



СССР

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

**ДЕТАЛИ ТРУБОПРОВОДОВ НА ДАВЛЕНИЕ
СВЫШЕ 10 ДО 100 МПа.**

НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ

РД РТМ 26-01-44-78

С ИЗМЕНЕНИЕМ 1

УТВЕРЖДЕНО

Начальник Всесоюзного
промышленного объединения

И.Д. ГРИГОРЬЕВ

«6» 10 1978 г.

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

**ДЕТАЛИ ТРУБОПРОВОДОВ НА
ДАВЛЕНИЕ СВЫШЕ 100 ДО 1000
КГС/СМ² (СВЫШЕ 9,81 ДО 98,10
МПа).**

**Нормы и методы расчета на
прочность**

**РД РТМ
26-01-44-78**

**Взамен РТМ
26-01-44-71**

Приказом Всесоюзного промышленного объединения от "17" 10
1978 г. № 160 срок действия

с 01.07.1979 г.

до 19 г.

Настоящий руководящий технический материал устанавливает
нормы и методы расчета на прочность труб и деталей
трубопроводов высокого давления из углеродистых и



1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Условные обозначения

P - расчетное давление в трубопроводе, МПа;

$P_{пр}$ - пробное давление гидроиспытания, МПа;

T - расчетная температура, °С;

$[s]$ - номинальное допускаемое напряжение, МПа;

s^* - нормативное допускаемое напряжение, МПа;

h - поправочный коэффициент, учитывающий условия эксплуатации трубопроводов;

s_B - минимальное значение временного сопротивления материала разрыву (предела прочности) при расчетной температуре, МПа;

s_T или $s_{0,2}$ - минимальное значение предела текучести или условного предела текучести материала при расчетной температуре, МПа;

s_T^{20} или $s_{0,2}^{20}$ - минимальное значение предела текучести или условного предела текучести материала при температуре 20°С, МПа;

s_d - среднее значение условного предела длительной прочности (напряжения, вызывающего разрушение при расчетной температуре через 10^5 час), МПа;

$s_{п}$ - среднее значение условного предела ползучести (напряжения, вызывавшего накопление остаточной деформации при расчетной температуре 1% за 10^5 час), МПа;

n_B - коэффициент запаса прочности по пределу прочности;

n_T - коэффициент запаса текучести по пределу текучести;



n_d - коэффициент запаса прочности по пределу длительной прочности;

$j_{и}$ - коэффициент прочности поперечного сварного соединения при изгибе;

E - модуль продольной упругости материала при расчетной температуре, МПа;

a - коэффициент линейного расширения материала для расчетной температуры, $^{\circ}\text{C}^{-1}$;

C - общая прибавка к толщине стенки, мм;

C_1 - технологическая прибавка к толщине стенки, мм;

C_2 - прибавка на износ, мм;

d_y - условный диаметр, мм;

(Измененная редакция, Изм. №1).

1.2. Материалы

Материалы для труб и деталей трубопроводов выбираются в соответствии с действующей нормативно-технической документацией, согласованной с Госгортехнадзором СССР в установленном порядке.

1.3. Расчетное давление

Под расчетным давлением понимается избыточное давление среды, на которое рассчитывается прочность данной детали трубопровода.

1.4. Расчетная температура

1.4.1. За расчетную температуру принимается наибольшая температура стенки (положительная или отрицательная), определяемая на основании тепловых расчетов или результатов испытаний. В случае невозможности проведения расчетов и



испытаний расчетную температуру стенки принимают равной температуре среды, соприкасающейся со стенкой.

1.4.2. При обогревании трубопроводов открытым пламенем, горячими газами с температурой 250°C и выше или открытыми электронагревателями расчетная температура принимается равной температуре транспортируемой среды, соприкасающейся со стенкой увеличенной на 50°C, но не менее 250°C.

1.4.3. При защите трубопровода внутренней изоляции расчетная температура стенки принимается равной температуре поверхности изоляции, соприкасающейся со стенкой, увеличенной на 20°C.

1.5. Допускаемые напряжения

1.5.1. Допускаемое напряжение $[\sigma]$ определяется по формуле:

$$[\sigma] = \eta \sigma^*$$

1.5.2. Если расчетная температура не превышает для углеродистых сталей 380°C, для низколегированных сталей 420°C, для аустенитных сталей 525°C, нормативное допускаемое напряжение σ^* для всех деталей, кроме шпилек и фланцев, определяется по формуле:

$$\sigma^* = \min \left\{ \frac{\sigma_s}{n_s}; \frac{\sigma_T}{n_T} \right\}$$

Нормативные допускаемые напряжения материалов шпилек

$\sigma_{ш}^*$ и фланцев



σ_{Φ}^* определяются по формулам:

$$\sigma_{\text{ш}}^* = \frac{\sigma_T}{n_T};$$

$$\sigma_{\Phi}^* = \frac{\sigma_T}{n_T};$$

1.5.3. Если расчетная температура превышает значения, указанные в [п. 1.5.2.](#), нормативное допускаемое напряжение для всех деталей, кроме шпилек и фланцев, определяется по формуле:

$$\sigma^* = \min \left\{ \frac{\sigma_{\varepsilon}}{n_{\varepsilon}}, \frac{\sigma_T}{n_T}, \frac{\sigma_{\delta}}{n_{\delta}} \right\}.$$

Нормативные допускаемые напряжения материалов шпилек и фланцев определяются по формулам:

$$\sigma_{\text{ш}}^* = \min \left\{ \frac{\sigma_T}{n_T}, \frac{\sigma_{\delta}}{n_{\delta}} \right\};$$

$$\sigma_{\Phi}^* = \min \left\{ \frac{\sigma_T}{n_T}, \frac{\sigma_{\delta}}{n_{\delta}} \right\}.$$

1.5.4. При отсутствии данных по пределу длительной прочности нормативное допускаемое напряжение определяется по формуле:



$$\sigma^* = \min \left\{ \frac{\sigma_e}{n_e}; \frac{\sigma_T}{n_T}; \sigma_n \right\}.$$

Для шпилек и фланцев -

$$\sigma_{ш}^* = \min \left\{ \frac{\sigma_T}{n_T}; \sigma_n \right\},$$

$$\sigma_{\phi}^* = \min \left\{ \frac{\sigma_T}{n_T}; \sigma_n \right\}.$$

1.5.5. Коэффициенты запаса принимаются следующими:

$n_B = 2,6$; $n_B = 3,0$ (для аустенитных сталей);

$n_T = 1,5$; n_d - для всех деталей, кроме шпилек и фланцев.

Для шпилек - коэффициент n_T принимается по [табл. 1](#)

Таблица 1

Значение отношения	Значение n_T для резьбы шпильки, мм	
	до М 22	более М 22
$\frac{\sigma_e}{\sigma_T} \geq 1,5$	2,5	2,25



$\frac{\sigma_{\epsilon}}{\sigma_T} < 1,5$	3,0	2,5
--	-----	-----

$n_d=2,0$.

Для фланцев -

$n_T=2,0$ при $T \leq 400$ °С;

$n_T=2,2$ при $T > 400$ °С;

$n_d=2,0$.

1.5.6. При расчетной температуре ниже 20 °С допускаемое напряжение материала принимается равным допускаемому напряжению при 20°С. Применение материала при данной температуре должно быть разрешено Правилами Госгортехнадзора СССР.

1.5.7. При расчете трубопроводов к нормативным допускаемым напряжениям в качестве множителя вводится поправочный коэффициент h , который принимается по [ГОСТ 14249](#) и равен 1 для всех случаев, кроме стальных отливок.

(Измененная редакция, Изм. №1).

1.5.8. При пробном давлении необходимо производить проверку прочности деталей трубопроводов по формулам соответствующих разделов, подставляя в расчетные формулы $R_{пр}$ вместо R . Допускаемое напряжение при этом определяется по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T^{20}}{1,1}.$$

Величина пробного давления принимается в соответствии с [ГОСТ 356](#) "Давления условные, пробные и рабочие для арматуры и соединительных частей, трубопроводов".



1.6. Сварка

При расчете на изгиб трубопроводов, имеющих сварные кольцевые швы, в расчетные формулы вводится коэффициент j_i , величина которого принимается по [табл. 2](#).

Таблица 2

Материал	Коэффициент j_i для труб	
	катаных	механически обработанных
Аустенитные и высокохромистые стали	0,6	0,7
Хромомолибденованадиевые, углеродистые и низколегированные стали	0,8	0,9

1.7. Расчетные значения физических характеристик

Расчетные значения модуля упругости материала E и коэффициента линейного расширения α принимаются по гарантированным справочным данным.

При отсутствии справочных данных значения E и α рекомендуется принимать по [табл. 3](#) и [4](#).

Таблица 3



Сталь	Модуль упругости материала $E \times 10^{-5}$, МПа, при температуре T , °С					
	20	100	200	300	400	510
Углеродистая легированная	1,99	1,91	1,81	1,71	1,55	-
Аустенитная хромоникелевая	2,00	2,00	1,97	1,91	1,81	1,67

(Измененная редакция, Изм. №1).

Таблица 4

Сталь	Коэффициент линейного расширения материала $\alpha \times 10^6, ^\circ\text{C}^{-1}$, для температуры T , °С				
	20 - 100	20 - 200	20 - 300	20 - 400	20 - 510
Углеродистая, легированная	12,6	13,2	13,5	13,8	14,1
Аустенитная хромоникелевая	15,6	16,0	16,3	16,6	16,7

1.8. Прибавка к расчетным величинам

1.8.1. К расчетным толщинам стенок деталей необходимо давать прибавку $S = S_1 + S_2$.

1.8.2. Прибавка S_1 учитывает минусовый допуск на толщину стенки и необходимое утолщение стенки по технологическим, монтажным и другим соображениям проектирующих организаций и заводов-изготовителей.



Прибавка C_1 должна быть обоснована в технической документации проекта.

1.8.3. Прибавка C_2 учитывает наличие коррозии, эрозии и другие виды износа. Ее значение устанавливается проектирующей организацией с учетом скорости коррозии и расчетного срока службы трубопровода.

1.8.4. Проектировщик может ввести дополнительную прибавку C_3 , что должно быть обосновано в технической документации.

2. ТРУБЫ

2.1. Приведенные в разделе формулы применимы для расчета труб с коэффициентом толстостенности.

2.2. Условные обозначения

d - номинальный внутренний диаметр трубы, мм;

D - номинальный наружный диаметр трубы, мм;

$\beta = \frac{D}{d}$ - исполнительный коэффициент толстостенности трубы;

d_1, d_2 - соответственно минусовый допуск на изготовление по толщине стенки и плюсовый допуск на изготовление по наружному диаметру, принимаемые по техническим условиям на поставку труб, %;

$\Delta T = T_1 - T_2$ - температурный перепад по толщине стенки, °C;

T_1, T_2 - соответственно температуры внутренней и наружной стенок трубы, °C;

m - коэффициент Пуассона, для стали $m=0,3$;

$M_{из}$ - изгибающий момент, Н×мм;



M_k - крутящий момент, Н×мм;

N - осевая сила, Н;

(Измененная редакция, Изм. №1).

Остальные обозначения - согласно [подразделу 1.1](#).

2.3. Трубы под внутренним давлением

2.3.1. Толщина стенки трубы S_T должна быть не менее

$$S_T = K_1(S_p + C_2).$$

2.3.2. Расчетная толщина стенки S_p определяется по формулам:

$$S_p = 0,5D \frac{\beta_p - 1}{\beta_p}, \text{ если задан наружный диаметр трубы;}$$

$$S_p = 0,5(d + 2C_2)(\beta_p - 1), \text{ если задан внутренний диаметр трубы.}$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

2.3.3. Расчетный коэффициент толстостенности определяется из уравнения

$$\ln \beta_p = \frac{P}{[\sigma]}$$



и [табл. 6](#) или по [черт. 1](#).

2.3.4. Коэффициент K_1 определяется по [черт. 2](#).

2.3.5. Наружный диаметр трубы D_T определяется по формуле

$$D_T = d + 2S_T.$$

2.3.6. Определенные в [п. 2.3.1](#) и 2.3.5 толщина стенки S_T и диаметр D_T округляются до ближайших значений S и D , имеющих в сортаменте поставляемых труб. При этом должно выполняться условие

$$\frac{S}{D} \geq \frac{S_T}{D_T}.$$

При необходимости допускается принимать значение S меньше рассчитанного значения S_T в пределах 3% от S_T .

(Измененная редакция, Изм. №1).

2.3.7. Для труб, сваренных встык ([черт. 3](#)), толщина стенки S в месте расточки должна быть не менее

$$S'' = S_p + C_2.$$

2.3.8. Диаметр расточки

d' должен быть не более



$$d' = K_2 D - K_3 S.$$

Если допуск d_2 задан в см, диаметр расточки определяется по формуле

$$d' = (D + \delta_2) - K_3 S.$$

2.3.9. Коэффициент K_2 принимается по [черт. 4](#). Коэффициент K_3 принимается по [черт. 2](#).

2.3.10. В случае необходимости определения допускаемого давления $P_{\text{доп}}$ в изготовленной трубе расчет его производится по формуле

$$P_{\text{доп}} = [\sigma] \ln \frac{D}{d + 2C_2}.$$

Таблица 6

Значение коэффициента b_p , в зависимости от $\ln b_p$

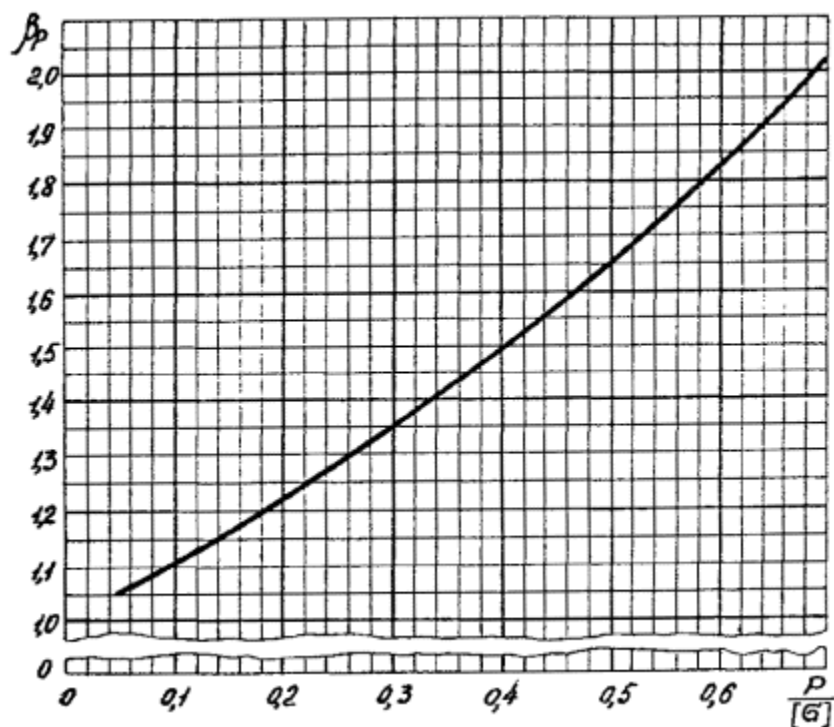
$\ln b_p$	b_p	$\ln b_p$	b_p	$\ln b_p$	b_p	$\ln b_p$	b_p
0,0953	1,10	0,2852	1,33	0,4447	1,56	0,5822	1,79
0,1044	1,11	0,2927	1,34	0,4511	1,57	0,5878	1,80
0,1133	1,12	0,3001	1,35	0,4574	1,58	0,5933	1,81



lnbp	bp	lnbp	bp	lnbp	bp	lnbp	bp
0,1222	1,13	0,3075	1,36	0,4637	1,59	0,5988	1,82
0,1310	1,14	0,3148	1,37	0,4700	1,60	0,6043	1,83
0,1398	1,15	0,3221	1,38	0,4762	1,61	0,6098	1,84
0,1484	1,16	0,3293	1,39	0,4824	1,62	0,6152	1,85
0,1570	1,17	0,3365	1,40	0,4886	1,63	0,6206	1,86
0,1655	1,18	0,3436	1,41	0,4947	1,64	0,6259	1,87
0,1740	1,19	0,3507	1,42	0,5008	1,65	0,6313	1,88
0,1823	1,20	0,3577	1,43	0,5068	1,66	0,6366	1,89
0,1906	1,21	0,3646	1,44	0,5128	1,67	0,6419	1,90
0,1989	1,22	0,3716	1,45	0,5188	1,68	0,6471	1,91
0,2070	1,23	0,3784	1,46	0,5247	1,69	0,6523	1,92
0,2151	1,24	0,3853	1,47	0,5306	1,70	0,6575	1,93
0,2231	1,25	0,3920	1,48	0,5365	1,71	0,6627	1,94
0,2311	1,26	0,3988	1,49	0,5423	1,72	0,6678	1,95

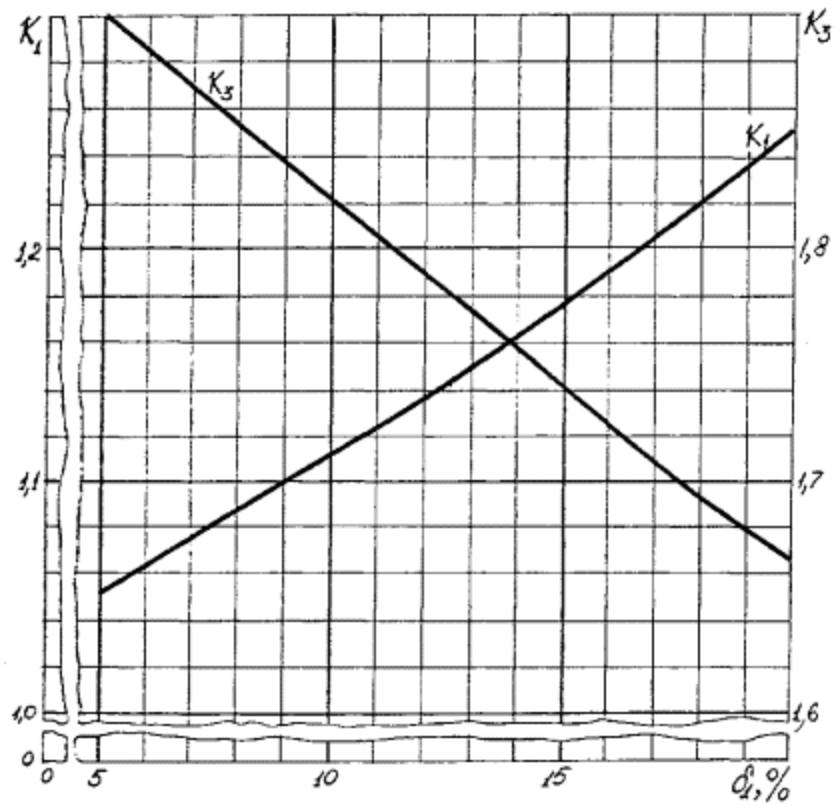


lnbp	bp	lnbp	bp	lnbp	bp	lnbp	bp
0,2390	1,27	0,4055	1,50	0,5481	1,73	0,6729	1,96
0,2469	1,28	0,4121	1,51	0,5539	1,74	0,6780	1,97
0,2546	1,29	0,4187	1,52	0,5596	1,75	0,6831	1,98
0,2624	1,30	0,4253	1,53	0,5653	1,76	0,6881	1,99
0,2700	1,31	0,4318	1,54	0,5710	1,77	0,6931	2,00
0,2776	1,32	0,4383	1,55	0,5766	1,78	-	-

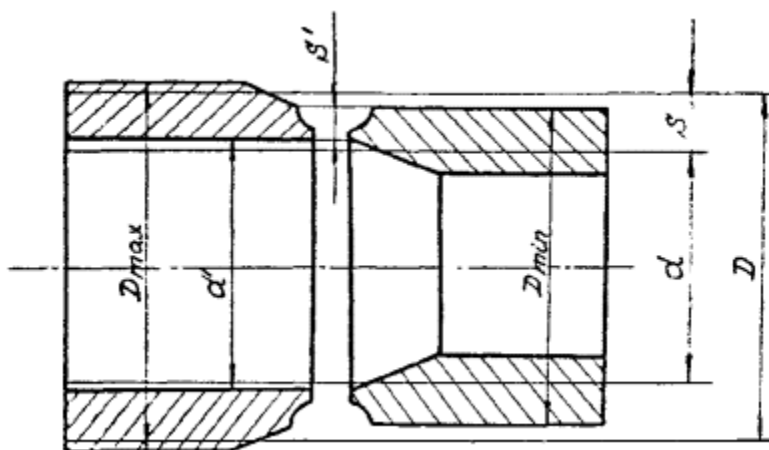


Черт. 1



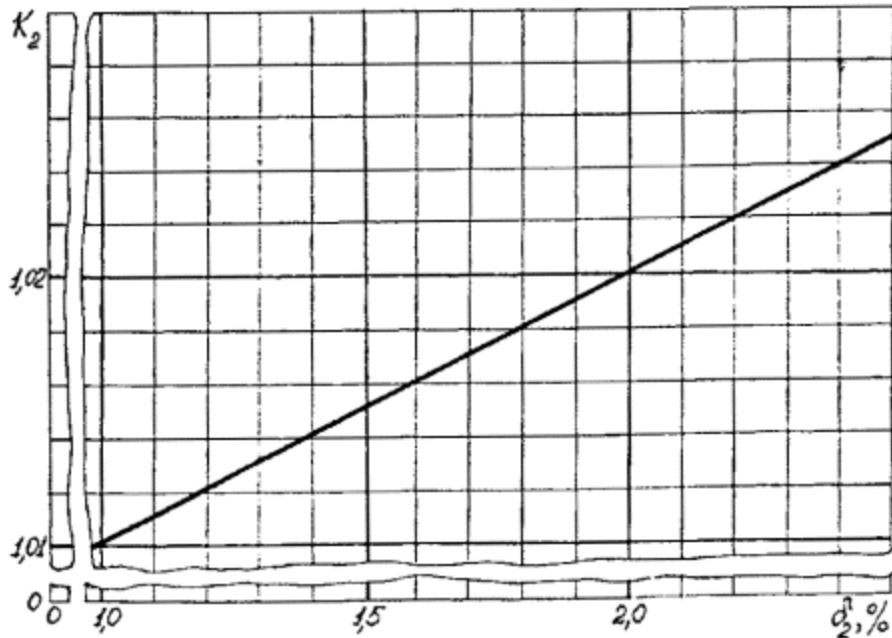


Черт. 2



Черт. 3





Черт. 4

2.4. Проверочный расчет напряжений от совместного действия давления и температуры

2.4.1. При совместном действии на трубу внутреннего давления и температуры производится проверочный расчет с учетом температурных напряжений.

2.4.2. При наружном обогреве ($T_1 < T_2$; $DT < 0$) производится проверочный расчет напряжений

$\sigma_{\text{зкс}}^e$ на внутренней поверхности трубы по формуле

$$\sigma_{\text{зкс}}^e = \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \sqrt{3p^2 + 3pm_1\Delta T + (m_1\Delta T)^2},$$

где



$$m_1 = \frac{\sigma E}{1 - \mu} a_1.$$

Параметр a_1 определяется по формуле

$$a_1 = \frac{\beta^2 - 1}{2\beta^2 \ln \beta} - 1$$

или по [черт 5](#).

2.4.3. При внутреннем обогреве ($T_1 > T_2$; $DT > 0$) производится проверочный расчет напряжений

$\sigma_{\text{вне}}^N$ на наружной поверхности трубы по формуле

$$\sigma_{\text{вне}}^N = \frac{1}{\beta^2 - 1} \sqrt{3p^2 + 3pm_2 \Delta T + (m_2 \Delta T)^2},$$

где

$$m_2 = \frac{\sigma E}{1 - \mu} a_2.$$

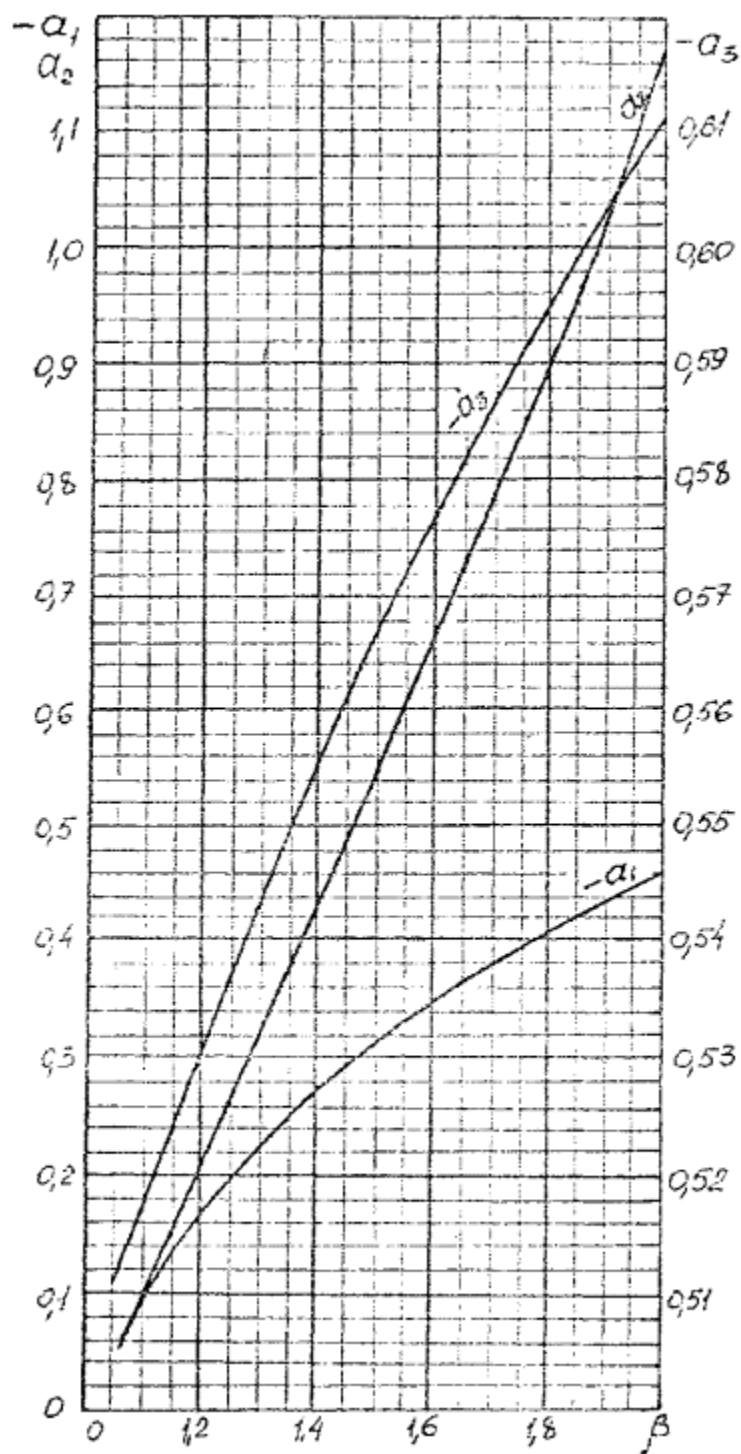
(Измененная редакция, Изм. №1)

Параметр a_2 определяется по формуле



$$a_2 = \frac{\beta^2 - 1}{2 \ln \beta} - 1$$

или по [черт. 5](#).



Черт. 5

(Измененная редакция, Изм. №1).

2.4.5. При действии на трубопровод только температурного перепада ($p=0$) производится проверочный расчет напряжений

$\sigma_{\text{зм}\Delta T}^{\epsilon}$ на внутренней поверхности трубы по формуле

$$\sigma_{\text{зм}\Delta T}^{\epsilon} = a_3 \frac{\alpha E}{1 - \mu} \Delta T.$$

Параметр a_3 определяется по формуле

$$a_3 = \frac{1}{2 \ln \beta} - \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1}$$

или по [черт. 5](#).

2.4.6. Допускаемые эквивалентные напряжения

$\sigma_{\text{зм}}$,

$\sigma_{\text{зм}}^{\text{н}}$ и

$\sigma_{\text{зм}\Delta T}^{\epsilon}$ должны удовлетворять условиям



$$\sigma_{\text{изб}}^{\epsilon} \leq 0,9\sigma_T;$$

$$\sigma_{\text{изб}}^N \leq 0,9\sigma_T;$$

$$\sigma_{\text{изб}\Delta T}^{\epsilon} \leq 0,9\sigma_T.$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

2.5. Расчет на дополнительные нагрузки

2.5.1. Проверочный расчет на прочность трубопроводов от внутреннего давления и дополнительных нагрузок производится после выбора основных размеров.

Дополнительные нагрузки - осевая сила N , изгибающий момент $M_{\text{и}}$ и крутящий момент $M_{\text{к}}$ - определяются расчетом на самокомпенсацию.

2.5.2. При проверочном расчете на прочность труб от внутреннего давления P и дополнительных нагрузок должно выполняться условие

$$\left(\frac{P}{P_{\epsilon}}\right)^2 + \left(\frac{N}{0,9N^p} + \frac{M_{\text{и}}}{M_{\text{и}}^k}\right)^2 + \left(\frac{M_{\text{к}}}{M_{\text{к}}^k}\right)^2 \leq \frac{1}{n^2},$$

где $n=1,15$.

Если это условие не выполняется, необходимо осуществить конструктивные мероприятия, снижающие величины дополнительных нагрузок до допустимых пределов.

2.5.3. Значение давления P_{ϵ} при действии на трубу одного давления определяется по формуле



$$P_z = P_T \xi_p.$$

2.5.4. Давление P_T , вызывающее на внутренней поверхности трубы напряжение, равное пределу текучести материала, определяется по формуле

$$P_T = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}} \frac{\beta^2 - 1}{\beta^2}.$$

2.5.5. Коэффициент χ_p в зависимости от β определяется по [черт. 6](#).

2.5.6. Значение осевой силы N^0 при действии на трубу одной осевой силы определяется по формуле

$$N^0 = \frac{\pi}{4} \sigma_T d^2 (\beta^2 - 1)$$

2.5.7. Значение изгибающего момента

M_z^u при действии на трубу одного изгибающего момента определяется по формуле

$$M_z^u = M_T^u \xi_u \varphi_u.$$

Коэффициент j_u определяется в соответствии с [п. 1.6](#).



2.5.8. Изгибающий момент

M_T^u , вызывающий на наружной поверхности трубы напряжение, равное пределу текучести материала определяется по формуле

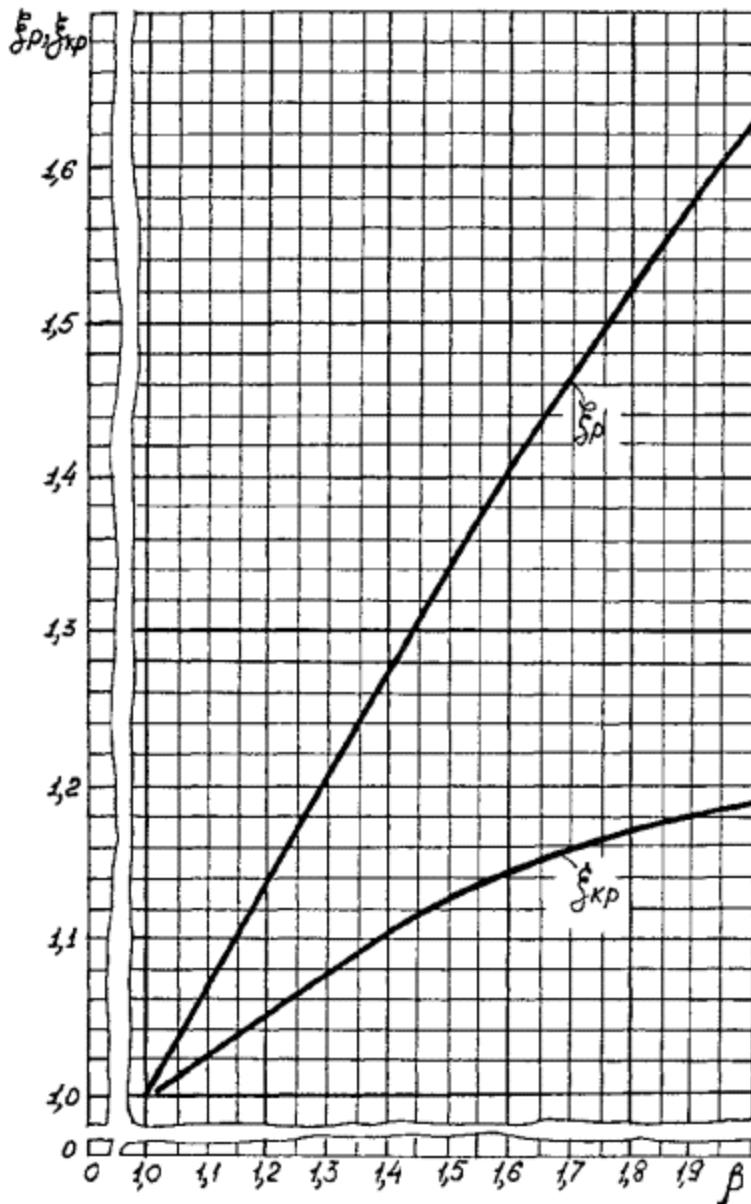
$$M_T^u = \sigma_T W_x.$$

2.5.9. Момент сопротивления поперечного сечения трубы W_x определяется по формуле

$$W_x = \frac{\pi}{32} d^2 \frac{\beta^4 - 1}{\beta}.$$

2.5.10. Коэффициент χ_u зависимости от толстостенности трубы b и предела текучести материала при расчетной температуре σ_T принимается по [табл. 7](#).





Черт. 6

Таблица 7



Предел текучести материала при расчетной температуре МПа	Коэффициент χ_H для значений b									
	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
200	1,30	1,35	1,39	1,42	1,45	1,47	1,49	1,51	1,52	1,53
300	1,28	1,33	1,36	1,39	1,42	1,44	1,45	1,47	1,48	1,49
400	1,27	1,31	1,34	1,37	1,39	1,41	1,42	1,43	1,45	1,46
500	1,25	1,29	1,32	1,35	1,37	1,38	1,39	1,40	1,41	1,42
600	1,24	1,27	1,30	1,33	1,35	1,36	1,37	1,38	1,39	1,39
700	1,22	1,25	1,29	1,31	1,33	1,33	1,34	1,35	1,35	1,35
800	1,21	1,24	1,27	1,29	1,31	1,32	1,33	1,33	1,33	1,34
900	1,20	1,23	1,26	1,27	1,27	1,29	1,29	1,30	1,30	1,30
1000	1,19	1,22	1,24	1,25	1,26	1,27	1,27	1,27	1,28	1,28

(Измененная редакция, Изм. №1).

Для промежуточных значений b и σ_T коэффициент χ_H определяется линейной интерполяцией ближайших значений с округлением в сторону меньшей величины.

2.5.11. Значение крутящего момента

M_z^k при действии на трубу одного крутящего момента определяется по формуле



$$M_z^k = M_T^k \xi_{\text{кр}}.$$

2.5.12. Крутящий момент

M_T^k , вызывающий на наружной поверхности трубы напряжение, соответствующее пределу текучести материала, определяется по формуле

$$M_T^k = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}} 2W_k.$$

2.5.13. Коэффициент $\chi_{\text{кр}}$ в зависимости от b определяется по [черт. 6](#).

3. КРИВОЛИНЕЙНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ТРУБОПРОВОДОВ

3.1. Приведенные в разделе формулы применимы для расчета колен, двойных колен и отводов.

3.2. Условные обозначения

$\alpha_2 = \frac{R_2}{D}$ - относительный радиус кривизны элемента;



R_r - радиусгиба элемента по нейтральной линии, мм; ([черт. 7.](#))

Остальные обозначения - согласно [подразделам 1.1.](#) и [2.2.](#)

(Измененная редакция, Изм. №1).

3.3. Расчет криволинейных элементов

3.3.1. Толщина стенки криволинейного элемента на гнущем участке должна быть не менее:

на боковой поверхности

$$S = 0,5(d + 2C_2)(\beta_p - 1) + C;$$

на вогнутой поверхности

$$S_1 = 0,5(d + 2C_2)(\gamma_1\beta_p - 1) + C;$$

на выпуклой поверхности

$$S_2 = 0,5(d + 2C_2)(\gamma_2\beta_p - 1) + C;$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

3.3.2. Номинальный наружный диаметр D_3 исходной заготовки (трубы) определяется по формуле

$$D_3 = d + 2S_1,$$

где

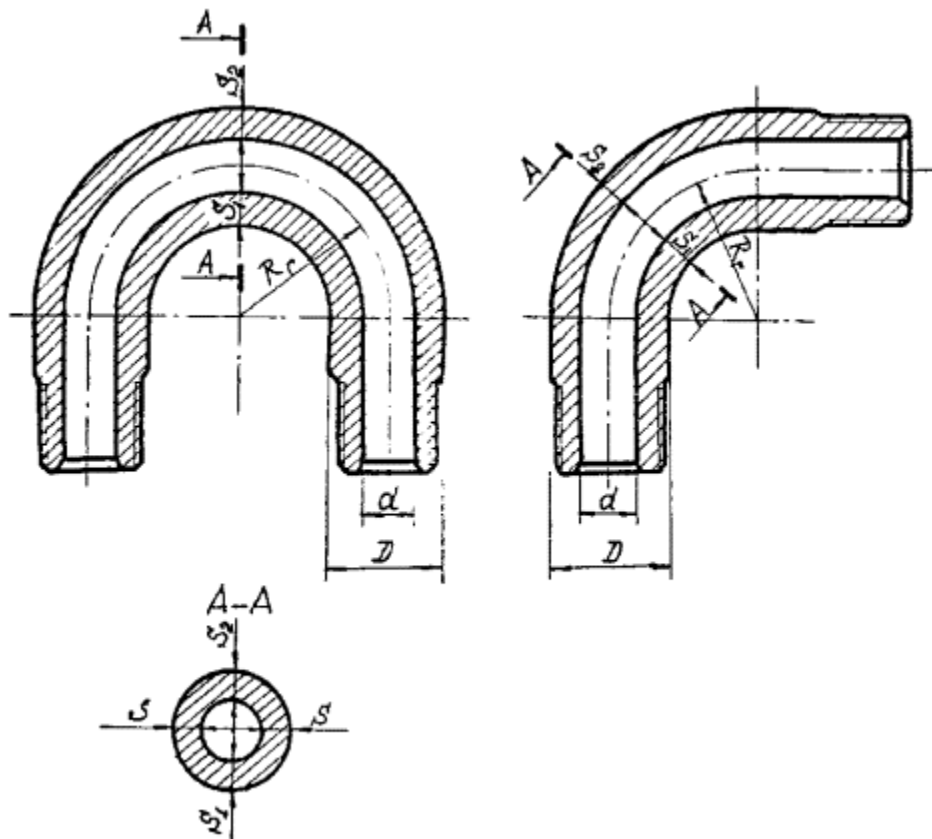


$$S_3 = \frac{\gamma_1 \beta_p - 1}{\beta_p - 1} \frac{8\alpha_2 - 1}{8\alpha_2 + 1} S,$$

но не менее S .

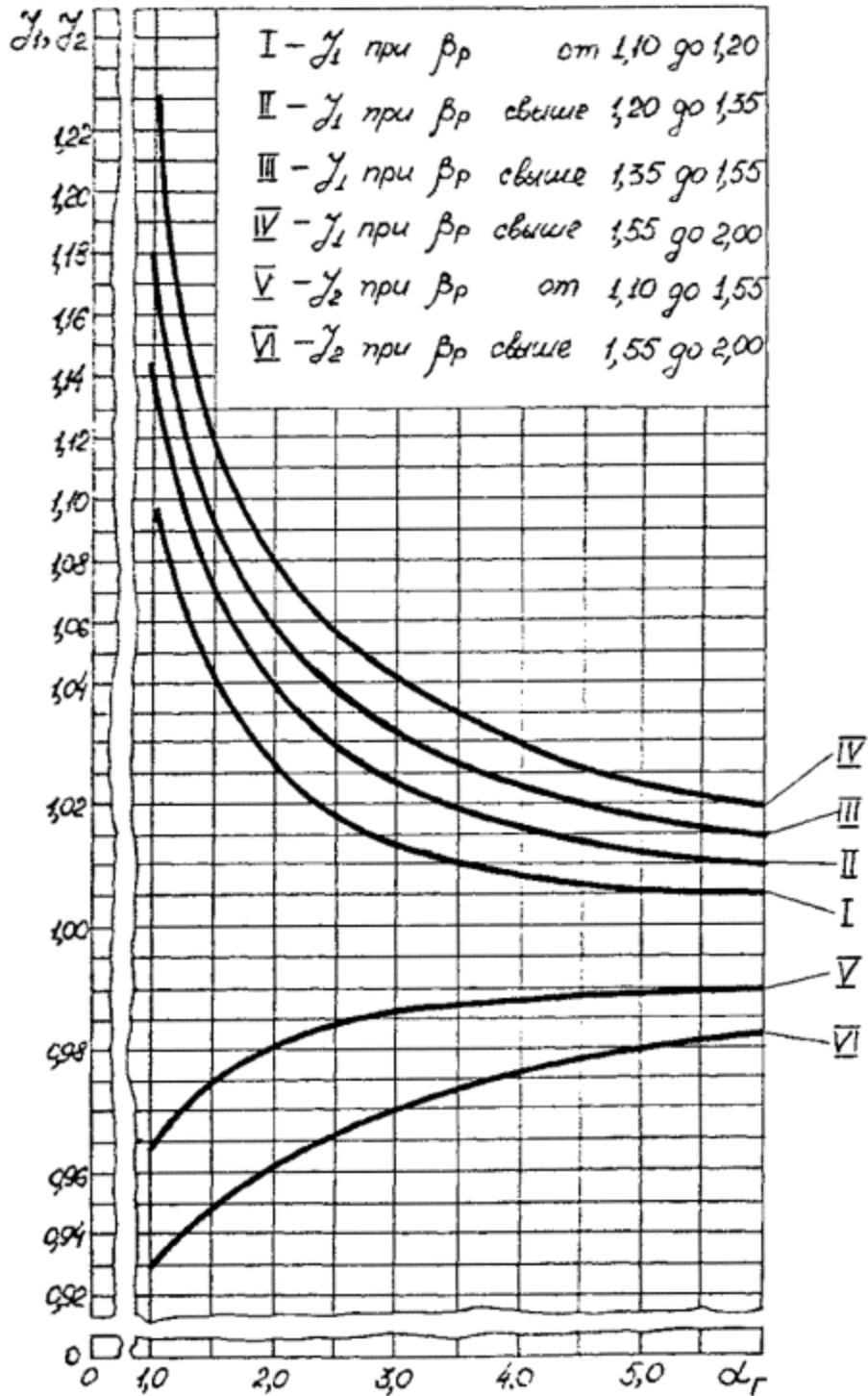
(Измененная редакция, Изм. №1).

3.3.3. Коэффициенты γ_1 и γ_2 определяются по [черт. 8](#).



Черт. 7





Черт. 8



4. КОВАННЫЕ ДЕТАЛИ

4.1. Приведенные в разделе формулы применимы для расчета кованых тройников и угольников конструкций, показанных на [черт. 9 - 12](#).

4.2. Условные обозначения

d - номинальный внутренний диаметр равнопроходной детали, мм;

d_1, d_2 - соответственно номинальные внутренние диаметры основной трубы и отвода переходной детали, мм;

f_c - площадь, подвергаяемая коррозионно-эрозионному износу, мм².

(Измененная редакция, Изм. №1).

Обозначения остальных размеров деталей и расчетные площади и показаны на [черт. 9 - 12](#).

Остальные обозначения - согласно [подразделу 1.1](#).

4.3. Расчет равнопроходных деталей

4.3.1. Наружный диаметр D цилиндрической части детали определяется в соответствии с [разделом 2](#).

4.3.2. Диаметр укрепленного участка D_T определяется по формуле

$$D_T = \max\{\eta_1(d + 2C_2); D\}.$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

4.3.3. Расчетная длина L определяется по формуле

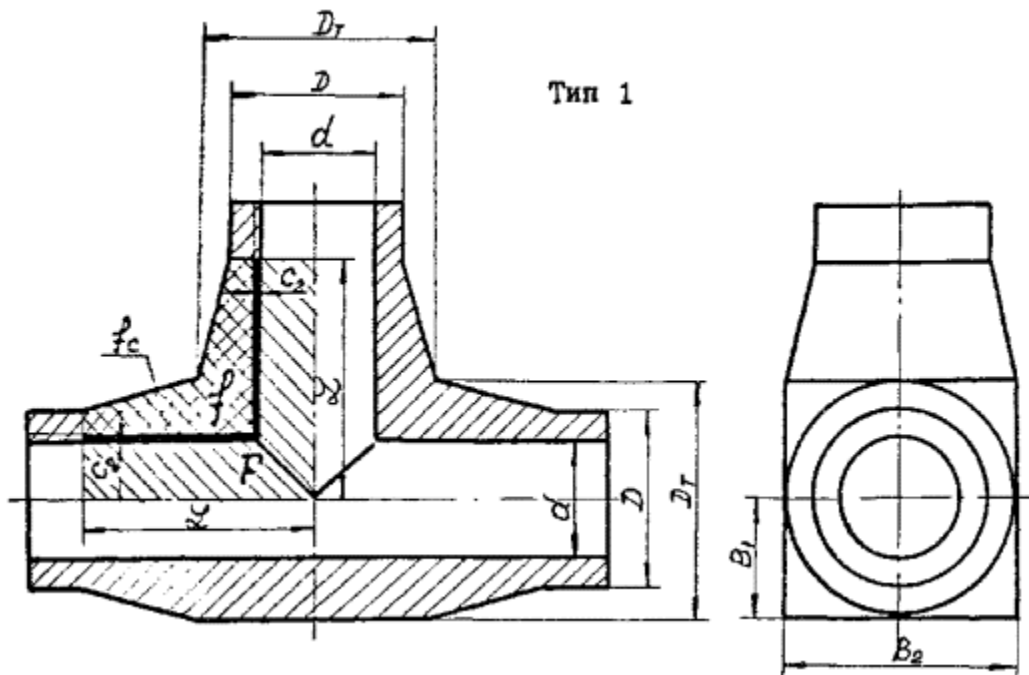


$$L = \frac{D_T}{\alpha_1}$$

4.3.4. Коэффициенты h_1 и a_1 определяются:

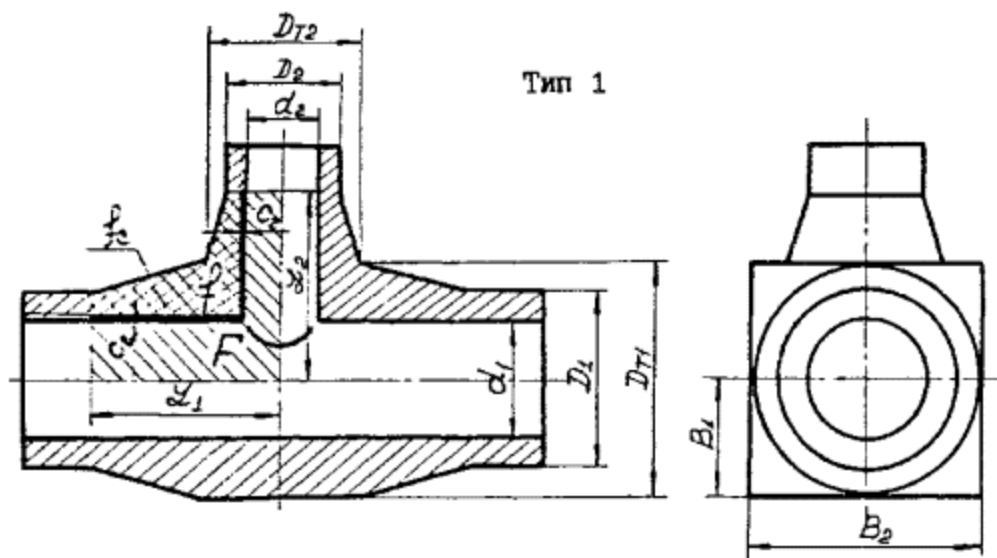
для тройников типа 1 - по [черт. 13](#);

для тройников типа 2 - по [черт. 14](#).

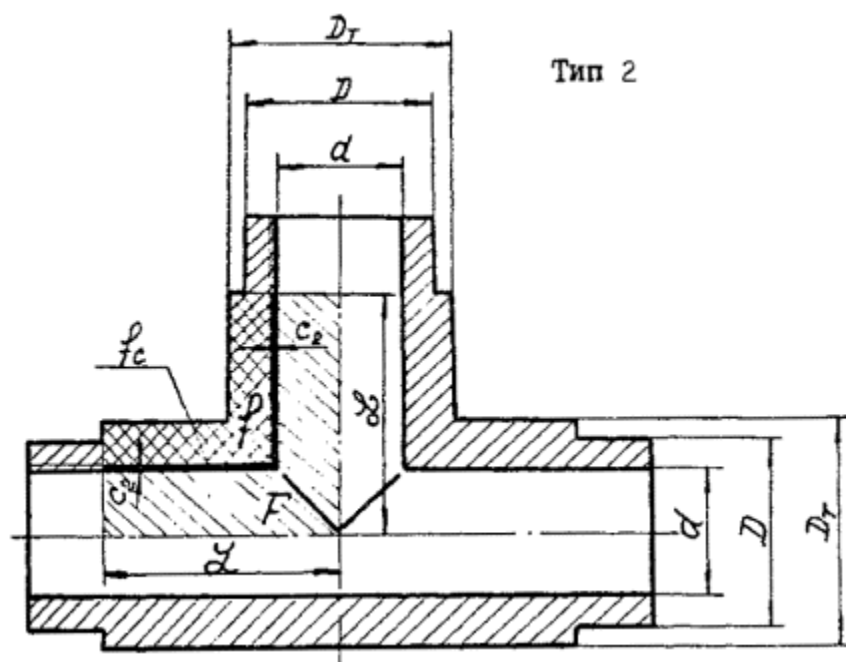


Черт. 9



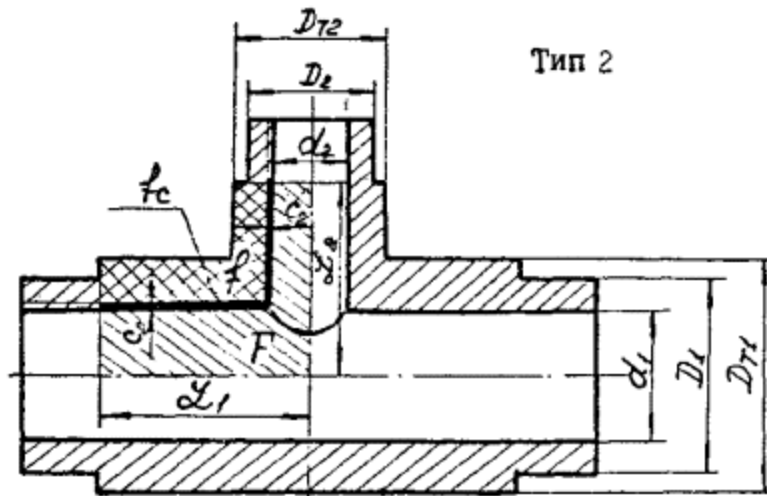


Черт. 10



Черт. 11

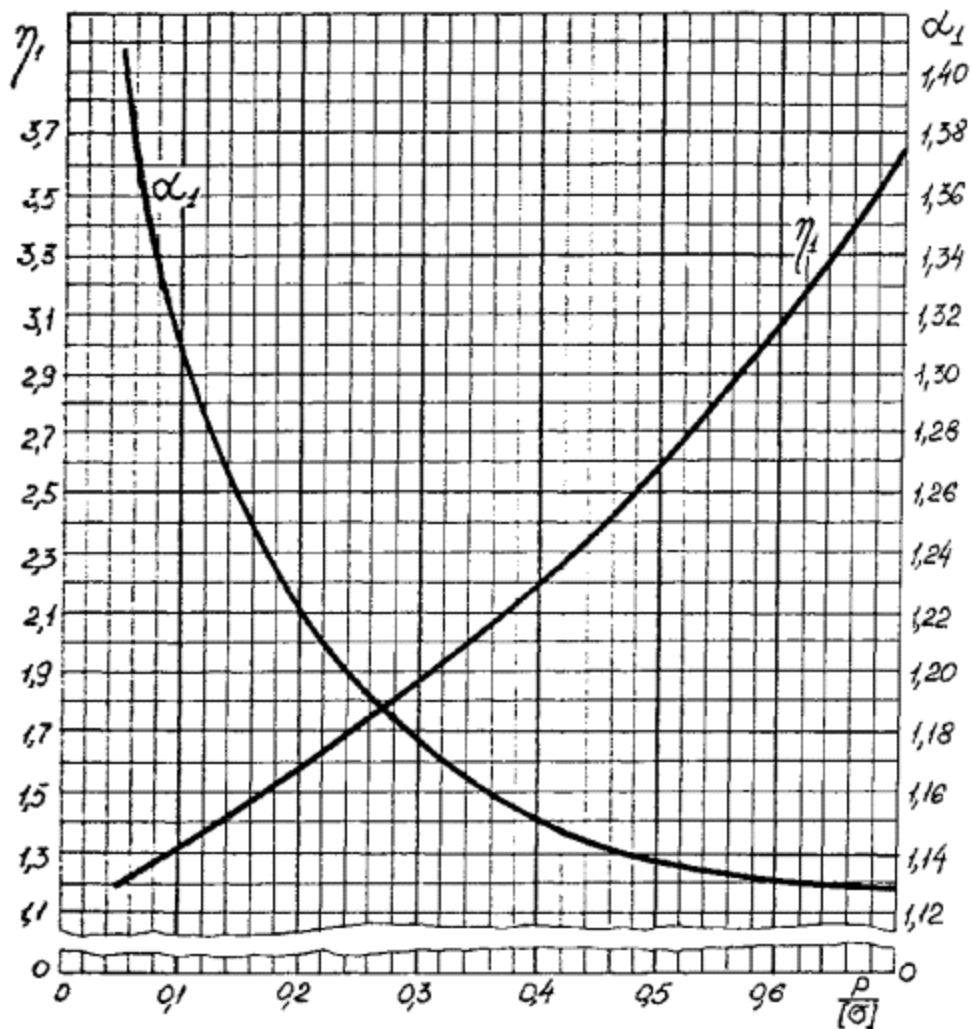




Черт. 12

Тип 1

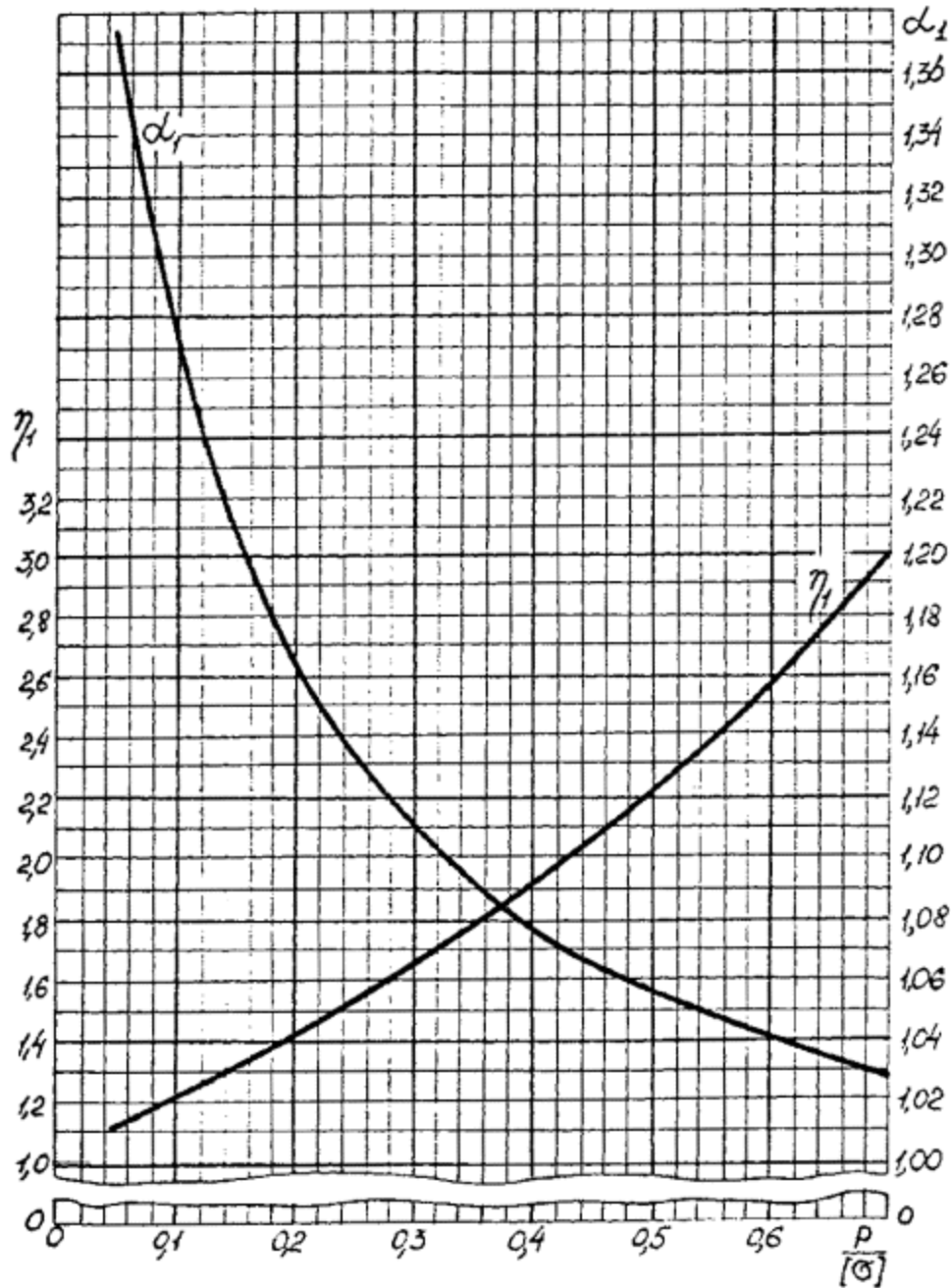




Черт. 13

Тип 2





Черт. 14

4.4. Расчет переходных деталей

4.4.1. Наружные диаметры цилиндрических частей D_1 и D_2 определяются в соответствии с [разделом 2](#).

При этом принимается:



для основной трубы $d=d_1$;

для отвода $d=d_2$.

4.4.2. Диаметры укрепленного участка D_{T1} и D_{T2} определяются в соответствии с [п.4.3.2.](#) при $d=d_1$ и $d=d_2$.

Значение прибавки C_2 принимается для соответствующего внутреннего диаметра.

4.4.3. Расчетные длины основной трубы L_1 и отвода L_2 определяются по формулам:

$$L_1 = \frac{D_{T1}}{\alpha_1} - \frac{D_{T1} - D_{T2}}{2};$$

$$L_2 = \frac{D_{T2}}{\alpha_1} + \frac{D_{T1} - D_{T2}}{2}.$$

4.5. В случае технической целесообразности размеры B_1 и B_2 для тройников типа 1 ([черт. 9, 10](#)) допускается принимать равными:

для равнопроходных деталей - $B_1=0,45D_T$; $B_2=0,9D_T$;

для переходных деталей - $B_1=0,45D_{T1}$; $B_2=0,9D_{T1}$.

В любом случае должны выполняться условия:

для равнопроходных деталей -

$$B_1 \geq \frac{D}{2};$$

$$B_2 \geq D;$$



для переходных деталей -

$$B_1 \geq \frac{D_1}{2};$$

$$B_2 \geq D_1.$$

4.6. Проверочный расчет

4.6.1. В случае необходимости проводится проверочный расчет детали. Необходимое условие прочности:

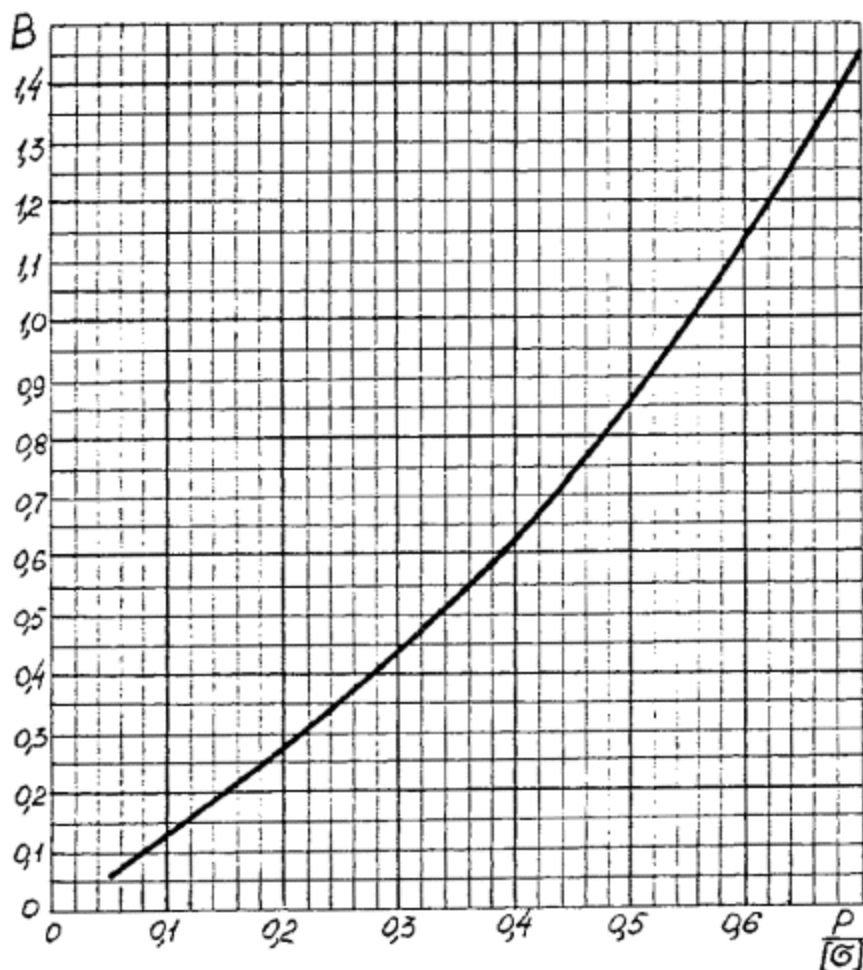
$$\frac{f}{F + f_c} \geq B.$$

4.6.2. Величина B определяется по формуле

$$B = \frac{1,2 \frac{P}{[\sigma]}}{1 - 0,6 \frac{P}{[\sigma]}}$$

или по [черт 15](#).





Черт. 15

5. КОНИЧЕСКИЕ ПЕРЕХОДЫ

5.1. Приведенные в разделе формулы применимы при следующих параметрах:

$$b \neq 2,0;$$

$$a_k \neq 45^\circ.$$

5.2. Условные обозначения

d_1, d_2 - соответственно внутренние диаметры большого и малого цилиндров, мм;



(Измененная редакция, Изм. №1).

α_k - угол между осью и образующей конуса, град.

Остальные обозначения - согласно [подразделу 1.1](#).

Схема перехода показана на [черт. 16](#).

5.3. Расчет переходов

5.3.1. Толщины S_1 , S_2 , S_3 стенок перехода определяются по формулам:

$$S_1 = 0,5(d_1 + 2C_2)(\beta_{pk} - 1) + C;$$

$$S_k \geq S_1;$$

$$S_2 = 0,5(d_2 + 2C_2)(\beta_{pk} - 1) + C.$$

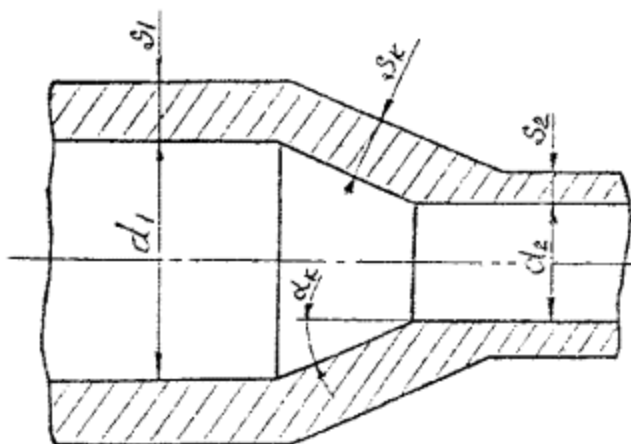
(Измененная редакция, Изм. №1).

5.3.2. Расчетный коэффициент толстостенности β_{pk} определяется из уравнения

$$\ln \beta_{pk} = \frac{P}{[\sigma] \cos \alpha_k}$$

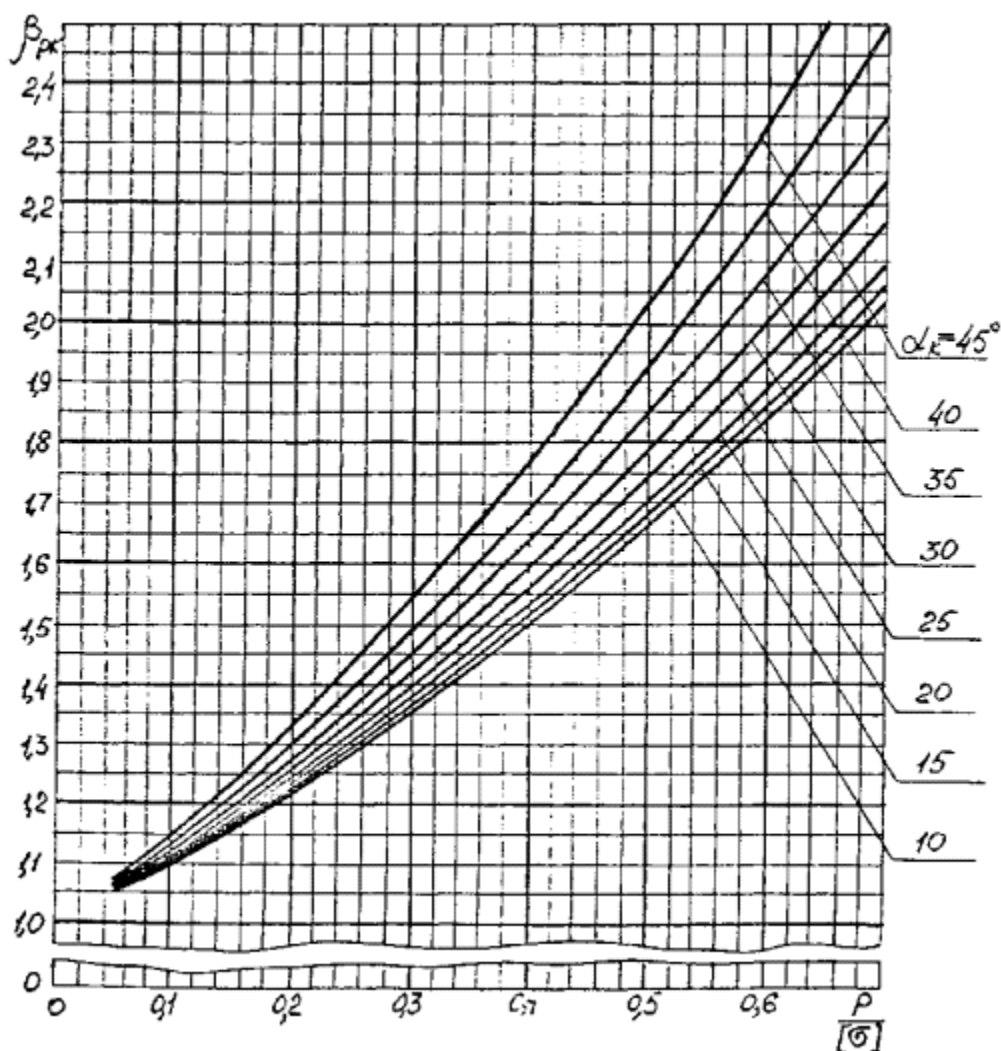
и по [табл. 6](#) или по [черт. 17](#).



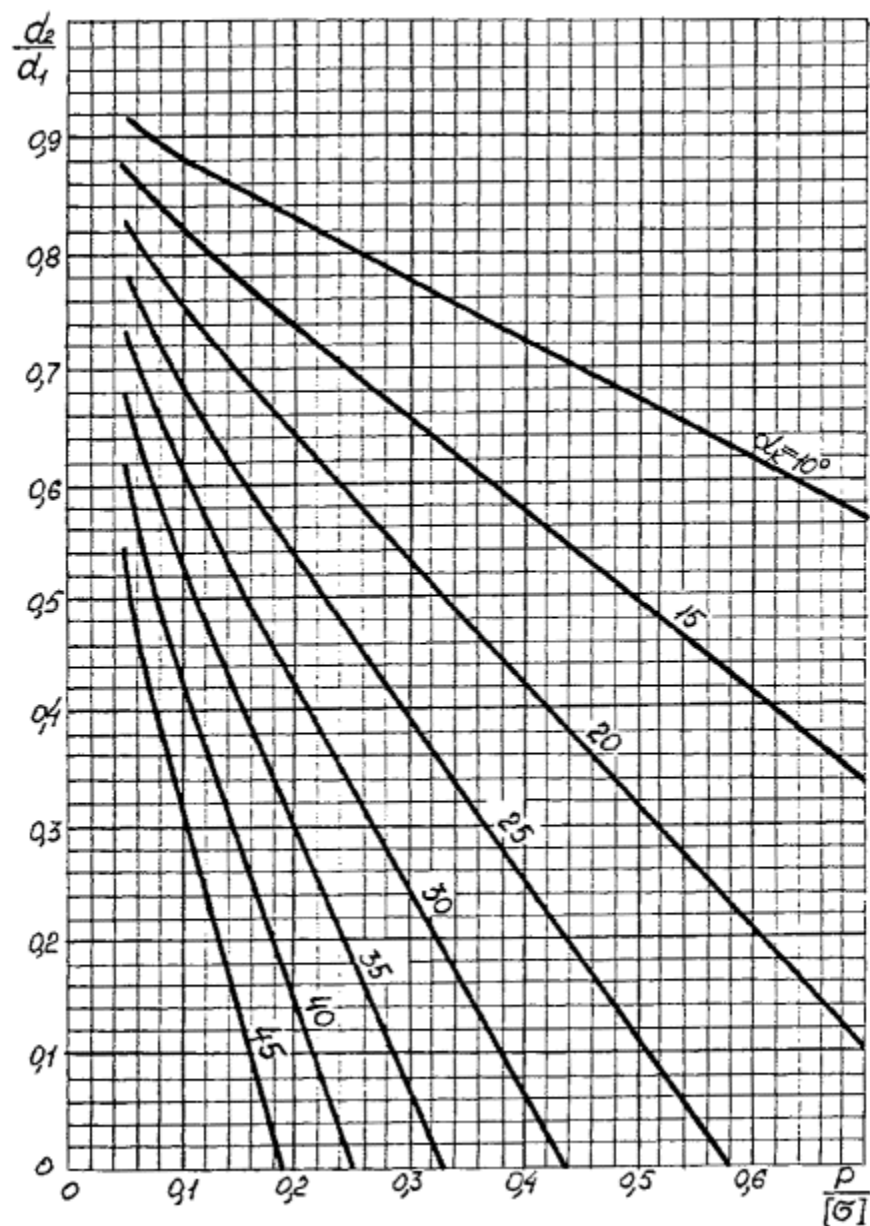


Черт. 16

(Измененная редакция, Изм. №1).



Черт. 17



Черт. 18

5.3.3. При заданном отношении

$\frac{d_2}{d_1}$
 $\frac{d_2}{d_1}$ наибольший допустимый угол α_k определяется из условия



$$\frac{d_2}{d_1} \leq 1 - 2,0 \frac{\sin \alpha_k}{\sqrt{\cos \alpha_k}} \sqrt{[1 + 0,5(\beta_{pk} - 1)]0,5(\beta_{pk} - 1)}$$

или по [черт. 18](#).

(Измененная редакция, Изм. №1).

5.3.4. Толщины S_1 и S_2 должны быть не менее толщин стенок прямых труб соответствующих внутренних диаметров.

6. ПРИВАРНЫЕ ПАТРУБКИ

6.1. Данный метод расчета применим при следующих параметрах:

25 мм ≤ d ≤ 200 мм;

1,1 ≤ b ≤ 1,5;

0,25 ≤ t ≤ 0,75.

(Измененная редакция, Изм. №1).

6.2. Условные обозначения

$\lambda = \frac{d_n}{d}$ - параметр;

d_n - номинальный внутренний диаметр патрубка, мм;

$S_{ВТ}$, $S_{ВП}$ - временные сопротивления разрыву (пределы прочности) соответственно материалов трубы и патрубка при расчетной температуре, МПа.

(Измененная редакция, Изм. №1).



Остальные обозначения - согласно [подразделам 1.1](#) и [2.2](#).

Схема приварного патрубка показана на [черт. 19](#).

6.3. Расчет приварных патрубков

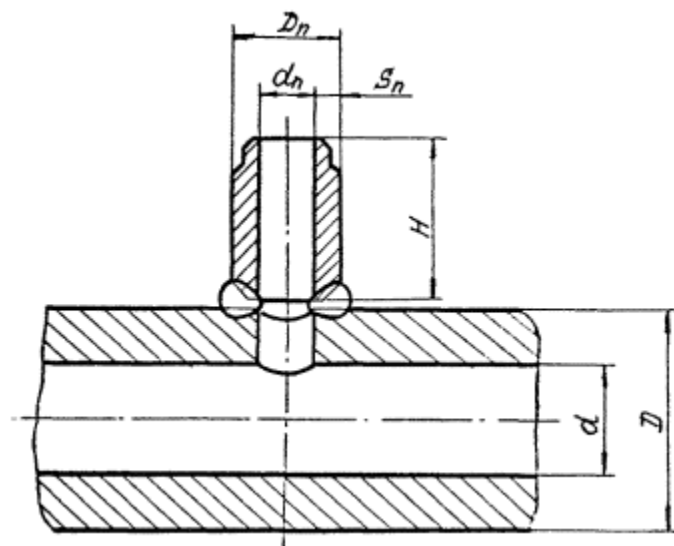
6.3.1. Толщина стенки патрубка должна быть не менее

$$S_n = S_{np} + C.$$

6.3.2. Расчетная толщина стенки патрубка определяется по формуле

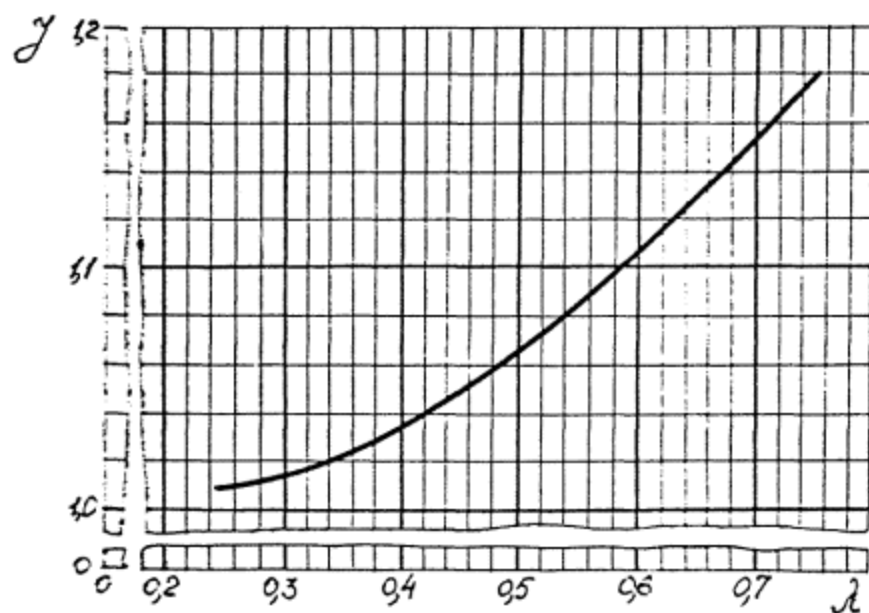
$$S_{np} = 0,5(d_n + 2C_2)(\beta_n - 1).$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

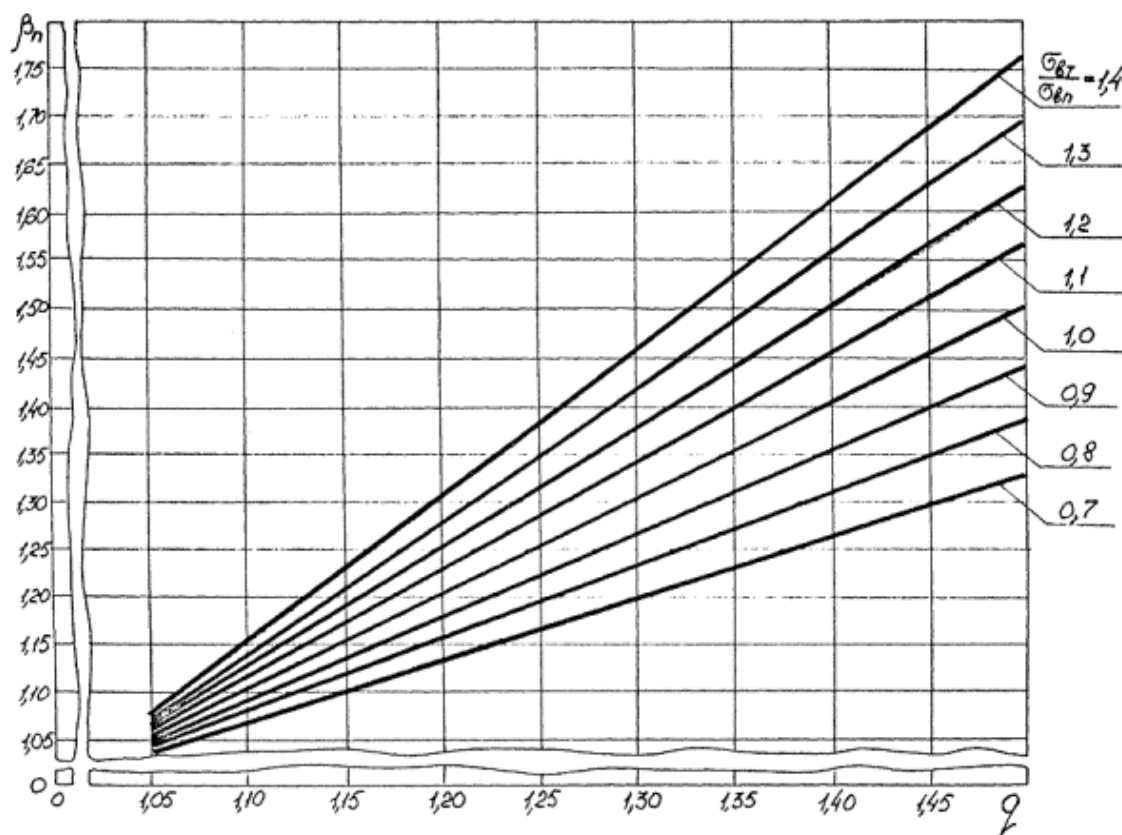


Черт. 19





Черт. 20



Черт. 21



6.3.3. Коэффициент толстостенности патрубка $b_{\text{п}}$ определяется из уравнения

$$\ln \beta_{pk} = \frac{\sigma_{sm}}{\sigma_{en}} \lg q$$

или по [черт. 21](#).

6.3.4. Условный коэффициент толстостенности патрубка q определяется по формуле

$$q = 1,1Y\beta_p.$$

Определение коэффициента b_p - см. [п.2.3.3](#).

(Измененная редакция, Изм. №1).

6.3.5. Критерий формы U определяется по [черт. 20](#).

6.3.6. Высота патрубка H принимается конструктивно. Рекомендуется принимать

$$H \geq 2,5d_k.$$

7. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

7.1. Приведенные в разделе формулы применимы для расчета резьбовых и цельных фланцев с линзовыми, овальными, восьмигранными и плоскими прокладками.



7.2. Условные обозначения

q - нагрузка на единицу длины контактной линии, Н/мм;

b - ширина прокладки, мм;

$b_{\text{э}}$ - эффективная ширина прокладки, мм;

m - прокладочный коэффициент;

k - коэффициент, учитывавший жесткость соединения;

M - внешний изгибающий момент, Н×мм;

$M_{\text{доп}}$ - допустимый изгибающий момент, Н×мм;

σ_T - предел текучести материала присоединяемой трубы, МПа;

$D_{\text{п}}$ - расчетный, диаметр прокладки, мм;

$h_{\text{п}}$ - высота (толщина) прокладки, мм;

$d_{\text{ш}}$ - номинальный диаметр резьбы шпильки, мм;

$d_{\text{г}}$ - диаметр описанной окружности гайки, мм;

$d_{\text{ф}}$ - внутренний диаметр фланца, мм;

$D_{\text{ф}}$ - наружный диаметр фланца, мм;

$D_{\text{ш}}$ - диаметр окружности центров шпилек, мм;

$D_{\text{о}}$ - диаметр отверстия под шпильку, мм;

Z - количество шпилек;

$S_{\text{в}}$ - наибольшая толщина втулки, мм;

$h_{\text{в}}$ - высота втулки, мм;

$r_{\text{в}}$ - радиус закругления, мм;

$h_{\text{ф}}$ - высота фланца, мм;



$l_B, l_{Ш}$ - коэффициенты податливости прокладки и шпилек соответственно;

T_M - температура монтажа, °С;

$T_f, T_P, T_{Ш}$ - температуры фланца, прокладки и шпильки соответственно в момент разогрева соединения, °С;

$\alpha_f, \alpha_P, \alpha_{Ш}$ - коэффициенты линейного расширения материалов фланца, прокладки и шпильки соответственно при расчетной температуре, °С⁻¹;

$E_f, E_P, E_{Ш}$ - модули продольной упругости материалов фланца, прокладки и шпильки соответственно при расчетной температуре, МПа;

$\sigma_{ТЛ}$ - предел текучести материала линзы при температуре монтажа, МПа;

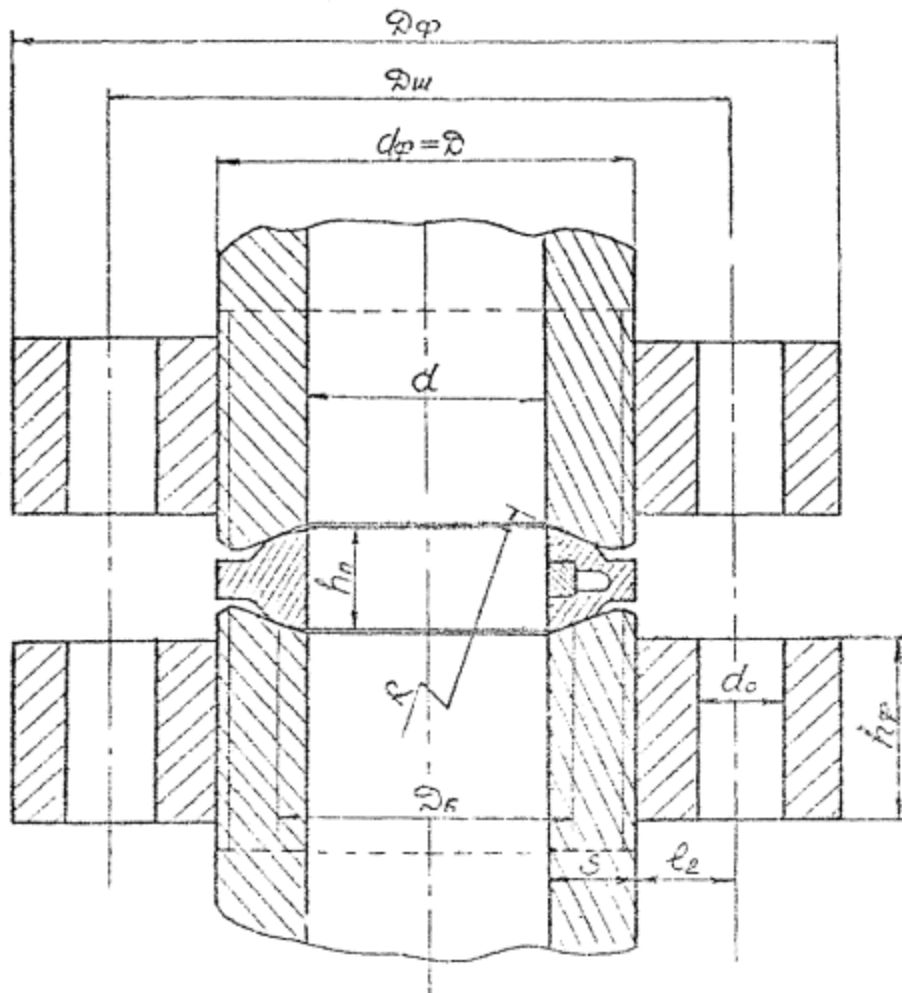
R - радиус сферы линзы, мм.

(Измененная редакция, Изм. №1)

Остальные обозначения - согласно [подразделах 1.1](#) и [2.2](#).

Типы фланцевых соединений, прокладок и их размеры показаны на [черт. 22](#), [23](#), [24](#).

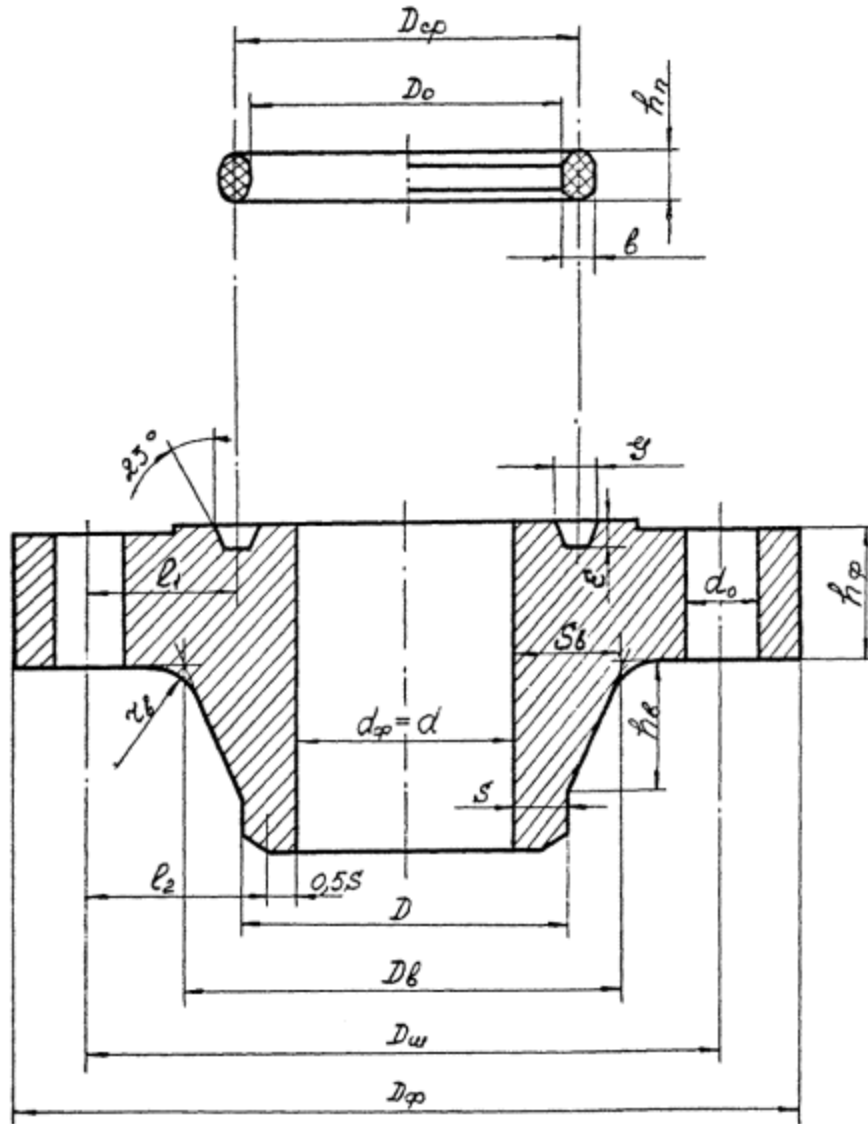




Черт. 22

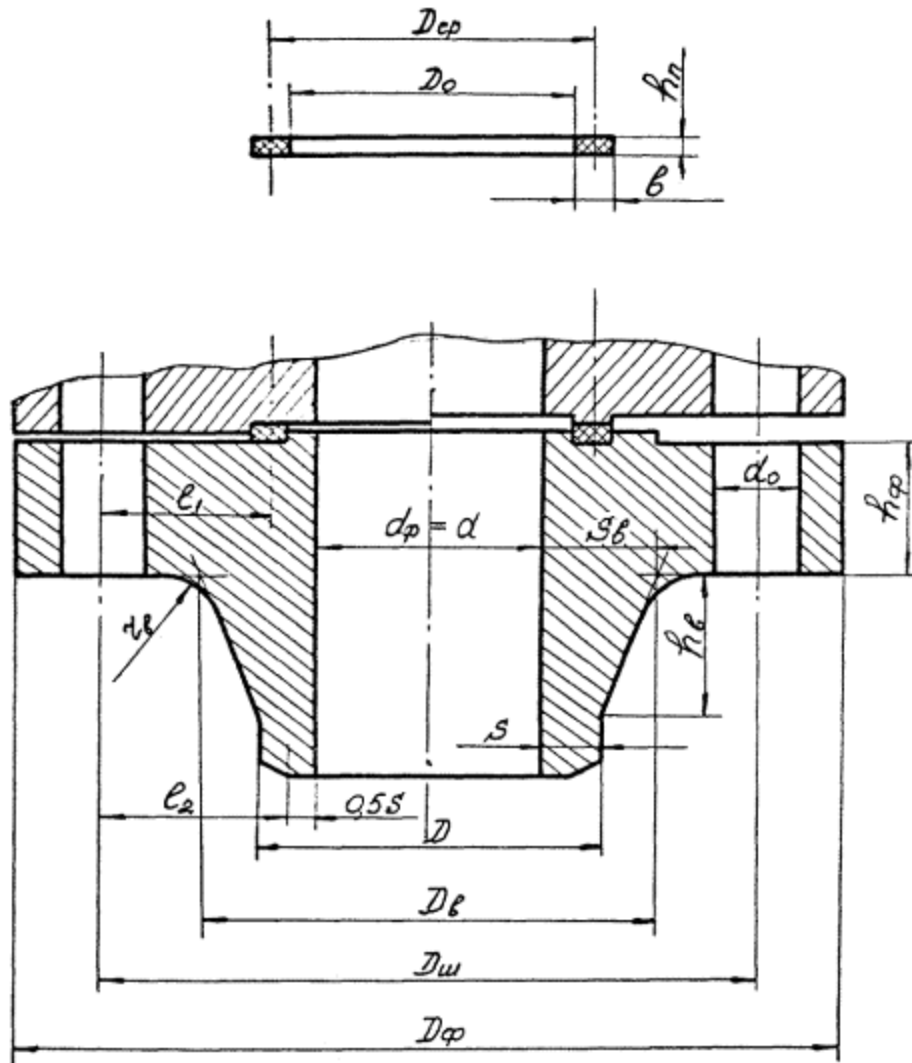
(Измененная редакция, Изм. №1).





Черт. 23





Черт. 24

7.3. Определение расчетного усилия

7.3.1. Расчетное усилие Q определяется по формуле

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3.$$

7.3.2. Сила давления рабочей среды Q_1 определяется по формуле



$$Q_1 = \frac{\pi}{4} D_n^2 P.$$

7.3.3. Усилие уплотнения прокладки в рабочих условиях определяется по формулам:

линзовая прокладка -

$$Q_2 = \pi D_n q,$$

величина q принимается по [черт. 25](#);

овальная, восьмигранная и плоская прокладки -

$$Q_2 = \pi D_n \varepsilon, \text{ мр},$$

для овальной и восьмигранной прокладок

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{4} \varepsilon;$$

для плоской прокладки $\varepsilon_3 = \varepsilon$, если $\varepsilon \leq 10$ мм;

$$\varepsilon_3 = 10 \sqrt{\frac{\varepsilon}{10}}; \text{ если } \varepsilon > 10 \text{ мм.}$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

Коэффициент m принимается равным:

Алюминий $m=4,0$;

медь $m=4,8$;

сталь типа 08 $m=5,5$;

сталь типа 1X13 $m=6,0$;



аустенитная хромоникелевая сталь типа 0X18H10T $m=6,5$.

7.3.4. Нагрузка Q_3 , учитывающая действие изгибающего момента M , определяется по формуле

$$Q_3 = K \frac{4M}{D_n}$$

Коэффициент K принимается равным:

для линзовой прокладки $K=0,5$;

для овальной и восьмигранной прокладок $K=0,6$;

для плоской прокладки $K=1,0$.

Изгибающий момент M должен быть не более допустимого момента $M_{доп}$, определяемого по формуле

$$M_{доп} = \frac{\pi}{32} d^3 \frac{\beta^4 - 1}{\beta} \varphi_{\beta} \left([\sigma] - \frac{P}{\beta^2 - 1} \right),$$

β - коэффициент толстостенности трубы;

φ_{β} - см. [п. 1.6](#), [табл. 2](#);

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1,5} - \text{при выполнении условий } \text{п. 1.5.2.}$$

$$[\sigma] = \min \left\{ \frac{\sigma_T}{1,5}; \frac{\sigma_d}{1,5} \right\} - \text{если расчетная температура превышает значения, указанные в } \text{п. 1.5.2.}$$



При пробном давлении нагрузка $Q_3=0$.

(Измененная редакция, Изм. №1).

7.3.5. Расчетный диаметр прокладки D_{Π} принимается равным:

линзовая прокладка - $D_{\Pi}=D_{\text{к}}$;

диаметр контакта $D_{\text{к}}$ сферы линзы с конусом трубы принимается по ГОСТ 10493;

овальная, восьмигранная и плоская прокладки - $D_{\Pi}=D_{\text{ср}}$;

средний диаметр прокладки $D_{\text{ср}}$ принимается равным $D_{\text{ср}}=D_0+v$;

внутренний диаметр прокладки D_0 принимается конструктивно.

7.3.6. Размеры овальной и восьмигранной прокладок и канавок под них определяются по формулам:

высота прокладки

$$h_{\text{к}} = 5,6 \sqrt{\frac{d_{\Phi}}{10}};$$

ширина прокладки

$$e = 4,0 \sqrt{\frac{d_{\Phi}}{10}};$$

глубина канавки

$$e = 2,5 \sqrt{\frac{d_{\Phi}}{10}};$$

ширина канавки

$$V = 4,4 \sqrt{\frac{d_{\Phi}}{10}} - 0,5(\text{мм});$$



диаметр d_{ϕ} - в мм.

(Измененная редакция, Изм. №1).

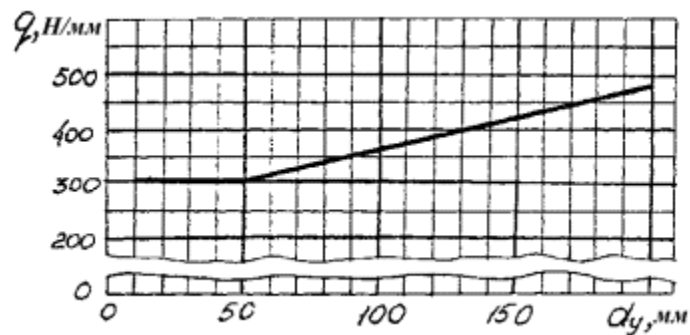
7.3.7. Размеры плоской прокладки принимаются конструктивно. Рекомендуется принимать их в соответствии с [табл. 8](#).

Таблица 8

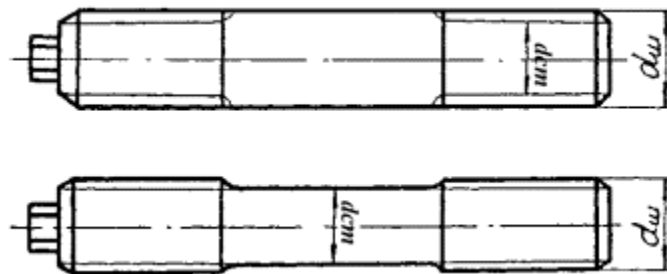
мм

d_y	15	25	32 - 80	100	125 - 300	350 - 500
h_{Π}	2		2 - 3		3 - 4	
b	10	15		20		25

(Измененная редакция, Изм. №1).



Черт. 25



Черт. 26



7.4. Расчет шпилек

7.4.1. Расчетный диаметр d_p стержня шпильки определяется по формуле

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi z [\sigma]_{ш}}}$$

Диаметр $d_{ст}$ ([черт. 26](#)) принимается по ГОСТ 10494 в зависимости от d_p ($d_{ст}^3 d_p$).

(Измененная редакция, Изм. №1).

7.4.2. Номинальное допускаемое напряжение $[\sigma]_{ш}$ определяется в соответствии с [подразделом 1.5](#).

7.4.3. Количество шпилек Z рекомендуется принимать по [табл. 9](#).

Таблица 9

d_y , мм	3 - 40	50 - 100	125 - 200	250 - 400	450 - 500
Z	3 - 4	6 - 8	8 - 12	12 - 16	16 - 20

(Измененная редакция, Изм. №1).

7.4.4. Номинальный диаметр резьбы шпильки $d_{ш}$ назначается конструктивно по диаметру стержня шпильки.

Рекомендуется ряд: М10, 12, 14, 16, 20, 22, 24, 27, 30, 33, 36, 39, 42, 45, 48, 52, 56, 60, 64, 68, 72, 76, 80, 90, 100 мм.

7.5. Расчет фланцев

7.5.1. Размеры фланца принимаются конструктивно из условия размещения шпилек:



Рекомендуется принимать:

Наружный диаметр фланца D_ϕ

$$D_\phi = D_\psi + d_T + (1 - 5) \text{ мм.}$$

Диаметр окружности центров шпилек D_ψ :

резьбовой фланец -

$$D_\psi \geq \max \left\{ \frac{2,2d_o}{\sin \frac{180}{2}}; d_\phi + d_T + a \right\};$$

цельный фланец -

$$D_\psi \geq \max \left\{ \frac{2,2d_o}{\sin \frac{180}{2}}; d_\phi + d_T + 2(S_e + r_e) \right\}.$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

7.5.2. Диаметр отверстия под шпильку d_o принимается конструктивно по диаметру шпильки d_ψ . Рекомендуется принимать

$$d_o = d_\psi + (1 - 3) \text{ мм.}$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

7.5.3. Внутренний диаметр фланца d_ϕ :

резьбовой фланец - $d_\phi = D$;

цельный фланец - $d_\phi = d$.

7.5.4. Диаметр d_T описанной окружности гайки, соответствующей шпильке принятого диаметра, принимается по [ГОСТ 10495](#) и [ГОСТ 9064](#).



(Измененная редакция, Изм. №1).

7.5.5. Конструктивная прибавка a принимается по [табл. 10](#)

Таблица 10

d_{III} , мм	10	12	14	16	20	22	24 - 100
a , мм	4		6	8			10

(Измененная редакция, Изм. №1).

7.5.6. Размеры втулки

Наибольшая толщина втулки S_B

$$S_e^* = (2 - 3)S_e$$

меньшие значения S_B принимаются для овальных прокладок,

большие значения S_B - для плоских прокладок.

Наибольший диаметр втулки D_B

$$D_e = d_{\phi} + 2S_e$$

Высота втулки h_B

$$h_e = \frac{D_e - D}{2}$$



Уклон втулки i

$$i = \frac{1}{3}.$$

Радиус закругления r_B

$$r_B \geq 0,4 S_B.$$

7.5.7. Толщина h_ϕ тарелки фланца определяется по формуле

$$h_\phi = d_{cm} \sqrt{\frac{V - \chi}{W}}.$$

Резьбовой фланец -

$$V = 0,338 \frac{[\sigma]_{ш} Z}{[\sigma]_\phi \varphi}; \quad \varphi = 1 - \frac{2d_o}{D_\phi - d_\phi};$$

$$c=0;$$

$$W = 1 + \frac{D_\phi - d_\phi}{2l_2} - \frac{D_\phi}{D_{ш}};$$

$$l_2 = 0,5(D_{ш} - D).$$

Цельный фланец -



$$V = 0,372 \frac{[\sigma]_{\text{ш}}}{[\sigma]_{\phi}} \left[Z \frac{l_1}{l_2} + 0,7\psi \frac{P}{[\sigma]_{\phi}} \left(\frac{D_n}{d_{\text{см}}} \right)^2 \right];$$

$$\psi = \left(1 - \frac{l_1}{l_2} \right) \left[\left(\frac{D_{\text{ш}} - 2l_2}{D_n} \right)^2 + 1 \right] + 0,2 \frac{l_1}{l_2};$$

$$l_1 = 0,5(D_{\text{ш}} - D_n);$$

$$l_2 = 0,5(D_{\text{ш}} - d - S');$$

$$\chi = \frac{d_{\phi}}{2l_2} \frac{S_e^2}{d_{\text{см}}^2}, \text{ если } g \geq 1;$$

$$\chi = \frac{d_{\phi}}{2l_2} \frac{S^2 + \gamma(S_e^2 - S^2)}{d_{\text{см}}^2}, \text{ если } g < 1;$$

$$\gamma = \frac{2h_e}{\sqrt{d_{\phi}(S_e - S)}};$$



$$W = 1 + \frac{D_{\phi} - d_{\phi}}{2l_2} - \frac{D_{\phi}}{D_{ш}}$$

Номинальное допускаемое напряжение $[s]_{\phi}$ определяется в соответствии с [подразделом 1.5](#).

(Измененная редакция, Изм. №1).

7.5.8. При расчете цельного фланца должно выполняться условие

$$h_{\phi} > S_{в.}$$

7.6. Расчет температурной нагрузки

7.6.1. При расчетной температуре $T \geq 300^{\circ}\text{C}$ необходимо производить проверочные расчет с учетом силы Q_y , возникающей от неравномерного нагрева рабочей средой деталей фланцевого соединения.

Если детали фланцевого соединения изготовлены из разнородных материалов (углеродистых и аустенитных), проверочный расчет производится при температуре $T > 100^{\circ}\text{C}$.

7.6.2. Расчетное усилие определяется по формуле

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4.$$

7.6.3. Температурная нагрузка Q_4 определяется по формуле

$$Q_4 = \frac{\Delta l}{\lambda_{ш} + \lambda_{д}}$$

7.6.4. Разность тепловых удлинений шпилек и соединяемых ими деталей Δl определяется по формуле



$$\Delta l = 2h_{\phi} \Delta T_{\phi} \alpha_{\phi} + h_n \Delta T_n \alpha_n - l_{ш} \Delta T_{ш} \alpha_{ш}.$$

7.6.5. Рабочая длина шпильки $l_{ш}$ принимается равной

$$l_{ш} = 2h_{\phi} + h_n.$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

7.6.6. Температурные разности:

$$\Delta T_{\phi} = T_{\phi} - T_M;$$

$$\Delta T_{п} = T_{п} - T_M;$$

$$\Delta T_{ш} = T_{ш} - T_M.$$

Значения температур T_{ϕ} , $T_{п}$, $T_{ш}$ зависят от размеров соединения, температуры среды, условий эксплуатации и определяются по результатам экспериментальных исследований или расчетов температурных полей. В случае невозможности проведения испытаний и расчетов значения T_{ϕ} , $T_{п}$, $T_{ш}$ для установившегося температурного режима ориентировочно принимаются по [таблице 10а](#) в зависимости от расчетной температуры среды T .

Таблица 10а

Условие теплоизоляции	Тип фланца	$T_{п}/T$	T_{ϕ}/T	$T_{ш}/T$
Без теплоизоляции	Резьбовой	0,8	0,7	0,6
	Цельный		0,8	0,7



Условие теплоизоляции	Тип фланца	$T_{п}/T$	$T_{ф}/T$	$T_{ш}/T$
Хорошо изолированное соединение	Резьбовой	0,96	0,9	0,86
	Цельный		0,95	0,91

(Измененная редакция, Изм. №1).

7.6.7. Коэффициент податливости прокладки $l_{п}$ определяется по формуле

$$\lambda_{к} = \frac{k_{к}}{E_{к} F_{к}}.$$

7.6.8. Контактная площадь прокладки $F_{п}$ принимается равной:
линзовая прокладка -

$$F_{к} = \pi D_{к} m_{к},$$

где $m_{к}$ - пояска касания;

для жесткой линзы

$$m_{к} = \frac{7,2}{E_{к}} \sigma_{шл} R,$$

для компенсирующей линзы пояска касания принимается по [табл. 11](#).



Таблица 11

мм

d_y	40	50	65	80	100	125	150	200
m_k	4,5	4,5	5,0	6,0	6,5	7,0	9,0	10,0

(Измененная редакция, Изм. №1).

овальная, восьмигранная и плоская прокладки -

$$F_n = \pi D_{cp} g_z.$$

7.6.9. Коэффициент податливости шпилек $l_{ш}$ определяется по формуле

$$\lambda_{ш} = \frac{l_{ш} + 0,6d_{ш}}{ZE_{ш}F_{ш}}.$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

7.6.10. Площадь поперечного сечения шпильки $F_{ш}$ определяется по формуле

$$F_{ш} = \frac{\pi}{4} d_{см}^2.$$

(Измененная редакция, Изм. №1).

8. ПЛОСКИЕ ЗАГЛУШКИ

8.1. Приведенные в разделе формулы применимы для расчета заглушек конструкций, показанных на [черт. 28](#).

8.2. Условные обозначения - согласно [подразделам 1.1.](#) и [2.2.](#)

8.3. Расчет заглушек

8.3.1. Толщина заглушки S_1 должна быть не менее

$$S_1 = \frac{x_1}{x_2} d \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}} + C.$$

8.3.2. Коэффициент c_1 принимается равным:

для заглушек типа а при

$$l \geq \sqrt{(d+S)S}$$

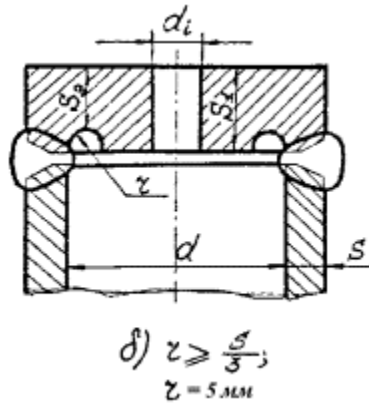
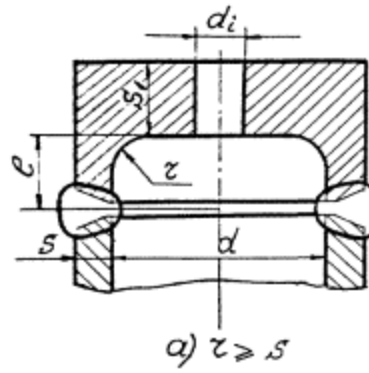
$$c_1 = 0,44c_0;$$

для заглушек типа а при

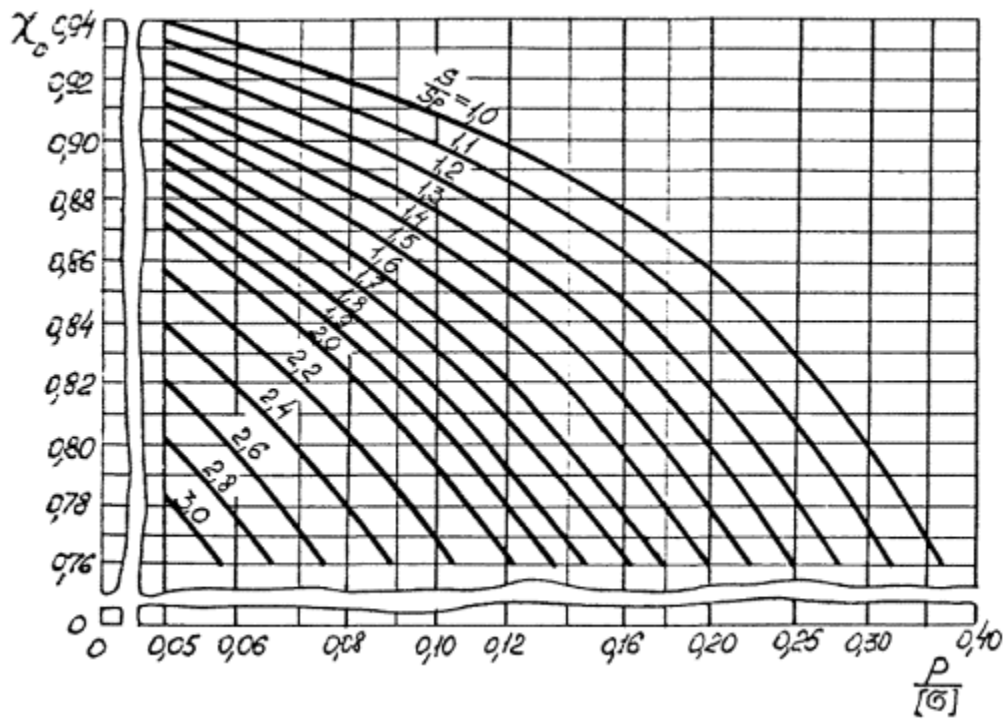
$$l < \sqrt{(d+S)S} \text{ и заглушек типа б -}$$

$$c_1 = 0,47c_0.$$





Черт. 28



Черт. 29

Примечание. Для заглушек, изготовленных из стали аустенитного класса, выполнение условия

$$l \geq \sqrt{(d+S)S} \text{ обязательно.}$$

8.3.3. Коэффициент c_0 принимается по [черт. 29](#).

Для значений

$$\frac{P}{[\sigma]} \text{ и}$$

$$\frac{S}{[S_p]}, \text{ не вошедших в график } \a href="#">\text{черт. 29}, \text{ принимается}$$

$$c_0 = 0,76.$$

8.3.4. Коэффициент c_2 принимается равным:

для заглушек без отверстий -

$$c_2 = 1,0;$$

для заглушек с отверстиями -

$$c_2 = 1 - 0,65 \frac{d_o}{d} \text{ при}$$

$$\frac{d_o}{d} < 0,35;$$

$$c_2 = 0,77; \text{ при}$$



$$0,35 \leq \frac{d_o}{d} < 0,75.$$

8.3.5. Эквивалентный диаметр отверстия d_o определяется по формуле

$$d_o = \sqrt{\sum d_i^2},$$

где d_i - диаметр каждого отверстия.

Число отверстий не должно превышать трех.

8.3.6. Если значение S_1 получается меньше S , то принимается

$$S_1 = S.$$

8.3.7. Толщина S_2 в сечении кольцевой выточки для заглушки типа d должна быть не менее определенной по формуле

$$S_2 = 0,35d \sqrt{\frac{P}{[\sigma]} + C}.$$

8.3.8. В случае необходимости определения допускаемого давления $P_{\text{доп}}$ для изготовленной заглушки расчет его производится по формуле

$$P_{\text{доп}} = \left(\frac{\chi_2 S_1 - C}{\chi_1 \epsilon} \right)^2 [\sigma].$$

8.3.9. Если заглушка и присоединяемая деталь изготовлены из разных материалов, расчет производится по меньшему допускаемому напряжению.



8.3.10. Радиусы закруглений r должны удовлетворять требованиям, указанным на [черт. 28](#).

8.3.11. Расстояние между кромками двух отверстий должно быть не менее полусуммы диаметров этих отверстий.

ИРКУТСКНИИХИММАШ

Заместитель директора по научной работе, канд. техн. наук Е.Р. Хисматулин

Заведующий отделом стандартизации
В.И. Королев

Руководитель темы заведующий отделом 17Е.Я. Нейман

Заместитель заведующего отделом 17
М.И. Дятлов

Заведующий лабораторией канд. техн. наук
А.В. Якуп

Ведущий инженер
И.П. Конькина

Старший научный сотрудник
Н.П. Максимова

СОГЛАСОВАНО:

НИИХИММАШ

Директор
И.И. Румянцев

Начальник БНИОС
В.В. Дюкин

Завод «Уралмахиммаш»

Главный инженер
Н.К. Глобин

ССЫЛОЧНЫЕ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ДОКУМЕНТЫ



Обозначение НТД, на который дана ссылка	Номер пункта, подпункта перечисления, приложения
ГОСТ 356	П. 1.5.8.
ГОСТ 9-064	П. 7.5.4.
ГОСТ 10493	П. 7.3.5.
ГОСТ 10494	П. 7.4.1.
ГОСТ 10495	П. 7.5.4.
ГОСТ 14249	П. 1.5.7.
ОСТ 26-1046	Вводная часть

(Измененная редакция, Изм. №1).

СОДЕРЖАНИЕ

[1. Общие положения](#)

[1.1. Условные обозначения](#)

[1.2. Материалы](#)

[1.3. Расчетное давление](#)

[1.4. Расчетная температура](#)

[1.5. Допускаемые напряжения](#)

[1.6. Сварка](#)



[1.7. Расчетные значения физических характеристик](#)

[1.8. Прибавка к расчетным величинам](#)

[2. Трубы](#)

[2.2. Условные обозначения](#)

[2.3. Трубы под внутренним давлением](#)

[2.4. Проверочный расчет напряжении от совместного действия давления и температуры](#)

[2.5. Расчет на дополнительные нагрузки](#)

[3. Криволинейные элементы трубопроводов](#)

[3.2. Условные обозначения](#)

[3.3. Расчет криволинейных элементов](#)

[4. Кованые детали](#)

[4.2. Условные обозначения](#)

[4.3. Расчет равнопроходных деталей](#)

[4.4. Расчет переходных деталей](#)

[4.6. Проверочный расчет](#)

[5. Конические переходы](#)

[5.2. Условные обозначения](#)

[5.3. Расчет переходов](#)

[6. Приварные патрубки](#)

[6.2. Условные обозначения](#)

[6.3. Расчет приварных патрубков](#)

[7. Фланцевые соединения](#)



[7.2. Условные обозначения](#)

[7.3. Определение расчетного усилия](#)

[7.4. Расчет шпилек](#)

[7.5. Расчет фланцев](#)

[7.6. Расчет температурной нагрузки](#)

[8. Плоские заглушки](#)

[8.3. Расчет заглушек](#)

