Направление должно быть как можно ближе к точке приложения действующих боковых усилий (также к центру тяжести). Горизонтальная и наклонная оси вентиля вследствие постоянного действия силы тяжести менее пригодны, чем вертикальная.

Направление клапанов осуществляется или сваркой расположенными рычажными механизмами, или помощью пружин с незначительным трением. Однако же для них требуются шпоровые седла, как и для вентиля, направляющие которых называюся.

Давление потока и гидравлическое давление (напор). Отнесенное на 1 м² проекции поверхности F гидравлическое давление W (в кг) на тело, омываемое со скоростью v , составляет $\frac{W}{F} = \varphi \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = \varphi \cdot H_1 \cdot \gamma$, где H_1 означает измеренную трубой Пито разность уровней (в м) жидкости с плотностью γ кг/м³. (Более точные данные см. отдел Механики жидких и газообразных тел, том I, где указано,

что $\varphi = c$, $\frac{\gamma}{g} = \rho$ и $H_1 \cdot \gamma_1 = q$); φ для воды и воздуха не очень сильно различается. Для плоской пластины в воздухе $\varphi \approx 1,2$, для двойного с углом $\alpha = 45^\circ$ конуса $\varphi \approx 0,7$; для шара $\approx 0,5$ до $0,2$, при вострешении сзади (как у корпуса дирижабля) $\approx 0,1$ до $0,05$. При протекании через вентиль еще прибавляется сужение перед пластинкой вентиля, в отверстием которой существует получаемая расчетом скорость c_1 .

Таким образом, общая потеря напора выражается так:

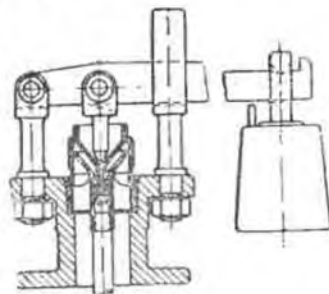
$$H_e \approx \zeta \cdot \frac{c_1^2}{2g}, \quad \text{а} \quad \frac{W}{F} = \varphi \cdot H_e \cdot \gamma = \varphi \zeta \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{c_1^2}{2}.$$

φ и ζ изменяются вместе с ходом h вентиля. На фиг. 158 представлены пунктирными кривыми величины $\varphi \cdot \zeta$, отнесенные к скорости в шеле c_1 , согласно опытам Баха над вентилями формы (1), (2) и (3) в зависимости от отношения $\frac{h}{d}$. Из этого можно определить, раз c_1 и $\frac{h}{d}$

даны, необходимую нагрузку вентиля от собственного веса и пружины. (Сверх того еще надо принимать во внимание трение воды и сопротивление выступающих частей. Соответственно уменьшению $\frac{W}{F}$ меняется и значение c_1 ¹⁾).

Предохранительные вентили (клапаны). Нагрузка P , соответствующая сопротивлению вентиля, осуществляется или грузом, или пружиной так, чтобы при давлении в резервуаре $p > \frac{P}{F}$ вентиль начинал подниматься.

Величина избыточного давления в трубопроводе или резервуаре, необходимая для преодоления при открытом вентиле его нагрузки и для увеличения хода, во многом зависит от формы перепуска вентиля. Обыкновенно при очень малых подъемах вентиль получается равновесие, и только значительные возрастания избыточного давления, или же особые средства для увеличения давления течения приводят к подъему вентиля до $h \approx \frac{d}{4}$: предохранительные



Фиг. 173.

вентили с высоким подъемом. Эти средства следующие: установить под всей поверхностью вентиля постоянное давление котла (фиг. 173, вентиль с высоким подъемом Гюбнер и Меер, Вена), или же использовать отходящий пар для усиления давления потока, например помощью больших

¹⁾ Из опытов Шренка (Mitt. Forschungsarb. d. VDI, 1925) следует, как много зависит давление течения также от поперечного сечения позади отверстия.

прокладок (пластиков) или же подушек, воспринимающих удары, в суженном канале 1).

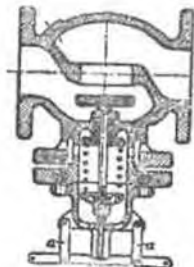
О предохранительных вентилях нормальных и с высоким подъемом для паровых котлов см. 2 отд. Двигатели. Предохранительный вентиль для гидравлических прессовых установок с давлением воды до 300 ат показан на фиг. 174. Вентиль 2) имеет большое седло, но спяно суженное проточное отверстие, так что вполне достаточно весьма незначительного подъема, при чем всякое колебательное движение (хлопанье) невозможно. Пружина защищена от действия выходящей воды.



Фиг. 174.



Фиг. 175



Фиг. 176

Самозакрывающиеся вентили 3) служат для закрытия трубопровода на случай разрыва и нем трубы. Увеличение скорости в трубопроводе производит автоматическое закрытие: в вентиле Дреер, Розенкранц и Дроп, фиг. 175, в самозапорном клапане Франц Зейферт и Ко, Берлин SO, с самоустанавливающейся пружиной, фиг. 176. Вентиль может также закрываться посредством тяги, подвешенной к рычагам *a*, на которую действуют с некоторого расстояния (скороседействующие запорные вентили). О самозапорных вентилях на случай разрыва труб—Гюбнер и Мерр, Вена см. еще 2 отд.: Паровые котлы.

Возвратные вентили и клапаны. Они служат как определяющие направление запорные выключатели в трубопроводах всякого рода, главным же образом для автоматического распределения в поршневых (плунжерных) насосах для жидкостей и газов: всасывающие, питательные, клапанные вентили.

Расчет. Величина гидравлического давления (напора) на поверхность вентилей $H_{в}$ в следовательно и величина необходимой нагрузки вентилей получаются из уравнения:

$$\frac{W}{F_c} = \varphi \cdot \zeta \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{c_1^2}{2} = \varphi H_{в} \gamma = 10000 \varphi \Delta p \quad (\text{смотри стр. 79}).$$

1) См. *Rosenkranz*, Z. d. V. d. J. 1905, стр. 359; 1910, стр. 594.

2) Конструкция *Eduard Müller*, Z. d. V. d. J. 1909, стр. 2122, „Гидравлические предохранительные вентили“.

3) См. *Köhler*, вып. 34, Mitt. Forschungsarb. Берлин, издатель. VDI.

Допускаемую для насоса потерю давления H_e (в м) $\cdot \gamma = 10000 \Delta p$ ат обыкновенно принято считать дробной частью среднего давления p_{mi} в насосе. Если допустить во всасывающем и нагнетательном вентилях потерю давления, равную ξ процентам, так что

$$\frac{\Delta p}{p_{mi}} = \frac{\xi}{100}, \quad \text{то получим:}$$

$$c_1 = \sqrt{\frac{20000 \xi \cdot g p_{mi}}{100 \zeta \gamma}} = 1,4 \sqrt{\frac{\xi}{\zeta} \cdot \frac{10000}{p_{mi} \cdot \gamma}}$$

При $\xi = 1\%$ и $\zeta = 3$ получилось бы, например, для воды ($\gamma = 1000$):

$$\left. \begin{array}{l} \xi = 1\% \\ \zeta = 3 \end{array} \right\} \begin{array}{l} p_{mi} = 1 \quad 5 \quad 10 \quad 50 \text{ ат} \\ c_1 = 0,8 \quad 1,8 \quad 2,5 \quad 5,7 \text{ м} \end{array}$$

В действительности же — скорости c_1 для воды, в интересах прочности седла, в особенности когда вода не совсем чистая, редко позволяют возрасти выше 4 до 5 м, а с другой стороны, при небольшом p_{mi} допускают большие потери, чем 1% , с целью избежать применения слишком больших вентилях, так что c_1 получается больше.

При большей высоте всасывания в особенности необходимо уменьшать потери во всасывающем клапане. Наиболее употребительная скорость протекания через отверстие $c_1 = 2$ до 3 м.

Для газов при тех же значениях $\xi = 1\%$ и $\zeta = 3$ получаются следующие величины:

Таблица 15. Расчет потерь давления для газов.

$\xi = 1\%, \zeta = 3$	Углекислота	Воздух	Светильный газ 0,5—0,55	Пар	Водород
$\gamma \text{ кг/м}^3$	1,96	1,29	0,5—0,55	0,6	0,09
c_1 для					
$p_{mi} = 1 \text{ ат} \dots$	18	22	35	33	85 м/сек
$p_{mi} = 4 \text{ ат} \dots$	36	44	70	66	170 "

При этом всасывающие и напорные вентили могут иметь одинаковые поперечные сечения, так как пропускаемый объем в такой-же мере уменьшается, в какой увеличивается γ , так что потеря в целом не изменяется. Приблизительно те же скорости в вентиле получаются также и при начальном давлении, большем 1 ат и при одинаковых потерях, если отношение давлений в начале и конце закрытия (уплотнения) остается неизменным. Величина ζ играет, однако, весьма важную роль в отношении потерь.

У тарельчатых вентилях с плоскими седлами, вследствие неблагоприятных условий протекания и образования противоположных круговоротов, ζ часто значительно превышает 3 (доходит даже до 20!), но с другой стороны, при коническом седле и благоприятных условиях протекания она становится < 1 (фиг. 158).

Поперечное сечение щели. Если даны скорость и количество протекающей в секунду массы, то можно определить площадь рабочего сечения щели вентиля или клапана $F_1 = U h \cos \alpha$, где U означает величину среднего периметра, а α угол наклона седла вентиля к шайбе, а отсюда уже определяют величину самого вентиля. У поршневых насосов ¹⁾ с переменным направлением протекания для каждого момента применимо общее уравнение:

$$F_k \cdot v_k = F_1 \cdot c_1 = U h \cdot \cos \alpha \cdot c_1,$$

где F_k — величина вытесняющей поверхности поршня, а v_k — скорость его в данный момент. Так как скорость вентиля c_1 вследствие почти неизменной нагрузки P свободно сидящего клапана и почти постоянного коэффициента истечения μ точно так же почти неизменна, то h изменяется пропорционально скорости поршня, а для наибольшего подъема h_{\max} при площади поршня F_k (в м^2) имеем:

$$F_k (v_k)_{\max} = (F_1)_{\max} c_1 = U h_{\max} \cos \alpha \cdot c_1.$$

Отсюда следует, что наибольшее сечение отверстия щели $(F_1)_{\max} = U h_{\max} \cos \alpha$, при данной величине c_1 зависит только от произведения $F_k (v_k)_{\max}$, следовательно, от количества протекающей массы, а не от числа оборотов. Значение $F_k (v_k)_{\max} = F_k \frac{v_k}{60}$ определяется из величиной секундной подачи насоса.

Конструкцию вентиля на основании вычисленного сечения отверстия щели целесообразно выполнить таким образом, чтобы сечение отверстия щели приблизительно равнялось поперечному сечению седла. Нагрузку на поверхность F_0 вентиля помощью груза или пружины выбирают таким образом, чтобы она уравновешивала гидравлическое давление (давление пара) на вентиль непосредственно перед его открытием см. выше).

Надлежащим выбором этой нагрузки, а также ее переменной можно всегда при свободно сидящих вентилях добиться скорости c_1 в отверстии щели.

Удары вентиля и ширина кольца. У насосов для жидкостей ²⁾ с малыми скоростями прохода через кольцевую щель и отверстие седла весьма большое влияние на закрывание клапана и стучание в нем ³⁾ имеет вытесняющая, движущаяся вверх и вниз, поверхность клапана F_0 , которая приблизительно $= U b$.

Целесообразно, по крайней мере в новых конструкциях, применять пружины с регулируемым натяжением, чтобы иметь возможность сделать подъем клапана и соответственно скорость протекания через кольцевую щель настолько выгодными, насколько это допускает удар клапана при наибольших числах оборотов.

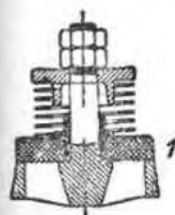
¹⁾ См. 3 Отд.: Рабочие машины.

²⁾ См. 3 Отд.: Рабочие машины.

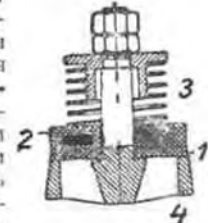
³⁾ Ср. Weisbach's I. Определение размеров клапанов для насосов, Z. d. V. d. I. 1893, стр. 381 и Berg, Die Kolbenventile, Другие авторы: Lindber, Расчет клапанов для насосов, Z. d. V. d. I. 1908, стр. 392. Полезные исследования: Краус, Испытание самодельных клапанов для насосов Z. d. V. d. I. 1921, стр. 116.

У воздухоудовок и газовых компрессоров всяких типов вытесняющей действие поверхности клапана не играет никакой роли, так как эта поверхность при больших скоростях значительно меньше, но за то тем большее значение при быстрых движениях клапана приобретает вес его G или его масса и опасность колебания клапана.

Величина выражения $n^2 \cdot \frac{G}{U}$, где $\frac{G}{U}$ есть вес движущегося тела, приходящийся на 1 см длины седла, должна быть ограничена, чтобы вентиль не пришел быстро в негодное состояние вследствие тяжелых условий работы и закрывания с запаздыванием. (У вентиля воздухоудовки Гёрбигера $n^2 \cdot \frac{G}{U} < 15 \text{ kg}$). Пружина должна уравновесить половину движущейся заключенной в G массы. Поэтому быстроходные воздухоудовки и компрессоры имеют узкие пластинчатые вентили на лучшей листовой стали толщиной от 2 до 3 мм с легким выправлением; более тяжелые вентили с выправлением часто снабжаются специальными пружинными и воздушными буферами, чтобы воспрепятствовать неправильным движениям и жестким ударам (хлопанью), ¹⁾ когда вентиль садится. Очень полезно для своевременного закрывания вентиля, если его направляющая по возможности свободна от трения, напри-



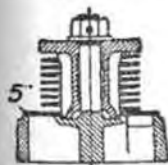
Фиг. 177 ²⁾.



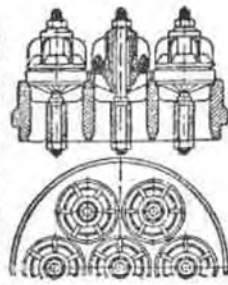
Фиг. 178 ²⁾.

мер, состоит только из одной пружины. Слегком тонкие пластинки легко искривляются при плавке и в работе, поэтому толщина пластинки ³⁾ должна быть $> 0,1 b$.

Конструкции: а) вентиляей. Фиг. 177, 178 и 179 показывают форму конструкции небольших тарелочных и кольцевых вентиляей; первые две конструкции с мягкими пластинами, а третья с металлической, которые бывают одинарными или групповыми (тип: А. Борзи, Тегель). Фиг. 180 показывает соединенные в одну группу несколько малых кольцевых вентиляей с нагрузкой от собственного веса, которая, однако, достаточна лишь для малых скоростей в вентиле. Не следует



Фиг. 179. 5) жесткая модель, латунь.

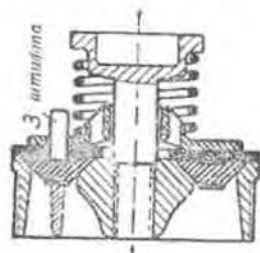


Фиг. 180.

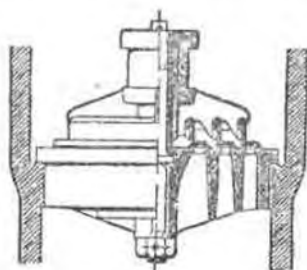
¹⁾ Ср. TolbeH, Вентили для насосов и воздухоудовок машин. Z. d. V. d. I. 1899, стр. 25, 1890, стр. 325.

²⁾ Значения цифр 1, 2, 3, 4 см. на фиг. 184

здесь упускать из виду тормозящее действие больших поверхностей трения в направленной части при возможных боковых течениях. Групповые вентиля часто отдают предпочтение перед одновальными в интересах массового производства, в особенности для быстроходных насосов, в виду их меньшей массы, но зато они требуют совершенно одинаковую нагрузку на каждый ventиль и направление с небольшим трением для того, чтобы они закрывали все одновременно.

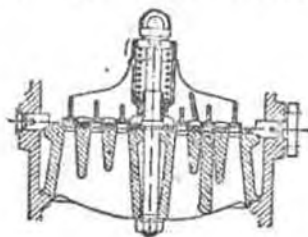


Фиг. 181.

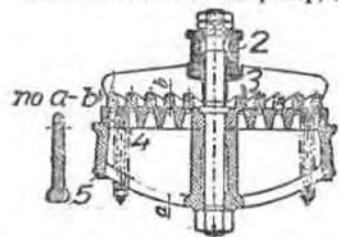


Фиг. 182.

Фиг. 181 показывает простой кольцевой ventиль с уплотнением Ферриса (Вейзе и Монси, Галле) для высоких давлений например, для



Фиг. 183.



Фиг. 184. 1) Твердая резина, 2) резиновый буфер, 3) бронза, 4) красная латунь, тонкая, 5) стальное кольцо.

штампая котлов. На фиг. 182—184 показаны многоседелные кольцевые вентиля. На фиг. 182— кольца для облегчения уплотнения и прилифовки сами по себе подвижны, но благодаря этому они получают вредные свойства групповых вентилях, а именно, зачастую не одновременно закрывают; на фиг. 183 и 184—седло чугуинное с бронзовой накладкой. На фиг. 184 закрытие производится кольцами из твердой резины для умеренных давлений в насосах, накачивающих и откачивающих воду (тип А Борзига, Тегель).

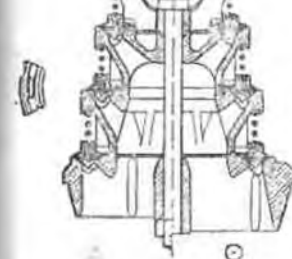
Фиг. 185 показывает кольцевой ventиль (системы Шёве)¹⁾ конструкции Саксонского Машиностроительного завода, бывший Рихарда Гарт-

¹⁾ Schöone. К деталям движения вентилях. Z. d. V. d. I. 1913, стр. 1246.

манна, Хемнид, масса которого весьма мала. Каждые два соединяемые между собою кольца вентиля имеют свободное от трения направление по среднему вену из 6 или 12 тесно зажатых плоских пружин, расположенных по винтовым линиям.

Меньшие диаметры, но зато большую строительную высоту, чем плоские вентиля, имеют конусообразные и цилиндрические ступенчатые вентиля. Фиг. 186 представляет ступенчатый ventиль (Машиностроительного Акц. Общ. Балле, Франкenthal) для больших высот напора с уплотнением Ферриса (хромовая кожа).

Нагрузка вентиля, кроме собственного веса, достигается еще особыми пружинами; для жидкостей, от которых пружины могут рвануть, в особенности для воды, они делаются из твердой латуни, бронзы, не ржавеющей стали или из лучшей мягкой резины (фиг. 182 и 184), чтобы уменьшить их изнашивание.



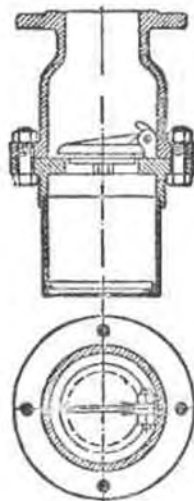
Фиг. 186.

△ Седло всасывающего вентиля;
○ — Седло нагнетательного вентиля.

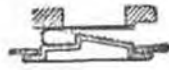
б) Клапаны. Движущаяся часть соединена с коробкой помощью шарниров (фиг. 187), пружин (фиг. 188 и 189) или гибких тел, сваримой кожи (фиг. 190) или резины (фиг. 191). В последнем случае круглая резиновая пластинка сама отгибается вверх, принимая форму блюдца, при чем целесообразно устроить так, чтобы при внешнем подьеме образующий угол конуса = 30°. Эти клапаны имеют обширное применение, благодаря их бесшумности и способности сохраняться в воде, в насосах для холодильников из лучшей парагумми (сорт чистого каучука). Применением клапанов Гутермута из пружинной листового стали или бронзы для насосов, компрессоров и холодильных машин получают очень большие выгоды в конструктивном отношении для всего устройства и в отношении удобства внимания клапанов.

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1824, стр. 110.

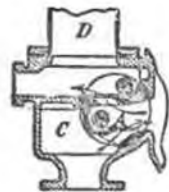
3. Сопротивления в трубопроводах. Органы торможения (понижения давления). Все трубопроводные выключатели служат не только для включения и выключения потока в трубопроводе, но могут быть также частично или даже исключительно использованы как регулируемые сопротивления для регулирования живого сечения, например в водяных и паровых турбинах, в двигателях внутреннего сгорания и т. д. (ср. эти главы).



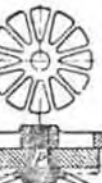
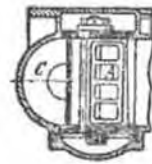
Фиг. 187.



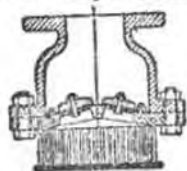
Фиг. 188.



Фиг. 189.



Фиг. 191.



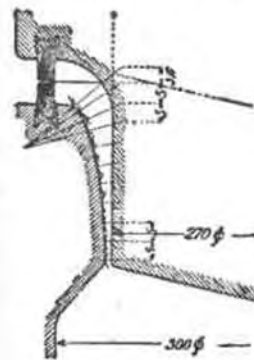
Фиг. 190.



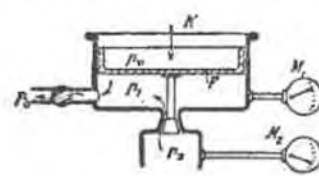
Дроссельные вентили, движущиеся в осевом направлении в переменном сечении f , могут также служить как водо-, паро- или газометры, в которых при известном количестве протекающей массы $Q = f c_1 \gamma$ сечение f устанавливается, а зависящее от $c_1^2 \gamma$ динамическое давление остается неизменным.

Примеры. Парозометры Класена (Z. d. V. d. I. 1918, стр. 521) ротаметры для газов и жидкостей и т. п.

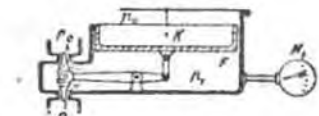
Самодействующие (автоматические) дроссельные органы, как регуляторы давления (понижатели давления) или регуляторы положения. Понижатели давления служат для автоматического регулирования давления p_1 (также уровня жидкости) в резервуаре или трубопроводе, являясь разностью давлений $p_2 - p_1$ в сечении f_1 впуска по отношению к разности давлений $p_1 - p_0$ в сечении f_2 выпуска (фиг. 193). Давление на поверх-



Фиг. 192.



Фиг. 193.



Фиг. 194.

Примеры. Обыкновенный дроссель-клапан (фиг. 188), дроссельные вентили в масляных тормозах, буферах и периодических регуляторах (жидкостные катаракты).

Если при этом сопротивление должно действовать так, чтобы количество протекающей массы возрастало вместе с движением выключателя в арифметической или геометрической прогрессии, то поперечное сечение прохода, в особенности для газов и паров, должно сначала весьма медленно возрастать, и только в конце быстро. Ср. фиг. 192¹⁾, где к закрывающему органу добавляется собственно регулирующий или тормозящий орган. Такие тормозящие сечения должны быть добавлены как «пусковые сопротивления» там, где внезапное открытие прохода может вызвать сильные колебания или вредные сжатия в трубопроводе.

ность F подвижной стенки камеры (или на поплавок) изменяется вместе с p_1 (и уровнем жидкости), при чем, например, согласно фиг. 193,

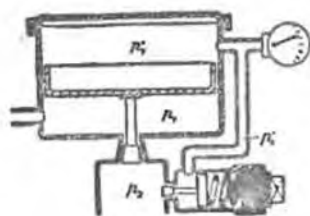
$$F \cdot (p_1 - p_0) = K,$$

где K представляет дополнительную нагрузку помощью груза или пружины. Малейшее изменение p_1 или K вызывает изменение в торможении до тех пор, пока снова не наступит равновесие. Стенка F может действовать непосредственно или посредством рычажной передачи на сечении f_1 впуска (фиг. 193) или же и на сечении впуска f_1 и выпуска f_2 (фиг. 194).

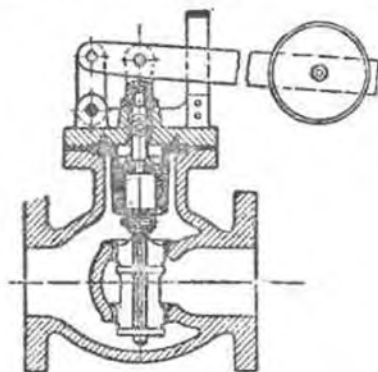
Примеры. Регулировка поплавком для резервуаров с жидкостью всякого рода (поплавок для горючего в бензиновых двигателях, поплавок для воды в конденсационных горшках, в напорных резервуарах). Фиг. 197 изображает разгруженный вентиль с поплавком конструкции Дежа в Галле, зарывающийся без ударов. Регулировка давления в трубопроводах всякого давления при включении в паропровод высокого давления показана на фиг. 198. Вентиль для понижения давления завода Бланко в Мерзебурге с разгруженным затвором. Газовый регулятор для трубопроводов свертельного газа, понижатели давления в кислородных горелках и мн. др.

¹⁾ По Вагнеру. Поперечные сечения прохода в регулируемых паровых вентилях Z. d. V. d. I. 1911, стр. 1379 (фиг. 14).

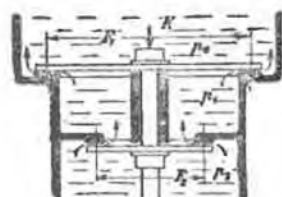
При сильных колебаниях p_2 очень полезно, а иногда необходимо для сохранения постоянного давления p_1 последовательное включение двух



Фиг. 195.



Фиг. 198.

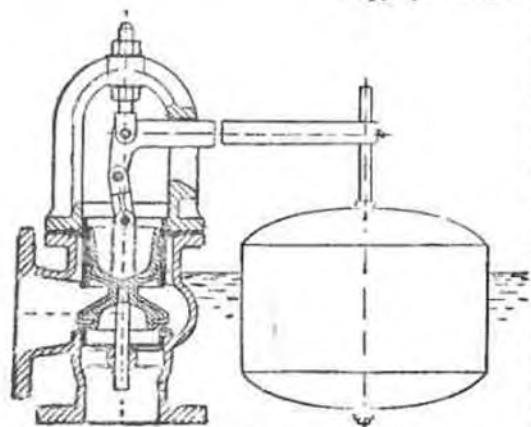


Фиг. 196.

регуляторов давления. При больших количествах протекающей массы необходимые в таком случае большие вставные поршни могут получить добавочную нагрузку помощью небольших регулято-

ров давления (вместо нагрузки увеличением веса или пружинами), при чем легко устанавливаемое давление p_1' действует на противоположную сторону поршня (фиг. 195).

Повыжатели (редукторы) давления служат также, как измерительные приборы, для измерения величины K помощью манометра M_1 (управляемый измерительный прибор Бевдемала на подобие фиг. 194); далее для разгрузки и

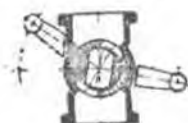


Фиг. 197.

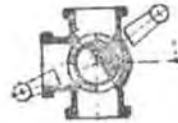
регулировки положения вала у центробежных насосов высокого давления, как на фиг. 196, где напорная вода вступает в регулируемую камеру

через узкую щель над поверхностью F_2 , а вытекает через другую, произвольно или движением перегородки F_1 устанавливаемую щель. Давление $[F_1 p_1 + F_2 (p_2 - p_1)]$ уравновешивается силой K , направленной по оси, при чем одновременно закрывается проход из пространства с давлением p_2 .

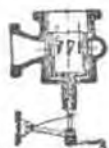
4. Дифференциальный выключатель трубопровода применяется тогда, когда несколько регулирующих или распределяющих органов действуют на один выключатель.



Фиг. 199.



Фиг. 200.



Фиг. 201.

Примеры. Фиг. 199: кран с отдельной перестановкой для пробки и вкладыша, фиг. 200: трехходовой кран или распределитель, фиг. 201: кран, поворот которого и перемещение вдоль оси совершаются отдельно друг от друга. Такое дифференциальное действие, которое удобнее выполнить в поперечных выключателях, чем в подъемных (продольных), имеют многие распределительные (например, двойные парораспределительные золотники паровых машин) и регулирующие механизмы. Один из двух выключателей может быть также использован для точной установки и регулировки от руки.

В. Элементы для передачи, трансформации, включения и выключения энергии в телах, имеющих самостоятельную форму (твердых).

а) Переход от тел, не имеющих самостоятельной формы, к телам с самостоятельной формой.

1. Уплотнение направляющих. Если δ — кольцевой зазор в тлп, $d:l$ — отношение диаметра направляющей к ее длине, Δp — уменьшение давления в атмосферах и Z — удельная вязкость (по Уббелюде) относительно воды при температуре 0° , то выделяющийся в час через уплотнение объем V в $\text{см}^3/\text{ч}$

$$V \approx \frac{(100\delta)^3 \cdot d \cdot \Delta p}{2 \cdot l \cdot Z}$$

Главную роль играют δ и Z , при чем $Z = 5470 \eta_t$, а η_t — технический коэффициент вязкости в $\text{kg} \cdot \text{sec}/\text{m}^2$.

Уменьшение давления в жидкостях, протекающих тонкими слоями, при неизменном δ — прямолинейно, а в газах, при том же условии течения параллельными слоями, — по параболе

$$\text{Если, например, } \frac{d}{l} = 1, \quad \frac{\Delta p}{Z} = 1,$$

то для $\delta = 0,10 \quad 0,05 \quad 0,01 \text{ мм}$
 $V = 500 \quad 66 \quad 0,5 \text{ см}^3/\text{ч.}$

Величины удельной вязкости Z при 20°C для некоторых тел по отношению к вязкости воды при 0° имеют приблизительно следующие значения:

Таблица 16. Удельная вязкость Z .

Материал	Z	Материал	Z
Водяные пары	около $\frac{1}{500}$	Керосин	около 1,5
Водород		Веретинное масло	от 10 до 20
Воздух		Оливковое и репейное масла	= 50 = 100
Эфир		Минеральное масло	" 150 = 300
Вода (при 20°C)	0,57	Касторовое масло	около 550

Поэтому введение вязких жидкостей, именно, смазочных масел в зазор является выгодным, так как их вязкость по сравнению с вязкостью воды и, особенно, газов очень велика. При газах и парах уже является выгодным включение одной только воды или воды в виде конденсирующейся из пара. В остальном задача каждого уплотнения сохранять небольшой величины зазора δ .

Этого можно достигнуть различными способами, кото,ые можно также применять и в совокупности:

а) **точной пригонкой.** Тесная вращательная посадка в направляющей. Преимущества: наименьшее трение независимо от обслуживания. Недостатком увеличение δ в работе вследствие предостережения, например, выбором мало изнашивающихся или легко заменяемых материалов (закаленная сталь, чугун, фосфористая бронза, белый металл), удалением выкопавшейся грязи, избегая боковых движений и попеременных движений и вызываемого ими изнашивания. Особенно вредные последствия при больших диаметрах вызывают искривление, сильное натяжение и большая разница в температурах у внутренней части и ее оболочки. Внутренние и наружные направляющие по возможности надо делать съемными на случай изнашивания. Точная пригонка, как единственный способ уплотнения, применяется только там, где исполнены вышеуказанные условия, или там, где небольшая неплотность не вызывает опасений.

Примеры: воздушные насосы холодильников, насосы для чистой воды двойного действия, примерно, до 8 ат давления в насосе и диаметром 400 мм, насосы для смазочного масла и горючих веществ.

Канавки и камеры: для собирания могущих быть механических загрязнений и смазочного материала, особенно в длинных направляющих, делают кольцевые канавки (на стержне или его направляющей); уплотняющей длиной l при этом считается длина без канавок.

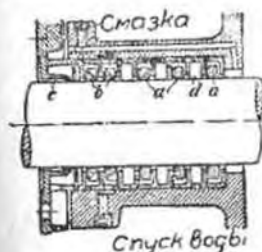
Примеры: уплотнение тяги клапана (см. Паровые машины). При газах и парах с быстро меняющимся давлением, значит, в поршневых двигателях и поршневых (плунжерных) насосах очень полезно для их

уплотнения применение расширительной камеры, действующей, как воздушный колпак, так как газы, вступающие в нее под давлением, превращающим давление, соответствующее среднему давлению, выполняя ее, теряют в своем давлении, так что для величины Δp или большего давления (которое может легко вытеснить смазочное масло из зазора) имеет меньшее значение, чем среднее давление полного цикла машины.

Примеры особо больших расширительных камер: 1. Металлическое уплотнение сист. Ленца для пара, фиг. 202, с тремя последовательно включенными уплотняющими кольцами чугунными кольцами a , с весьма малым зазором δ между камерами d . Эти камеры круг цилиндрической формы и тремя пережатиями с плен камерами d . Эти камеры круг к другу призматичны и нажаты друг на друга поперек пружин e . За последней камерой следует два самопружинящие кольца b для удержания конденсационной воды, которая выталкивается ввиду сальника. Смазка постоянно подается и подводится к кольцам, чтобы они были всегда смазаны. Благодаря тому, что уплотняющие кольца отделены друг от друга, можно достигнуть весьма точной пригонки стержню, а также возможности постоянного перемещения его.

2. Уплотнение индикаторного поршня индикатора Дрейера-Розенкранца (фиг. 203). Индикаторный цилиндр, для равномерного вращения, снаружи омывается паром.

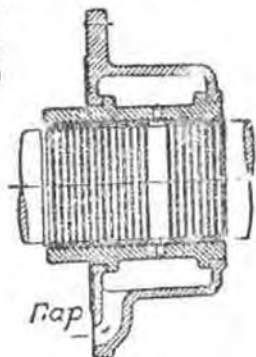
В то время, как при параллельном течении среднее сопротивление уменьшается вследствие сокращения длины набивки промежуточными незаполненными канавками и камерами, это



Фиг. 202.



Фиг. 203.



Фиг. 204.

сопротивление значительно увеличивается¹⁾ при тех же приспособлениях, в случае вихревого течения, так что при газах и парах вполне действительны лабиринтные уплотнения.

Примеры: фиг. 204: Уплотнение вала (Всеобщей Компании Электричества) для стороны низкого давления паровых турбин. Длина зазора должна быть довольно большой, чтобы воспринять неизбежные разности в тепловом расширении, а также вал должен быть хорошо центрирован для того, чтобы ширина зазора оставалась небольшой. Чтобы сделать тем не менее выступающий вал невидимым, уплотнение соединяется с холодильником, так что с одной стороны поступает пар, а с другой — немного воздуха. Особенно применимо для незначительных разниц в давлении. Подробности см. Стодола, Паровые турбины.

б) автоматическим уплотнением посредством рабочего давления. 1. Млжетное уплотнение, в большинстве случаев действующее радиально,

¹⁾ Z. d. V. d. L. 1923, стр. 766. Отцы Р. Вилкель.

например, посредством манжет из мягкой, гибкой кожи (прессованной в формах ровно и без складок), особенно употребительно при жидкостях. Фиг. 205 до 207 для внутреннего уплотнения или уплотнения в кожухе, фиг. 208 и 209 (затем фиг. 233 и 241) для наружного уплотнения или уплотнения у поршни. Форма манжета по фиг. 210 уплотняет снаружи и изнутри. Каждый манжет действует только до тех пор, пока давление прижимает его радиально к стенке, следовательно там, где манжет меняется, как например, при дисковых поршнях двойного действия, следует в соответственных местах ставить два противодействующие манжета (фиг. 209), также при уплотнении стержней (фиг. 205 и 206), если



Фиг. 205.

Фиг. 206.

Фиг. 207.

Фиг. 208.

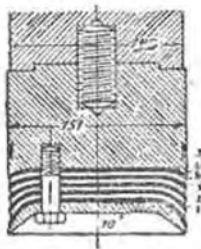
Фиг. 209.

Фиг. 210.

давление падает ниже атмосферного (например при всасывании в насос). Где кожа неприменима — часто применяются манжеты из мягкой и упруго пружинящего металла (латуни, меди, белого металла), из резины, также из гуттаперчи для особых целей.

Трение манжет $R = R_0 + \mu F \Delta p_m$, где F — поверхность трения манжета и Δp_m — средняя разница давлений с внутренней и наружной сторон манжета, R_0 — трение, которое следует по возможности уменьшать и которое имеется при $p_m = 0$.

Из этого соотношения ясно, что для уменьшения трения целесообразно величину F , а следовательно, и длину уплотнения не выбирать слишком большой; μ для мягкой кожи (смазанной) 0,03 до 0,07; для жесткой сильно дубленой кожи 0,10 до 0,13; при необработанных поршнях, грязной воде и т. п. до 0,20 (по Г. Лангу).



Фиг. 211.

Преимущество манжетного уплотнения то, что потери от трения уменьшаются пропорционально уменьшению давления. Манжетное уплотнение применимо при давлениях любой величины, особенно если при этом исключают одну из другой несколько манжет, чтобы уменьшить Δp_m и силу нажатия в отдельных манжетах и чтобы смазка не выдавливалась.

Пример. На фиг. 211 поршень прессы Губера для давлений до 5600 ат, набивка которого состоит из слоев хорошей кожи, с заостренными краями, смежающихся металлическими шайбами¹⁾, также с заостренными краями.

Условия для длительной прочности кожаных манжет: чистая вода или не портящая кожу жидкость (отсутствие ржавчины в бороздках на поверхности скольжения).

¹⁾ Z. d. V. d. I., 1901, стр. 625.

скорость движения поршня < 1 м/сек, так как в противном случае изнашивание и трение слишком велики. Манжета должна быть и снаружи, и внутри, и в случае необходимости также помощью заплывающего кольца, приложена такая образом, чтобы только ее цилиндрическая часть была подвижна и чтобы она не могла перемещаться туда в плазд вследствие трения. Заполняющее кольцо при кольцевых канавках (фиг. 210) — из металла резина или пружина. Для кольцевых манжет Геркен рекомендует хорошо дубленую кожу, но там, где встречается температура выше 85°, следует предпочесть хромоную кожу²⁾.

Для манжет изотропной и чашекопидной формы (фиг. 207 и 208) — наиболее употребительные размеры: 2,5 до 30 см диаметром. Из цельного куска кожи изготовляется, но с большим трудом, манжета диаметром до 100 и даже 150 см шириной формы U для кольцевых гнезд до 50 см диаметром, устанавливается также диаметром до 100 и даже 150 см. Для более крупных размеров кожу приходится уже склеивать. Из очень тонкой кожи, например, от 1 до 1,5 мм толщины делается манжета даже для скважины диаметром 1 см.

2. Уплотнение щели основано на принципе автоматического торможения (фиг. 196), в особенности для уплотнения валов с осевой нагрузкой помощью производящей работу жидкости или специальной жидкости.

с) упругим нажатием. 1. Осевым давлением в сальниках²⁾: а) использованием поперечного расширения весьма упругих материалов или смесей из них, например швуры из волокнистых веществ (исенька, хлопок, асбест), затем колец из кожи, металлизированной бумаги и т. п., которые, будучи сжаты в осевом направлении, расширятся радиально и этим уменьшают зазор. Это собственно сальники. Для уменьшения трения насухо необходимо обильно пропитывать эту набивку маслом, салом, жиром, графитом, тальком и т. п., также полезно для отвода теплоты, уменьшения трения и для сохранения набивки применять опилки бабб и т. а. Смазка зависит от рода и температуры материалов, подлежащих уплотнению.

Трение возрастает вместе с давлением, производимым на сальник снаружи и изнутри в осевом направлении; соответственно повышается и радиальное давление. Радиальное нажатие p_r составляет при достаточном упругом и однородном материалах из предварительного нажатия p_{r0} производимого внешним осевым давлением и из части p_{r1} , которая при достаточном внутреннем давлении превышает предварительное нажатие, так что в здесь, как у манжеты, происходит нечто вроде самопритягивания уплотнения. Таким образом, сопротивление трению $R = \mu F \cdot (p_{r1} + p_{r0}) = R_0 + R_1$, из которых первый член R_0 , т. е. трение при холостом ходе направляющей, и вызывающее его предварительное нажатие может быть тем ниже, чем больше упругость уплотняющего материала. Поэтому трение тем легче держать на низком уровне, чем меньше уплотняющий материал теряет свою упругость. При неравномерной набивке, неуругом материале и слишком сильной затяжке сальника, трение R_0 может стать чрезвычайно большим. При вращающихся сальниках, например, у центробежных насосов уплотняющий жгут не должен быть намотан на вал по направлению вращения, так как в этом случае он во время работы, благодаря действию кручения, еще крепче будет обтягивать вал.

¹⁾ Доклад Геркена, Z. d. V. d. I. 1905, стр. 1445.

²⁾ См. W. L. у о н: Сальники у паровых машин, Z. Inst. Rev. — V. 1904, стр. 35 и с. (со мног. черт.).

Преимущества сальника с набивкой из волокнистых веществ: шнур для набивки могут быть намотаны, не будучи разрезаны, на скалки любого диаметра; можно даже уплотнить не круглые, сдвинутые или износившиеся скалки, благодаря плотному прижатию набивки. Для скалки возможен большие боковые перемещения; дешовое устройство.

Недо тяжки волокнистых веществ: недолговечность службы, непригодность в большинстве случаев после разборки; при больших значениях p стержень сильно изнашивается (вследствие содержания кремния в волокне); для более высоких температур органические материалы неприменимы, например: у паровых машин с перегретым паром и у двигателей внутреннего сгорания. Часто удорожают работу.

Набивка Роберта Цинна, Дюссельдорф (Крупнопосадка мягкая с примесью металла набивка): безформенная или в виде готовых колец и полуколец, состоит, главным образом, из известка, графита и опилок от свинцовых сплавов, применяется для самых высоких температур и давлений, имеет достаточную упругость, чтобы не препятствовать неслабым боковым движениям скалки и чтобы уплотнить скалки, сделавшиеся некруглыми или шероховатыми. От этой набивки скалки не изнашиваются.

Набивка М. Баха Шарлотенбург, Р. Гуи Буршайд, Гетце Буршайд, Ле-хера Штутгард и мн. др.: пустотелые или (а) — кольца из мягкого металла, полости которых наполнены упругим материалом, также дает радиальноежатие под действием осевого давления (переход к следующей группе).

Так как время от времени набивку приходится дополнять или вовсе сменить, то такие сальники применяются почти только в доступных неподвижных частях.

Применение сальников в движущихся частях по фиг. 240 слева теперь редко, только у насосов с незначительной скоростью поршня или с непродолжительным рабочим временем, чтобы соответственно замедлить изнашивание, или же для цилиндров не совсем круглых.

Уплотняющий материал сидит большей частью из осевого кольца, плотно обхватывающим скалку, имеющим снаружи зазор (см. фиг. 224, наружную набивку), чтобы скалка не удекала с собою волокнистое вещество. Там, где направление для скалки необходимо, последнее составляет

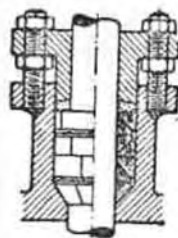
одно целое с основным кольцом и превращается в грядбуксу: фиг. 212; на фиг. 213. наоборот, направление, чтобы оно могло самоустанавливаться, составляет отдельную деталь. В паровых машинах, работающих перегретым паром, и в двигателях внутреннего сгорания грядбуксы делаются часто очень длинными для предохранения от влияния высоких температур.

Размеры сальников. Длина сальника в первую очередь зависит от условий места, его положения, разницы в давлениях и от качества уплотнения. Поршни компрессоров для аммиака, сернистой кислоты и т. п. должны иметь особенно длинные сальники; при жидкостях длина может быть меньше, чем при газах. Средние размеры: ширина кольца (толщина набивки) $\frac{2}{3}\sqrt{d}$ до \sqrt{d} , если d диаметр направляющей, а длина набивки не превышает 6-ти до 8-ми кратной ее толщины.

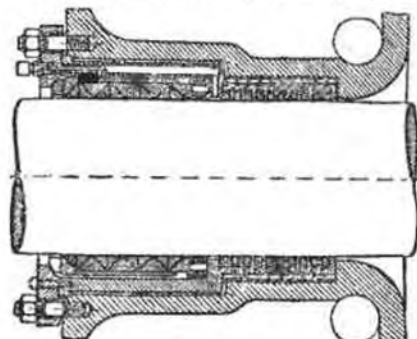
Наименьшая длина крышки сальника, которая при нажатии не должна искривиться от набивки, получается из расчета на полное сжатие материала набивки. Крышка часто снабжается втулкой из бронзы или белого металла для направления и вместе с тем для уменьшения трения. Смазка трущихся поверхностей набивки имеет большое значение и для этого остается место для масла, но лучше к этим трущимся поверхностям масло подводить под некоторым постоянным давлением. Фиг. 212 показывает сальник с маслоуплотнителем.

б) Превращением упругого осевого давления в радиальноежатие помощью кольцеобразных клиновых поверхностей.

Пример: Набивка Говальда (фиг. 214); радиальноежатие вовнутрь и наружу (без поперечного движения) действующим как клины, кольцевыми кольцами, состоящими из 2 и более частей; эти кольца, если не все, то внутренние



Фиг. 214.



Фиг. 215.

обязательно, делаются из подходящих свинцовых сплавов (например, 80% свинца, 15 до 8% сурьмы и от 5 до 12% олова). Где необходимо поперечное или угловое движение, весь сальник, в котором находится набивка, должен быть подвижным.

Пример, фиг. 215, сальник Нюрнбергского газового двигателя с набивкой Говальда, как внешнее уплотнение. Подвижность получается с одной стороны от самоустанавливающегося кольца, а с другой стороны благодаря пружинам. Упругоежатие металлическими пружинами (фиг. 215) или пружинящим жгутом (фиг. 214) может быть незначительным, так как внутреннеежатие саморегулируетжатие $p_{ст}$; пружина здесь короткая, так как не имеет хода, но упругость ее должна быть достаточной, чтобы воспринять движение набивки вперед и назад, вследствие чего пружины следует до возможности ставить со стороны давления. Так как при прекращении смазки металла набивки плавится, при загрязнении образуются шероховатости, то целесообразно подводить смазку масляным насосом (Молеруи), а также зачищать набивку от загрязнения и от высоких температур со стороны давления (фиг. 215).

При хорошем исполнении: весьма большая продолжительность службы, штоки не изнашиваются (как при шелковой набивке), незначительная потеря от трения.