



АО «ВНИИНЕФТЕМАШ»

ПАО «Славнефть-ЯНОС»
Установка ГФУ цеха №5

ПУЧОК ТРУБНЫЙ
ТЕПЛООБМЕННИКА
ПОЗ. Т-7/1

Расчеты на прочность
3128- Т-7/1.00.00 РР

Москва
2022

ЗП 904

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата
3128				

 Ю.А. Яковлев



Р.И. Гудкевич

СОДЕРЖАНИЕ

1. Расчет на внутреннее давление	4
1.1. Фланцевое соединение с зажатой решеткой	4
1.2. Элементы теплообменных аппаратов	19
1.3. Плавающая головка	21
Лист регистрации изменений	28

Инв. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата			
3128							
	2	Зам.		11.22			
	Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		
	Разраб.	Матюшина		02.2022			
	Пров.	Дундуков		02.2022			
	Рук.	Дундуков		02.2022			
	Н. контр.	Дубровина		02.2022			
ПАО «Славнефть-ЯНОС»							
Установка ГФУ цеха №5							
3168-Т-7/1.00.00 РР							
Пучок трубный теплообменника поз. Т-7/1 Расчеты на прочность					Лит.	Лист	Листов
					T	2	28
					АО «ВНИИНЕФТЕМАШ»		

Ю.А. Яковлев В.И. Гудкевич

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВЫПОЛНЕН В СООТВЕТСТВИИ С:

ГОСТ 34233.1-2017 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования».

ГОСТ 34233.2-2017 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек».

Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер».

ГОСТ 34233.4-2017 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений».

ГОСТ 34233.7-2017 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты».

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВЫПОЛНЕН С ПОМОЩЬЮ:

Пакета прикладных программ расчета на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP DESIGN (разработчик – ООО «ПВП ДИЗАЙН»).

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата
3128				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

3168-Т-7/1.00.00 РР	Лист
	3

 Ю.А. Яковлев

1. Расчет на внутреннее давление 1.1. Фланцевое соединение с зажатой решеткой

Расчёт на прочность по ГОСТ 34233.4-2017

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Фланцевое соединение

Два разных фланца

Плоская прокладка

Приварной в стык фланец

Приварной в стык фланец

Температура элементов фланцевого соединения задаётся пользователем

Между фланцами зажата трубная решётка или закладная деталь

Неконтролируемая затяжка

Режим:Рабочий

Исходные данные

Материал первого фланца (крышки)	20 КП 195, Поковка		
Материал и диаметр шпилек	40X, Diam = 1-M20		
Материал прокладки	ТРГ на зубчатом основании из стали 08X18H10T		
Материал второго фланца (крышки)	20 КП 195, Поковка + наплавка 10X17H13M2T		
Материал трубной решётки (закладной детали)	08X18H10T, Поковка		
Диаметр окружности расположения шпилек	D_b	1105	мм
Наружный диаметр шпильки	d	20	мм
Площадь поперечного сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра	f_b	225	мм ²
Число шпилек	n	44	
Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта или опорными поверхностями гаек	$L_{г.б.}$	90	мм
Наружный диаметр прокладки	$D_{н.п.}$	1065	мм
Ширина прокладки	b_n	14	мм
Толщина трубной решётки или закладной детали между прокладками	h_p	46	мм
Расчётная температура	t	200	°C
Расчётная температура трубной решётки или иной закладной детали, зажатой между фланцами	t_p	200	°C
Расчётная температура шпильки	t_b	191	°C
Номинальное допускаемое напряжение для шпилек при затяжке	$[\sigma]_{н.к.}^p$	230	МПа
Номинальное допускаемое напряжение для шпилек в рабочих условиях	$[\sigma]_{н.р.}^p$	225	МПа
Модуль продольной упругости материала шпильки при температуре 20 °C	E_b^{20}	2.18e+05	МПа

Подп. и дата	Инов. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Инов. № подл.
				3128

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3168-Т-7/1.00.00 РР	Лист
						4

Ю.А. Яковлев Р.И. Гудков

Модуль продольной упругости материала шпильки при расчётной температуре	$E_{\text{ш}}$	2.085e+05	МПа
Температурный коэффициент линейного расширения материала шпильки	$\alpha_{\text{ш}}$	1.33e-05	1/°C
Прокладочный коэффициент	m	2.5	
Удельное давление обжатия прокладки	$q_{\text{обж}}$	10	МПа
Температурный коэффициент линейного расширения материала трубной решётки или иной закладной детали, зажатой между фланцами	α_p	1.7e-05	1/°C

Внутренний диаметр фланца	D	1000	мм
Наружный диаметр фланца (бурта, крышки)	D_*	1145	мм
Толщина тарелки фланца (бурта)	h_1	45	мм
Толщина втулки приварного встык фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	22	мм
Толщина втулки приварного встык фланца в месте приварки к обечайке (трубе), толщина обечайки (трубы) плоского фланца или бурта свободного фланца	S_0	10	мм
Длина конической втулки приварного встык фланца	ℓ	36	мм
Длина цилиндрической втулки приварного встык фланца	$\ell_{\text{цил}}$	0	мм
Расчётная температура фланца	$t_{\text{ф}}$	96	°C
Расчётное давление (внутреннее – положительное, наружное – отрицательное)	p	0.8	МПа

Прибавка на коррозию	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала фланца или бурта свободного фланца при температуре 20 °С в соответствии с ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]^{20}$	130	МПа
Допускаемое напряжение для материала фланца или бурта свободного фланца при расчётной температуре в соответствии с ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]$	125.5	МПа
Модуль продольной упругости материала фланца при температуре 20 °С	E_1^{20}	1.99e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала фланца при расчётной температуре	E_1	1.91e+05	МПа
Температурный коэффициент линейного расширения материала фланца	α_Φ	1.16e-05	1/°С
Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_M$	195	МПа
Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_M$	188.2	МПа
Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_R$	390	МПа
Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_R$	376.5	МПа

для второго фланца (крышки)

Внутренний диаметр фланца	D 1000 мм
Наружный диаметр фланца (бурта, крышки)	$D_{\text{н}}$ 1145 мм
Толщина тарелки фланца (бурта)	h 45 мм

Подп. и дата	Изн. №	Взам. изв.	Подп. и дата	Изн. № подл.	3128	Допускаемое напряжение для материала фланца при температуре 20 °С в соответствии с ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]$ 130	МПа
						Допускаемое напряжение для материала фланца или бурта свободного фланца при расчётной температуре в соответствии с ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]$ 125.5	МПа
						Модуль продольной упругости материала фланца при температуре 20 °С	E_1^{20} 1.99e+05	МПа
						Модуль продольной упругости материала фланца при расчётной температуре	E_1 1.91e+05	МПа
						Температурный коэффициент линейного расширения материала фланца	α_ϕ 1.16e-05	1/°C
						Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_M$ 195	МПа
						Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_M$ 188.2	МПа
						Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_R$ 390	МПа
						Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_R$ 376.5	МПа
						для второго фланца (крышки)		
						Внутренний диаметр фланца	D 1000	мм
						Наружный диаметр фланца (бурта, крышки)	D_* 1145	мм
						Толщина тарелки фланца (бурта)	h 45	мм
Изн. № подл.	3128							
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3168-Т-7/1.00.00 РР			
					Лист 5			

Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудкевич

Толщина втулки приварного встык фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	22	мм
Толщина втулки приварного встык фланца в месте приварки к обечайке (трубе), толщина обечайки (трубы) плоского фланца или бурта свободного фланца	S_0	10	мм
Длина конической втулки приварного встык фланца	ℓ	36	мм
Длина цилиндрической втулки приварного встык фланца	$\ell_{цил}$	0	мм
Расчётная температура фланца	t_ϕ	192.8	°C
Расчётное давление (внутреннее – положительное, наружное – отрицательное)	p	0.8	МПа
Прибавка на коррозию	c	4	мм
Допускаемое напряжение для материала фланца или бурта свободного фланца при температуре 20 °C в соответствии с ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]^{20}$	130	МПа
Допускаемое напряжение для материала фланца или бурта свободного фланца при расчётной температуре в соответствии с ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]$	120.5	МПа
Модуль продольной упругости материала фланца при температуре 20 °C	E_2^{20}	1.99e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала фланца при расчётной температуре	E_2	1.81e+05	МПа
Температурный коэффициент линейного расширения материала фланца	α_ϕ	1.26e-05	1/°C
Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_M$	195	МПа
Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_M$	180.8	МПа
Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце при затяжке в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_R$	390	МПа
Допускаемое значение суммарных общих и местных мембранных и изгибных напряжений во фланце в рабочих условиях в соответствии с п.8.10 ГОСТ 34233.1-2017	$[\sigma]_R$	361.5	МПа

Результаты расчёта

Расчёт вспомогательных величин - для прокладки и шпилек

Эффективная ширина прокладки

$$b_0 = \begin{cases} b_n & - \text{при } b_n \leq 15 \text{ мм} \\ 3.8 \sqrt{b_n} & - \text{при } b_n > 15 \text{ мм} \end{cases} = 14 \text{ мм}$$

Средний диаметр прокладки

$$D_{\text{ср}} = D_{\text{нп}} - b_0 = 1051 \text{ мм}$$

Податливость прокладки

$$y_n = 0 \text{ мм/Н}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3168-Т-7/1.00.00 РР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудкевич

Податливость шпилек

$$y_{\phi} = \frac{L_{\phi}}{E_{\phi}^{20} f_{\phi} n} = 4.689e-08 \text{ мм/Н}$$

где

$$L_{\phi} = L_{\phi 0} + 0,56d = 101.2 \text{ мм}$$

Суммарная площадь сечения шпилек по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра

$$A_{\phi} = n f_{\phi} = 9900 \text{ мм}^2$$

Плечо усилий в шпильках

$$b = 0,5(D_{\phi} - D_{\text{сн}}) = 27 \text{ мм}$$

Плечо усилий в шпильках

$$b = 0,5(D_{\phi} - D_{\text{сн}}) = 27 \text{ мм}$$

- для первого фланца

Плечо усилия от действия давления внутри фланца

$$e = 0,5(D_{\text{сн}} - D - S_3) = 18.64 \text{ мм}$$

где эквивалентная толщина втулки фланца

$$S_3 = \zeta S_0 = 13.72 \text{ мм}$$

$$\zeta = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.372 \text{ мм}$$

Параметр длины втулки

$$l_0 = \sqrt{DS_0} = 100 \text{ мм}$$

Отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру

$$K = \frac{D_{\text{н}}}{D} = 1.145$$

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца (бурта)

$$\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{(1,05 + 1,945 K^2)(K - 1)} = 1.859 \quad \beta_U = \frac{K^2(1 + 8,55 \lg K) - 1}{1,36(K^2 - 1)(K - 1)} = 15.82$$

$$\beta_Y = \frac{1}{K - 1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) = 14.54 \quad \beta_Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 7.43$$

Отношение толщины втулки в сечении S1 к толщине в сечении S0

$$\beta = \frac{S_1}{S_0} = 2.2$$

Относительная длина втулки фланца

$$x = \frac{l}{\sqrt{DS_0}} = 0.36$$

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца

$$\beta_F = 0.8535$$

$$\beta_Y = 0.2586$$

Подп. и дата		Инв. №		Взам. инв.		Подп. и дата		Инв. № подл.	3128
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3168-Т-7/1.00.00 РР				Лист
									7

Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудкевич

Коэффициент увеличения изгибных напряжений в сечении S0 приварного встык фланца

$$f =$$

2.179

Коэффициент

$$\lambda = \frac{\beta_F l_0 + l_0}{\beta_F l_0} + \frac{\beta_V l_0^3}{\beta_V l_0 S_0^2} =$$

0.8937

Угловая податливость первого фланца

Угловая податливость фланца (бурта) при затяжке

$$\gamma_\phi = \frac{0,91\beta_V}{E^{20}\lambda S_0^2 l_0} =$$

1.323e-10 1/Н мм

Угловая податливость фланца (бурта), нагруженного внешним изгибающим моментом

$$\gamma_{\phi_n} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_0}{E_{20} D_n h^3} =$$

2.578e-11 1/Н мм

- для второго фланца

Плечо усилия от действия давления внутри фланца

$$e = 0,5(D_{cn} - D - S_1) =$$

18.64 мм

где эквивалентная толщина втулки фланца

$$S_1 = \zeta S_0 =$$

13.72 мм

$$\zeta = 1 + (\beta - 1) \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} =$$

1.372

Параметр длины втулки

$$l_0 = \sqrt{DS_0} =$$

100 мм

Отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру

$$K = \frac{D_n}{D} =$$

1.145

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца (бурта)

$$\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,551g K) - 1}{(1,05 + 1,945K^2)(K - 1)} =$$

1.859

$$\beta_V = \frac{K^2(1 + 8,551g K) - 1}{1,36(K^2 - 1)(K - 1)} =$$

15.82

$$\beta_V = \frac{1}{K - 1} \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) =$$

14.54

$$\beta_Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} =$$

7.43

Отношение толщины втулки в сечении S1 к толщине в сечении S0

$$\beta = \frac{S_1}{S_0} =$$

2.2

Относительная длина втулки фланца

0.36

Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Инв. № подл.	3128
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3168-Т-7/1.00.00 РР
					Лист
					8

Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудкевич

$$x = \frac{l}{\sqrt{DS_0}} =$$

Расчётные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца

$$\beta_{\pi} = 0.8535$$

$$\beta_Y = 0.2586$$

Коэффициент увеличения изгибных напряжений в сечении S0 приварного встык фланца

$$f = 2.179$$

Кoeffициент

$$\lambda = \frac{\beta_F h + l_0}{\beta_r l_0} + \frac{\beta_V h^3}{\beta_{rr} l_0 S_0^2} = 0.8937$$

Угловая податливость второго фланца

Угловая податливость фланца (бурта) при затяжке

$$y_{\phi} = \frac{0,91\beta_v}{E^{20} \lambda_{S_0}^2 l_0} = 1.323 \times 10^{-10} \text{ 1/H MM}$$

Угловая податливость фланца (бурта), нагруженного внешним изгибающим моментом

$$y_{\phi x} = \left(\frac{\pi}{4} \right)^3 \frac{D_{\phi}}{E_{20} D_x h^3} = 2.578 \text{e-11 1/H MM}$$

Коэффициенты жёсткости фланцевого соединения

Жёсткость фланцевого соединения

$$\gamma = \frac{1}{y_{\pi} + y_{\phi} \frac{E_{\phi}^{20}}{E_{\pi}} + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) b^2} = 3.912 \text{e}+06 \text{ H/M}$$

Коэффициент жёсткости фланцевого соединения, нагруженного внешней осевой силой

$$\alpha = 1 - \frac{y_s - (y_{\phi 1} e_1 + y_{\phi 2} e_2) b}{y_s + y_s + (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) b^2} = 1.555$$

Коэффициент жёсткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением для соединения с закладной деталью

$$\alpha_A = 1.555$$

Коэффициент жёсткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом

$$\alpha_M = \frac{y_\theta + 2y_{\phi, n}b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{cn}} \right)}{y_\theta + y_n \left(\frac{D_\theta}{D_{cn}} \right)^2 + 2y_{\phi, n}b^2} = 1.302$$

Расчёт фланцевого соединения на прочность и герметичность без учёта нагрузки вызванной стеснённой температурных деформаций

Инв. № подл.	Подл. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подл. и дата	$y_n + y_{\phi} \frac{E_{\phi}}{E_n} + \left(y_{\phi 1} \frac{E_1}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2}{E_2} \right) b^2$	Н/мм
3128					<p>Коэффициент жёсткости фланцевого соединения, нагруженного внешней осевой силой</p> $\alpha = 1 - \frac{y_n - (y_{\phi 1} e_1 + y_{\phi 2} e_2) b}{y_n + y_{\phi} + (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) b^2} =$	1.555
					<p>Коэффициент жёсткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением для соединения с закладной деталью</p> $\alpha_d =$	1.555
					<p>Коэффициент жёсткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом</p> $\alpha_m = \frac{y_{\phi} + 2y_{\phi n} b \left(b + e - \frac{e^2}{D_{cn}} \right)}{y_{\phi} + y_n \left(\frac{D_{\phi}}{D_{cn}} \right)^2 + 2y_{\phi n} b^2} =$	1.302
					<p>Расчёт фланцевого соединения на прочность и герметичность без учёта нагрузки вызванной стеснённой температурных деформаций</p>	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3168-Т-7/1.00.00 РР	
					9	

Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудкович

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке

$$P_{обж} = 0,5\pi D_{сн} b_0 q_{обж} = 2.311e+05 \text{ Н}$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения

$$R_n = \pi D_{сн} b_0 m \cdot \max\{p_1; p_2\} = 9.245e+04 \text{ Н}$$

Равнодействующая давления

$$Q_d = Q_{d1} = 0,785 D_{сн}^2 p_1 = 6.937e+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения шпилек

$$P_{с2} = \max\{P_{обж}; 0,4 A_{св} [\sigma]_n^с\} = 9.108e+05 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения

$$P_{с1} = \alpha_d \max\{Q_{d1}; Q_{d2}\} + \alpha F + R_n + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{сн}} = 1.171e+06 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на шпильки при затяжке фланцевого соединения

$$P_{с}^н = \max\{P_{с1}; P_{с2}\} = 1.171e+06 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на шпильки фланцевых соединений в рабочих условиях

$$P_{с}^р = P_{с}^н + (1 - \alpha_d) \max\{Q_{d1}; Q_{d2}\} + (1 - \alpha) F + \frac{4(1 - \alpha_M) |M|}{D_{сн}} = 7.861e+05 \text{ Н}$$

- Расчётная нагрузка на шпильки при F=0 и M=0

Проверка прочности шпилек

Расчётное напряжение в шпильках при затяжке

$$\sigma_{с1} = \frac{P_{с}^н}{A_{св}} = 118.3 \leq [\sigma]_н^с = 276 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в шпильках в рабочих условиях

$$\sigma_{с2} = \frac{P_{с}^р}{A_{св}} = 79.41 \leq [\sigma]_р^с = 225 \text{ МПа}$$

где:

- допускаемое напряжение для шпилек при затяжке

$$[\sigma]_н^с = \xi K_{yp} K_{y1} K_{ym} [\sigma]_н^с = 276 \text{ МПа}$$

- допускаемое напряжение для шпилек в рабочих условиях и при расчёте на условия испытания

$$[\sigma]_р^с = K_{yp} K_{y1} K_{ym} [\sigma]_н^с = 225 \text{ МПа}$$

- коэффициенты увеличения допускаемых напряжений при затяжке для фланцевых соединений, условий работы, условий затяжки, учёта нагрузки от температурных деформаций

$$\xi = 1.2 \quad K_{yp} = 1 \quad K_{y1} = 1 \quad K_{ym} = 1$$

Расчёт первого фланца на статическую прочность

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке

$$3.163e+07 \text{ Н мм}$$

Инв. № подл.	3128	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	3168-Т-7/1.00.00 РР				Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудкевич

$$C_F = \max \left\{ 1, \sqrt{\frac{\frac{\pi D_g}{n}}{2d + \frac{6h}{m+0,5}}} \right\} =$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S1

$$\sigma_1^{\pi} = \frac{M^{\pi}}{\lambda(S_1 - c)^2 D} = 109.2 \text{ МПа}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0

$$\sigma_0^M = f\sigma_1^M = -238 \text{ МПа}$$

где

$$D^* = \begin{cases} D & \text{npu } D \geq 20S_1 \\ D + S_0 & \text{npu } D < 20S_1 \text{ u } f > 1 \\ D + S_1 & \text{npu } D < 20S_1 \text{ u } f = 1 \end{cases} = 1000 \text{ mm}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_R^M = \frac{(1,33\beta_F k + l_0)}{k^2 l_0 D} M^M \quad 26.4 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M = 30.85 \text{ МПа}$$

Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях в сечении S1:

$$\sigma_1^p = \frac{M^p}{\lambda(S_1 - c)^2 D^*} = 118 \text{ МПа}$$

в сечении S0:

$$\sigma_0^p = f \sigma_1^p - 257 \text{ МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения в рабочих условиях (в сечении S1)

$$\sigma_{\text{LM},M}^{\text{p}} = \frac{Q_n + F \pm \frac{4|M|}{D_{\text{cn}}}}{\pi(D + S_1)(S_1 - c)} - 10.87 \text{ MPa}$$

Меридиональные мембранные напряжения в рабочих условиях (в сечении S0)

$$\sigma_{\text{отт.от}}^{\text{p}} = \frac{Q_{\pi} + F \pm \frac{4|M|}{D_{\text{от}}}}{\pi(D + S_0)(S_0 - c)} = 32.99 \text{ МПа}$$

Окружные мембранные напряжения в рабочих условиях в сечении S0

$$\sigma_{\text{отн.о}}^{\text{p}} = \frac{pD}{2(S_0 - c)} = 66.67 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	$\sigma_1^p = \frac{M^p}{\lambda(S_1 - c)^2 D^*} =$ <p>в сечении S0:</p> $\sigma_0^p = f\sigma_1^p =$ <p>Меридиональные мембранные напряжения в рабочих условиях (в сечении S1)</p> $\sigma_{\text{Л.м}}^p = \frac{Q_{\text{л}} + F \pm \frac{4 M }{D_{\text{сн}}}}{\pi(D + S_1)(S_1 - c)} =$ <p>Меридиональные мембранные напряжения в рабочих условиях (в сечении S0)</p> $\sigma_{\text{Ом.м}}^p = \frac{Q_{\text{л}} + F \pm \frac{4 M }{D_{\text{сн}}}}{\pi(D + S_0)(S_0 - c)} =$ <p>Окружные мембранные напряжения в рабочих условиях в сечении S0</p> $\sigma_{\text{Ом.о}}^p = \frac{pD}{2(S_0 - c)} =$ <p>Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях</p>	<p>118 МПа</p> <p>257 МПа</p> <p>10.87 МПа</p> <p>32.99 МПа</p> <p>66.67 МПа</p> <p>28.51 МПа</p>
					<p>3168-Т-7/1.00.00 РР</p>	<p>Лист</p> <p>13</p>

Ю.А. Яковлев

~~Р.И. Гудкевич~~

$$\sigma_R^p = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^p =$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_T^p = \frac{\beta_V M^p}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^p = 33.31 \text{ МПа}$$

Условия статической прочности фланца ($K_T = 1$)

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца при затяжке

$$\max \{ |\sigma_1^M + \sigma_R^M|; |\sigma_1^M + \sigma_T^M| \} = 140.1 \leq K_T K_S [\sigma]_M = 195 \text{ МПа}$$

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца в рабочих условиях

$$\max \{ |\sigma_1^p - \sigma_{M.M}^p + \sigma_R^p|; |\sigma_1^p - \sigma_{M.M}^p + \sigma_T^p|; |\sigma_1^p + \sigma_{M.M}^p| \} = 140.4 \leq K_T K_S [\sigma]_M = 180.8 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 при затяжке

$$\sigma_0^M = 238 \leq 1,3 [\sigma]_R = 507 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях

$$\max \{ |\sigma_0^p \pm \sigma_{M.M}^p|; |0,3\sigma_0^p \pm \sigma_{M.O}^p|; |0,7\sigma_0^p \pm (\sigma_{M.M}^p - \sigma_{M.O}^p)| \} = 290 \leq 1,3 [\sigma]_R = 469.9 \text{ МПа}$$

Расчётные мембранные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях

$$\max \{ |\sigma_{M.O}^p|; |\sigma_{M.M}^p| \} = 66.67 \leq [\sigma] = 120.5 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца при затяжке

$$\max \{ |\sigma_R^M|; |\sigma_T^M| \} = 30.85 \leq K_T [\sigma] = 130 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца в рабочих условиях

$$\max \{ |\sigma_R^p|; |\sigma_T^p| \} = 33.31 \leq K_T [\sigma] = 120.5 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta = M^p y_\phi \frac{E^{20}}{E} = 0.004969 \leq K_\theta [\theta] = 0.008625 \text{ рад}$$

где:

$$[\theta] = 0.008625 \text{ рад}, \quad K_\theta = 1$$

Расчёт фланцевого соединения на прочность и герметичность с учётом нагрузки, вызванной стеснённой температурными деформациями

Нагрузка, вызванная стеснённой температурными деформациями

$$Q_i = \gamma [\alpha_{\phi 1} h_1 (t_{\phi 1} - 20) + \alpha_{\phi 2} h_2 (t_{\phi 2} - 20) + \alpha_p h_p (t_p - 20) - \alpha_\sigma (h_1 + h_2 + h_p) (t_\sigma - 20)] = -1.209 \times 10^5 \text{ Н}$$

Расчётная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения

$$1.292 \times 10^6 \text{ Н}$$

Инв. № подл.	3128	Подп. и дата	Подп. и дата	Инв. №	Подп. и дата
Взам. инв.					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
					14
3168-Т-7/1.00.00 РР					

Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудкевич

$$P_{\text{el}} = \max \left\{ \begin{aligned} &\alpha_{\theta} \max \{Q_{\theta 1}, Q_{\theta 2}\} + \alpha F + R_n + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{cn}} \\ &\alpha_{\theta} \max \{Q_{\theta 1}, Q_{\theta 2}\} + \alpha F + R_n + \frac{4\alpha_M |M|}{D_{cn}} - Q_i \end{aligned} \right\} =$$

Расчётная нагрузка на шпильки при затяжке фланцевого соединения

$$P_6^H = \max\{P_{61}, P_{62}\} = 1.292\text{e}+06 \text{ H}$$

Расчётная нагрузка на шпильки фланцевых соединений в рабочих условиях

$$P_{\theta}^{\mathcal{P}} = P_{\theta}^{\mathcal{M}} + (1 - \alpha_{\theta}) \max \{Q_{\theta 1}, Q_{\theta 2}\} + (1 - \alpha) F + Q_i + \frac{4(1 - \alpha_{\mathcal{M}})|M|}{D_{\mathcal{M}}} = 6.653\text{e}+05 \text{ H}$$

Проверка прочности шпилек с учётом температурных деформаций

Расчётное напряжение в шпильках при затяжке

$$\sigma_{\sigma 1} = \frac{F_{\sigma}^N}{A_{\sigma}} = 130.5 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в шпильках в рабочих условиях

$$\sigma_{\theta 2} = \frac{P_{\theta}^y}{A_{\pi}} = 67.2 \text{ МПа}$$

где: Допускаемое напряжение для шпилек при затяжке

$$[\sigma]_{\text{ж}}^{\text{в}} = \xi K_{\text{вд}} K_{\text{вз}} K_{\text{вт}} [\sigma]_{\text{ж}}^{\text{в}} - 358.8 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для шпилек в рабочих условиях и при расчёте на условия испытания

$$[\sigma]_p^6 = K_{yp} K_{y3} K_{yr} [\sigma]_K = 292.5 \text{ МПа}$$

Коэффициент учёта нагрузки от температурных деформаций

$$K_{\text{ion}} = 1.3$$

Остальные коэффициенты, используемые при определении допускаемых напряжений для шпилек те же, что и при расчёте без учёта усилий, вызванных стеснённой температурными деформациями

Расчёт первого фланца на статическую прочность с учётом усилий, вызванных стеснённо-стью температурных деформаций

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке

$$M^m = C_F P_6^{m_1} b = 3.489\text{e}+07 \text{ H mm}$$

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

$$M^P = C_F \max \left\{ \left[P_6^P b + (Q_{\pi} + Q_{FM}) e \right]; |Q_{\pi} + Q_{FM}| e \right\} \quad 3.089\text{e}+07 \text{ H MM}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S1

$$\sigma_1^\pi = \frac{M^\pi}{\lambda(S_1 - c)^2 D} = 108.2 \text{ МПа}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0

$$\sigma_0^{\text{M}} = f\sigma_1^{\text{M}} = 235.6 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Инв. № подл.	<div>3128</div> <div><div></div><div></div><div></div><div></div><div></div></div> <div>3168-Т-7/1.00.00 РР</div> <div>Лист 15</div>	
Коэффициент учёта нагрузки от температурных деформаций	$K_{\text{тм}} =$					1.3
Остальные коэффициенты, используемые при определении допускаемых напряжений для шпилек те же, что и при расчёте без учёта усилий, вызванных стеснённой температурными деформаций						
Расчёт первого фланца на статическую прочность с учётом усилий, вызванных стеснённой температурных деформаций						
Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке	$M^{\text{м}} = C_F P_{\text{с}}^{\text{м}} b =$					3.489e+07 Н мм
Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях	$M^{\text{р}} = C_F \max \left\{ \left[P_{\text{с}}^{\text{р}} b + (Q_{\text{д}} + Q_{\text{фм}}) e \right]; Q_{\text{д}} + Q_{\text{фм}} e \right\} =$				3.089e+07 Н мм	
Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S1	$\sigma_1^{\text{м}} = \frac{M^{\text{м}}}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} =$				108.2 МПа	
Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0	$\sigma_0^{\text{м}} = f \sigma_1^{\text{м}} =$				235.6 МПа	
Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки					29.13 МПа	



Ю.А. Яковлев

 Р.И. Гудкевич

$$\sigma_R^M = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^M =$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M = 34.03 \text{ МПа}$$

Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях в сечении S1:

$$\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} = 95.75 \text{ МПа}$$

в сечении S0:

$$\sigma_0^P = f \sigma_1^P = 208.6 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_R^P = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^P = 25.79 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_T^P = \frac{\beta_Y M^P}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^P = 30.13 \text{ МПа}$$

Напряжения во фланце, не зависящие от усилий, вызванных стеснённой температурными деформациями, такие же, как при расчёте на статическую прочность без учёта температурных деформаций.

Условия статической прочности фланца ($K_T = 1.3$)

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца при затяжке

$$\max \{ |\sigma_1^M + \sigma_R^M|; |\sigma_1^M + \sigma_T^M| \} = 142.2 \leq K_T K_S [\sigma]_M = 253.5 \text{ МПа}$$

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца в рабочих условиях

$$\max \{ |\sigma_1^P - \sigma_{M.M}^P + \sigma_R^P|; |\sigma_1^P - \sigma_{M.M}^P + \sigma_T^P|; |\sigma_1^P + \sigma_{M.M}^P| \} = 115.6 \leq$$

$$K_T K_S [\sigma]_M = 244.7 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 при затяжке

$$\sigma_0^M = 235.6 \leq 1,3 [\sigma]_R = 507 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях

$$\max \{ |\sigma_0^P \pm \sigma_{M.M}^P|; |0,3\sigma_0^P \pm \sigma_{M.O}^P|; |0,7\sigma_0^P \pm (\sigma_{M.M}^P - \sigma_{M.O}^P)| \} = 236.9 \leq$$

$$1,3 [\sigma]_R = 489.4 \text{ МПа}$$

где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 при затяжке

$$[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K_T} [\sigma]_R = 390 \text{ МПа}$$

Инв. № подл.	3128	Подп. и дата	
Взам. инв.		Инв. №	
Подп. и дата		Подп. и дата	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись
			Дата
3168-Т-7/1.00.00 РР			Лист
			16

Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудкевич

где допустимая величина условных упругих напряжений в сечении S_0 в рабочих условиях

$$[\sigma]_0 = \frac{1,3}{K} [\sigma]_R = 376.5 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца при затяжке

$$\max \left\{ \left| \sigma_R^M \right|; \left| \sigma_T^M \right| \right\} = 34.03 \leq K_T [\sigma] = 169 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца в рабочих условиях

$$\max \{ |\sigma_R^p|; |\sigma_T^p| \} = 30.13 \leq K_T[\sigma] = 163.2 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta = M^* \gamma_{\phi} \frac{E^{20}}{E} = 0.004259 \leq K_{\theta}[\theta] = 0.008625 \text{ рад}$$

где:

$$[\theta] = 0.008625 \text{ рад} \quad K_{\theta} = 1$$

Расчёт второго фланца на статическую прочность

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке

$$M^m = C_F P_6^m b = 3.489\text{e}+07 \text{ H}_{\text{MM}}$$

Расчётный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях

$$M^P = C_F \max \left\{ \left[P_6^P b + (Q_n + Q_{FM}) e \right]; \left| Q_n + Q_{FM} \right| e \right\} \quad 3.089\text{e}+07 \text{ H mm}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S1

$$\sigma_1^m = \frac{M^m}{\lambda(S_1 - c)^2 D^*} = 120.5 \text{ МПа}$$

Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0

$$\sigma_0^{\text{nl}} = f\sigma_1^{\text{nl}} = 262.5 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_R^M = \frac{(1,33\beta_R h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^M \quad 29.13 \text{ МПа}$$

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки

$$\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M = 34.03 \text{ МПа}$$

Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях в сечении S1:

$$\sigma_1^p = \frac{M^p}{\lambda(S_1 - c)^2 D^*} = 106.7 \text{ MPa}$$

в сечении S0:

$$\sigma_0^p = f \sigma_1^p - 232.4 \text{ МПа}$$

Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_R^p = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^p = 25.79 \text{ МПа}$$

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата	<p>Меридиональное изгибное напряжение во втулке фланца в сечении S0</p> $\sigma_0^M = f \sigma_1^M =$ <p>262.5 МПа</p> <p>Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки</p> $\sigma_R^M = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^M =$ <p>29.13 МПа</p> <p>Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в условиях затяжки</p> $\sigma_T^M = \frac{\beta_Y M^M}{h^2 D} - \beta_Z \sigma_R^M =$ <p>34.03 МПа</p> <p>Расчётные меридиональные изгибные напряжения в рабочих условиях в сечении S1:</p> $\sigma_1^P = \frac{M^P}{\lambda (S_1 - c)^2 D^*} =$ <p>106.7 МПа</p> <p>в сечении S0:</p> $\sigma_0^P = f \sigma_1^P =$ <p>232.4 МПа</p> <p>Радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях</p> $\sigma_R^P = \frac{(1,33\beta_F h + l_0)}{\lambda h^2 l_0 D} M^P =$ <p>25.79 МПа</p>
					<div>3168-Т-7/1.00.00 РР</div>
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
					17

Ю.А. Яковлев Р.И. Гудков

Окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, плоского фланца и бурте свободного фланца в рабочих условиях

$$\sigma_T^p = \frac{\beta_y M^p}{h^2 D} - \beta_z \sigma_R^p = 30.13 \text{ МПа}$$

Условия статической прочности фланца ($K_T = 1.3$)

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца при затяжке

$$\max \{ |\sigma_1^m + \sigma_R^m|; |\sigma_1^m + \sigma_T^m| \} = 154.5 \leq K_T K_S [\sigma]_m = 253.5 \text{ МПа}$$

Расчётные общие мембранные и изгибные напряжения в сечении S1 фланца в рабочих условиях

$$\max \{ |\sigma_1^p - \sigma_{\text{м.м}}^p + \sigma_R^p|; |\sigma_1^p - \sigma_{\text{м.м}}^p + \sigma_T^p|; |\sigma_1^p + \sigma_{\text{м.м}}^p| \} = 126 \leq K_T K_S [\sigma]_m = 235 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 при затяжке

$$\sigma_0^m = 106.7 \leq 1.3 [\sigma]_R = 507 \text{ МПа}$$

Расчётные суммарные общие и местные мембранные и изгибные напряжения в сечении S0 в рабочих условиях

$$\max \{ |\sigma_0^p \pm \sigma_{\text{м.м}}^p|; |0.3\sigma_0^p \pm \sigma_{\text{м.о}}^p|; |0.7\sigma_0^p \pm (\sigma_{\text{м.м}}^p - \sigma_{\text{м.о}}^p)| \} = 265.4 \leq 1.3 [\sigma]_R = 469.9 \text{ МПа}$$

где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 при затяжке

$$[\sigma]_0 = \frac{1.3}{K_T} [\sigma]_R = 390 \text{ МПа}$$

где допускаемая величина условных упругих напряжений в сечении S0 в рабочих условиях

$$[\sigma]_0 = \frac{1.3}{K_T} [\sigma]_R = 361.5 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца при затяжке

$$\max \{ |\sigma_R^m|; |\sigma_T^m| \} = 34.03 \leq K_T [\sigma] = 169 \text{ МПа}$$

Расчётное напряжение в тарелке фланца в рабочих условиях

$$\max \{ |\sigma_R^p|; |\sigma_T^p| \} = 30.13 \leq K_T [\sigma] = 156.7 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца, плоского фланца или бурта свободного фланца в рабочих условиях

$$\theta = M^p y_\phi \frac{E^{20}}{E} \leq K_\theta [\theta]$$

$$0.004494 \text{ рад} \leq 0.008625 \text{ рад}$$

где:

$$[\theta] = 0.008625 \text{ рад}$$

$$K_\theta = 1$$

Фланцевое соединение отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ 34233.4-2017.

Ив. № подл.	3128	Подп. и дата	
Взам. инв.		Ив. №	
Подп. и дата			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись
			Дата
3168-Т-7/1.00.00 РР			Лист
			18

Ю.А. Яковлев

В.И. Гудкевич

1.2. Элементы теплообменных аппаратов

Расчёт на прочность по ГОСТ 34233.7-2017

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элементы кожухотрубчатого теплообменного аппарата с плавающей головкой или с компенсатором на плавающей головке

Режим: Рабочий

Аппарат с перегородками по межтрубному пространству

Аппарат с перегородками по трубному пространству

Трубы, закреплённые на всю толщину решётки

Исходные данные

Материал труб	08X18H10T, Труба
Материал решеток	08X18H10T, Поковка
Расчётная температура труб	T_r 200 °C
Расчётная температура решётки	T_p 200 °C
Максимально возможный перепад давлений, действующих на решётку	P_r 0.8 МПа
Допускаемое напряжение для материала решётки при температуре T_p	$[\sigma]_p$ 133 МПа
Количество труб в пучке	i_r 691
Половина длины трубы	l 3000 мм
Толщина стенки трубы	S_r 2 мм
Толщина трубной решётки	S_p 56 мм
Прибавка к толщине трубной решётки для компенсации коррозии и эрозии	C_{p12} мм
Прибавка к толщине трубной решётки для компенсации минусового допуска	C_{p20} мм
Прибавка технологическая к толщине трубной решётки	C_{p30} мм
Расчётная прибавка к толщине трубной решётки	C 2 мм
Диаметр отверстий под трубы в решётке	d_o 25.25 мм
Шаг расположения отверстий под трубы в решётке	t_p 32 мм
Диаметр окружности, вписанной в максимальную беструбную площадь	D_e 130 мм
Средний диаметр прокладки	D_{cp} 1048 мм
Диаметр утолщённой части решётки	D_b 995 мм
Толщина решётки в месте уплотнения под кольцевую прокладку	S_{pn} 46 мм
Расчётная температура перегородок в трубном пространстве	T_n 200 °C
Перепад давлений между ходами по трубному пространству	ΔP 0.05 МПа
Ширина паза под прокладку под перегородку в трубном пространстве	b_n 12 мм
Расстояние между осями рядов отверстий с двух сторон от паза	t_n 44 мм

Результаты расчёта

Необходимая толщина решётки в зоне перфорации:

$$S_p = \frac{D_{cp}}{4.2} \sqrt{\frac{P_r}{\phi_E [\sigma]_p}} + C = 35.39 \text{ мм}$$

где:

Эффективный коэффициент ослабления: 0.3359

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подп. и дата	3128				Лист
					3168-Т-7/1.00.00 РР				
					Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	

 А. Яковлев

 Р. Гудкевич

1.3. Плавающая головка

Расчёт на прочность по ГОСТ 34233.7-2017

Расчёт выполнен с помощью пакета прикладных программ расчёта на прочность элементов сосудов, аппаратов и трубопроводов PVP Design (Свидетельство о государственной регистрации 2008614973)

Элемент: Плавающая головка

Режим: Рабочий

ТРГ на зубчатом основании прокладка

Шпильки

Привалочная поверхность без шипа

Сферическая неотбортованная крышка

Стальные трубы, закреплённые на всю толщину решётки

Затяжка с контролем по крутящему моменту

Решётка без канавки под перегородку

Исходные данные

Материал крышки	08X18H10T, Лист		
Материал фланца крышки	08X18H10T, Поковка		
Материал решётки	08X18H10T, Поковка		
Материал полукольца	08X18H10T, Лист		
Материал и диаметр болтов (шпилек)	08X15H24B4TP, Diam = 1-M20		
Материал прокладки			
Внутренний диаметр фланца	D	964	мм
Наружный диаметр фланца	D_n	1075	мм
Толщина тарелки фланца на крышке	h	70	мм
Радиус кривизны днища сферической неотбортованной крышки	R_c	900	мм
Толщина доннышка плавающей головки	$s_{плл}$	12	мм
Диаметр окружности расположения болтов	D_b	1030	мм
Наружный диаметр болта (шпильки)	d	20	мм
Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра	f_b	225	мм ²
Число болтов (шпилек)	n	44	
Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта	$L_{\phi 0}$	178	мм
Диаметр отверстия под болт (шпильку)	d_{ϕ}	23	мм
Наружный диаметр прокладки	D_{nn}	990	мм
Ширина прокладки	b_n	12	мм
Наименьший диаметр утонённой части решётки	D_B	962	мм
Расстояние от точки приварки сегмента до средней линии фланца	e_1	25	мм
Толщина трубной решётки в зоне перфорации	s_p	56	мм
Диаметр отверстия в решётке	d_o	25.25	мм
Шаг расположения отверстий в решётке	t_p	32	мм

Инв. № подл.	3128	Подп. и дата	Инв. №	Взам. инв.	Подп. и дата					Лист
										21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3168-Т-7/1.00.00 PP					

Ю.А. Яковлев Р.И. Гудкевич

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. №	Подп. и дата
3128				

Толщина стенки трубы	δ_T	2	мм
Диаметр сечения полукольца плавающей головки, имеющего наименьшую толщину	D_p	994	мм
Толщина полукольца	T	70	мм
Толщина наименьшего сечения полукольца	t	35	мм
Температура в межтрубном пространстве	T_M	200	°C
Температура в трубном пространстве	T_T	100	°C
Температура фланца крышки	$T_{\Phi M}$	200	°C
Температура крышки	$T_{кр}$	200	°C
Температура решётки	T_p	200	°C
Температура полукольца	$T_{\text{нк}}$	200	°C
Температура болтов (шпилек)	T_b	200	°C
Максимально возможный перепад давлений, действующий на плавающую головку изнутри	$\Delta P_{\text{внут}}$	0.8	МПа
Максимально возможный перепад давлений, действующий на плавающую головку снаружи	$\Delta P_{\text{нар}}$	0.8	МПа
Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при расчётной температуре	$[\sigma]_b^T$	221	МПа
Номинальное допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке	$[\sigma]_b^T$	231	МПа
Модуль продольной упругости материала болта (шпильки) при температуре 20°C	E_b^{20}	2.23e+05	МПа
Прокладочный коэффициент	m	2.5	
Удельное давление обжатия прокладки	$q_{\text{обж}}$	10	МПа
Допускаемое напряжение для фланца крышки плавающей головки при расчётной температуре	$[\sigma]$	133	МПа
Допускаемое напряжение для фланца крышки плавающей головки при затяжке	$[\sigma]$	159.5	МПа
Прибавка для крышки для компенсации коррозии и эрозии с учётом двухсторонней коррозии		2	мм
Прибавка для крышки для компенсации минусового допуска	$C_{кр_2}$	1	мм
Прибавка для крышки технологическая	$C_{кр_3}$	0	мм
Расчётная прибавка для крышки	$C_{кр}$	3	мм
Допускаемое напряжение для материала сферического сегмента	$[\sigma]_b$	140	МПа
Допускаемое напряжение для материала сферического сегмента при 20°C	$[\sigma]_b$	168	МПа
Модуль продольной упругости материала крышки при температуре 20°C	E^{20}	2e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала крышки при расчётной температуре	E	1.97e+05	МПа
Коэффициент прочности швов сварного сферического сегмента	φ	1	
Коэффициент прочности кольцевого сварного шва по краю днища	φ	1	
Прибавка для полукольца для компенсации коррозии и эрозии с учётом двухсторонней коррозии	$C_{\text{нк_1}}$	2	мм
Прибавка для полукольца для компенсации минусового допуска	$C_{\text{нк_2}}$	1	мм
Прибавка для полукольца технологическая	$C_{\text{нк_3}}$	0	мм

					3168-Т-7/1.00.00 РР	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудкевич

Двусторонняя прибавка для полукольца	$c_{\text{нх}}$	3	мм
Прибавка для решётки для компенсации коррозии и эрозии с учётом двусторонней коррозии	c_{p_1}	2	мм
Прибавка для решётки для компенсации минусового допуска	c_{p_2}	0	мм
Прибавка для решётки технологическая	c_{p_3}	0	мм
Двусторонняя прибавка для решётки	c_p	2	мм
Допускаемое напряжение для материала решётки теплообменного аппарата	$[\sigma]_p$	133	МПа
Допускаемое напряжение для материала полукольца при расчётной температуре	$[\sigma]_t$	140	МПа
Допускаемое напряжение для материала полукольца при 20°C	$[\sigma]_t$	168	МПа

Результаты расчёта

Эффективная ширина прокладки:

$$b_0 = \begin{cases} b_n & - \text{при } b_n \leq 15 \text{ мм} \\ 3.8 \sqrt{b_n} & - \text{при } b_n > 15 \text{ мм} \end{cases} = 12 \text{ мм}$$

Параметр длины обечайки:

$$l_0 = \sqrt{D s_1} = 107.6 \text{ мм}$$

Ширина кольца жёсткости у сферического днища или крышки:

$$a_{\text{ж}} = 0.5(D_{\text{еж}} - D) = 55.5 \text{ мм}$$

Расстояние от окружности расположения болтов до внутренней поверхности фланца:

$$e_2 = \frac{(D_b - D)}{2} = 33 \text{ мм}$$

Расстояние от окружности расположения болтов до линии действия реакции прокладки

$$e_3 = \frac{(D_b - D_{\text{ф}})}{2} = 26 \text{ мм}$$

Средний диаметр прокладки

$$D_{\text{ф}} = 978 \text{ мм}$$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке

$$P_{\text{сбж}} = 0.5 \pi D_{\text{сн}} b_0 q_{\text{сбж}} = 1.843 \text{e}+05 \text{ Н}$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения

$$R_n = \pi D_{\text{сн}} b_0 m p = 7.374 \text{e}+04 \text{ Н}$$

Расчётная толщина трубной решётки

$$s_p^p = \frac{D_{\text{сн}}}{4.2} \sqrt{\frac{p_p}{\varphi_s [\sigma]_p}} = 31.16 \text{ мм}$$

Минимальная толщина трубной решётки в месте уплотнения под кольцевую прокладку

$$s_{\text{рн}} \geq \max \left\{ 0.71 \sqrt{\frac{p_p D_{\text{сн}}}{[\sigma]_p} (D_{\text{сн}} - D_b)}; 0.5 D_{\text{сн}} \frac{p_p}{[\sigma]_p} \right\} + c = 8.888 \text{ мм}$$

Подп. и дата	Инов. №	Взам. инв.	Подп. и дата	Инов. № подл.	3128
3168-Т-7/1.00.00 РР					Лист
					23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудков

0.8 МПа

0 mm/H

8.57e-08 mm/H

189.2 mm

1.278e-10 1/H MM

0.6289

0.2891

26 mm

1.502

98.58 МПа

68.12 МПа

6.007e+05 H

9.76e+05 H

9.148e+05 H

Ю.А. Яковлев Р.И. Гудков

9.76e+05 H

$$P_6^M = \max\{P_{61}; P_{62}\} =$$

6.744e+05 H

$$P_{\theta}^N = P_{\theta}^M + (1 - \alpha) Q_{\theta} =$$

9900 mm²

$$A_2 =$$

$$\beta = 0,5 + \frac{\operatorname{tg} \psi}{\chi_{*} \frac{4A_{*}}{D(s_1 - c)} \sqrt{1 - \frac{M}{[M]}} + 3 \sqrt{\frac{s_1 - c}{D}} \left[\frac{1}{\sqrt{\cos \psi}} \right]} =$$

1.655

1.832e+06 H_{MM}

$$M = \left| p \frac{\pi D^2}{4} (e_2 - e_1 \operatorname{tg} \psi) + R_{\pi} e_3 \right| =$$

3.327e+07 H MM

$$[M] = \frac{\pi[\sigma]_x(a-d_6)h^2}{2} =$$

1.57 МПа

$$[p_1] = \frac{2(s_1 - c)\phi[\sigma]_1}{D\beta + (s_1 - c)} =$$

2.772 МПа

$$[p_2] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]_1}{R_c + (s_1 - c)} =$$

1.57 МПа

$$[p] = \min \{ [p_1]; [p_2] \} =$$

2.772 МПа

$$[p]_p = \frac{2(s_1 - c)[\sigma]_1}{R_c + (s_1 - c)} =$$

1.806 МПа

$$[p]_E = \frac{K_c}{n_y} E \left(\frac{s_1 - c}{R_c} \right)^2 =$$

0.22

$$K_{\epsilon} =$$

1.513 МПа

Подп. и дата	Допускаемое избыточное давление из условий прочности центральной зоны					$[p_2] = \frac{2(s_1 - c)\varphi [\sigma]_1}{R_c + (s_1 - c)} =$	2.772 МПа																		
Инв. №	Допускаемое избыточное давление из условий прочности днища (крышки)					$[p] = \min \{ [p_1]; [p_2] \} =$	1.57 МПа																		
Взам. инв.	Допускаемое наружное давление из условий прочности центральной зоны крышки (днища)					$[p]_p = \frac{2(s_1 - c)[\sigma]_1}{R_c + (s_1 - c)} =$	2.772 МПа																		
Подп. и дата	Допускаемое наружное давление из условий упругой устойчивости крышки (днища)					$[p]_B = \frac{K_c}{n_y} E \left(\frac{s_1 - c}{R_c} \right)^2 =$	1.806 МПа																		
Инв. № подл.	Коэффициент К					$K_c =$	0.22																		
3128	Допускаемое наружное давление для днища (крышки)						1.513 МПа																		
<table><tr><td>Изм.</td><td>Лист</td><td>№ докум.</td><td>Подпись</td><td>Дата</td><td rowspan="3">3168-Т-7/1.00.00 РР</td><td>Лист</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td>25</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>							Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3168-Т-7/1.00.00 РР	Лист						25						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3168-Т-7/1.00.00 РР	Лист																			
						25																			


Ю.А. Яковлев

Р.И. Гудкевич

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_p}{[p]_g}\right)^2}} =$$

Косинус угла между касательной к сферическому сегменту в краевой зоне днища крышки плавающей головки и вертикальной осью

$$\cos \psi = \frac{D}{2R_c} = 0.5356$$

Тангенс угла между касательной к сферическому сегменту в краевой зоне днища крышки плавающей головки и вертикальной осью

$$\operatorname{tg} \psi = \sqrt{\left(\frac{2R_c}{D}\right)^2 - 1} = 1.577$$

Отношение допускаемых напряжений для кольца и днища

$$\chi_k = \frac{[\sigma]_k}{[\sigma]_l} = 0.95$$

Площадь поперечного сечения кольца (фланца)

$$A_k = (a - d_e)h = 2275 \text{ мм}^2$$

Эффективный коэффициент ослабления решётки

$$\varphi_g = 1 - \frac{d_g}{t_p} = 0.3359$$

Коэффициент

$$K_{pk} = \frac{D_s}{D_p} = 1.081$$

Коэффициент (К.7) ГОСТ 34233.4-2017

$$\beta_y = \frac{1}{K-1} \left(0.69 + 5.72 \frac{K^2 \lg K}{K^2 - 1} \right) = 24.93$$

Эффективный диаметр отверстия в трубной решётке

$$d_g = d_0 - 2s_T = 21.25 \text{ мм}$$

Расчётная толщина полукольца в рабочих условиях

$$T > \sqrt{\frac{P_g (D_{ок} - D_p) \beta_y}{2D_p [\sigma]_t}} + c$$

$$70 \text{ мм} > 49.64 \text{ мм}$$

Расчётная толщина полукольца в условиях монтажа

$$T > \sqrt{\frac{P_g (D_{ок} - D_p) \beta_y}{2D_p [\sigma]_t}} + c$$

$$70 \text{ мм} > 54.22 \text{ мм}$$

Расчётная толщина наименьшего сечения полукольца в рабочих условиях

$$t = \max \left\{ \frac{P_g}{0.8\pi D_p [\sigma]_t}; 26 \text{ мм} \right\} + c = 29 \text{ мм}$$

Расчётная толщина наименьшего сечения полукольца в условиях монтажа

29 мм

Ив. № подл.	3128	Подп. и дата	
Взам. инв.		Ив. №	
Подп. и дата			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись
			Дата
3168-Т-7/1.00.00 РР			
Лист			
26			

Ю.А. Яковлев Р.И. Гудкович

$$t = \max \left\{ \frac{P_6^M}{0,8\pi D_p [\sigma]_t}; 26 \text{ мм} \right\} + c =$$

Коэффициент условий работы

$$K_{y.p.} = 1$$

Коэффициент условий затяжки болтов (шпилек)

$$K_{y.z.} = 1.1$$

Коэффициент учёта нагрузки от температурных деформаций

$$K_{yt} = 1$$

Допускаемое напряжение для болтов (шпилек) при затяжке

$$[\sigma]_M = \xi K_{yp} K_{yz} K_{yt} [\sigma]_N = 304.9 \text{ МПа}$$

Плавающая головка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ 34233.7-2017.

Ив. № подл.	Подп. и дата	Ив. №	Подп. и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подп. и дата	Ив. № подл.	3128
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3168-Т-7/1.00.00 РР			Лист
								27

Ю.А. Яковлев Р.И. Гудкевич