АО «ВНИИНЕФТЕМАШ»

ОАО «Славнефть-ЯНОС»

Установка производства серы и регенерации сульфидсодержащих стоков

Котел-утилизатор
поз. 20/30КУ-3N

Расчеты

20/30КУ-3N-2470.00.00.000 РР

Москва
2018 г.

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

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВЫПОЛНЕН В СООТВЕТСТВИИ С:

ГОСТ Р 52857.1-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования».
ГОСТ Р 52857.2-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек».
ГОСТ Р 52857.3-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер».
ГОСТ Р 52857.4-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений».
ГОСТ Р 52857.5-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок».
ГОСТ 52857.7-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты».
ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Расчет на прочность и плотность арматурных фланцев.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ВЫПОЛНЕН С ПОМОЩЬЮ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

1. Расчет корпуса котла при внутреннем давлении 5
1.1. Цилиндрическая обечайка корпуса DN1600 5
1.2. Неподвижная трубная решетка 7
1.3. Седловая опора (неподвижная) 15
1.4. Седловая опора (подвижная) 20
1.5. Штуцера Q1, Q2, Q3 DN85 25
1.6. Штуцера R1, R2, R3 DN50 28
1.7. Патрубки штуцеров R1, R2, R3 DN50 30
1.8. Отводы 1 R1, R2, R3 DN50 31
1.9. Патрубки 2 штуцеров R1, R2, R3 DN50 36
1.10. Отводы 2 R1, R2, R3 DN50 37
1.11. Штуцер H DN50 42
1.12. Патрубок штуцера H DN50 45
1.13. Фланец штуцера H DN50 PN63 46
1.14. Штуцер F DN25 52
1.15. Фланец штуцера F DN25 PN63 54
1.16. Штуцер G DN50 60
1.17. Фланец штуцера G DN50 PN63 63
1.18. Цилиндрическая обечайка выходной камеры 69
1.19. Штуцер P DN50 71
1.20. Фланец штуцера P DN50 PN63 73
1.21. Крышка штуцера P DN50 PN63 77
1.22. Штуцер T DN25 79
2. Расчет корпуса котла при внешнем давлении 81
2.1. Цилиндрическая обечайка корпуса DN1600 81
2.2. Неподвижная трубная решетка 83
2.3. Седловая опора (неподвижная) 91
2.4. Седловая опора (подвижная) 96
2.5. Штуцера Q1, Q2, Q3 DN85 101
2.6. Штуцера R1, R2, R3 DN50 104
2.7. Патрубки штуцеров R1, R2, R3 DN50 106
2.8. Отводы 1 R1, R2, R3 DN50 108
2.9. Патрубки 2 штуцеров R1, R2, R3 DN50 113
2.10. Отводы 2 R1, R2, R3 DN50 115
2.11. Штуцер H DN50 120
2.12. Патрубок штуцера H DN50 123
2.13. Штуцер F DN25 125
2.14. Штуцер G DN50 127
2.15. Цилиндрическая обечайка выходной камеры 130
2.16. Штуцер P DN50 132
2.17. Штуцер T DN25 134
3. Расчет барабана котла при внутреннем давлении 136
3.1. Эллиптическое днище барабана DN1000 136
3.2. Цилиндрическая обечайка барабана DN1000 137
3.3. Штуцера Q1, Q2, Q3 DN85 139
3.4. Штуцера R1, R2, R3 DN50 142
3.5. Патрубки штуцеров R1, R2, R3 DN50 144
3.6. Штуцера L1 и L3 DN50 145
3.7. Штуцера M1, M3, M5 DN50 147
3.8. Штуцера L2 и L4 DN50 149

3.9. Штуцера M2, M4, M6 DN50 151
3.10. Штуцер O1 DN50 153
3.11. Штуцер O2 DN50 155
3.12. Штуцер C DN50 157
3.13. Патрубок штуцера C DN50 160
3.14. Фланец штуцера C DN50 PN63 161
3.15. Штуцер E DN32 167
3.16. Трубка штуцера E DN32 169
3.17. Фланец штуцера E DN32 PN63 170
3.18. Штуцер D DN50 176
3.19. Фланцы штуцеров D DN50 PN63 179
3.20. Штуцера K1, K2, K3, J DN50 185
3.21. Патрубки штуцеров K1, K2, K3, J DN50 187
3.22. Штуцер I1 DN50 188
3.23. Фланец штуцера I1 DN50 PN63 190
3.24. Штуцер люк-лаза MH DN450 194
3.25. Фланец люк-лаза MH DN450 PN63 197
3.26. Крышка люк-лаза MH DN450 PN63 201
4. Расчет барабана котла при внешнем давлении 203
4.1. Эллиптическое днище барабана DN1000 203
4.2. Цилиндрическая обечайка барабана DN1000 205
4.3. Штуцера Q1, Q2, Q3 DN85 207
4.4. Штуцера R1, R2, R3 DN50 210
4.5. Трубы штуцеров R1, R2, R3 DN50 212
4.6. Штуцера L1 и L3 DN50 214
4.7. Штуцера M1, M3, M5 DN50 216
4.8. Штуцера L2 и L4 DN50 218
4.9. Штуцера M2, M4, M6 DN50 220
4.10. Штуцер O1 DN50 222
4.11. Штуцер O2 DN50 224
4.12. Штуцер C DN50 226
4.13. Патрубок штуцера C DN50 229
4.14. Штуцер E DN32 231
4.15. Патрубок штуцера E DN32 233
4.16. Штуцер D DN50 235
4.17. Штуцера K1, K2, K3, J DN50 238
4.18. Патрубки штуцеров K1, K2, K3, J DN50 240
4.19. Штуцер I1 DN50 242
4.20. Эллиптическое днище барабана DN1000 244
4.21. Штуцер люк-лаза MH DN450 246
Лист регистрации изменений 249

1. Расчет корпуса котла при внутреннем давлении

1.1. Цилиндрическая обечайка корпуса DN1600

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления - изгибающего момента.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Лист

Расчётная температура	T	300	ºC
Расчётное давление в сосуде	P	4.51	МПа
Расчётный изгибающий момент	M	2.944e+07	Н·мм
Расчётное поперечное усилие	Q	5.181e+04	Н
Внутренний диаметр обечайки	D	1600	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	3780	мм
Расчётная длина обечайки	L	4322	мм
Толщина стенки обечайки	S	36	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	4.1	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	119	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.71e+05	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 30.9 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 35 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S-C)}{D+(S-C)} =$$ 4.652 МПа

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия местной устойчивости в пределах упругости

$$[F]_{E1} = \frac{31\cdot 10^{-5}E}{n_y}D^2\left[\frac{100(S-C)}{D}\right]^{2.5} =$$ 3.174e+08 Н

Допускаемое осевое усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$[F]_E = \mathrm{Min}\{[F]_{E1};[F]_{E2}\} =$$ 3.174e+08 Н

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности

$$[F]_п = \pi(D+S-C)(S-C)[\sigma] =$$ 1.946e+07 Н

Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости в пределах упругости

$$[M]_E = \frac{89\cdot 10^{-6}E}{n_y}D^3\left[\frac{100(S-C)}{D}\right]^{2,5} =$$ 1.451e+11 Н·мм

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности

$$[M]_п = \frac{\pi D(D+S-C)(S-C)[\sigma]}{4} =$$ 7.785e+09 Н·мм

Допускаемый изгибающий момент

$$[M] = \frac{[M]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[M]_п}{[M]_E}\right)^2}} =$$ 7.774e+09 Н·мм

Допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$[Q]_E = \frac{2.4E(S-C)^2}{n_y}\left[0.18+3.3\frac{D(S-C)}{L^2}\right] =$$ 3.132e+07 Н

Допускаемое поперечное усилие из условия прочности

$$[Q]_п = \frac{\pi D(S-C)[\sigma]}{4} =$$ 4.77e+06 Н

Допускаемое перерезывающее усилие

$$[Q] = \frac{[Q]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[Q]_п}{[Q]_E}\right)^2}} =$$ 4.716e+06 Н

Условие устойчивости (п.5.3.7 ГОСТ Р 52857.2-2007)

$$\frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 =$$ 0.003908< 1

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 104.9 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

1.2. Неподвижная трубная решетка

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.7–2007.

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 неподвижными трубными решетками.
Режим: Рабочий.
Аппарат с перегородками по межтрубному пространству.
Аппарат без перегородок по трубному пространству.

Решетка, вваренная в кожух.
Крепление труб к решетке развальцовкой с обваркой.
Трубы развальцованные в пазы при наличии одного паза.
Специальная проверка жесткости решеток не нужна.

Исходные данные

Материал кожуха	20КА, Лист
Материал труб	Сталь20, Труба
Материал решеток	20КА, Поковка

Средняя температура стенки кожуха	$t_к$	252.7	ºС
Средняя температура труб	$t_т$	260.4	ºС
Расчётная температура кожуха	$T_к$	300	ºС
Расчётная температура труб	$T_т$	300	ºС
Расчётная температура решетки	$T_р$	375	ºС
Расчётное давление в межтрубном пространстве	$P_м$	0.3	МПа
Расчётное давление в трубном пространстве	$P_т$	4.51	МПа
Максимально возможный перепад давлений, действующих на решетку	$P_г$	4.51	МПа
Количество циклов нагружения за расчётный срок службы	N	2000	
Модуль продольной упругости материала кожуха	$E_к$	1.755e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала фланцев кожуха	E_1	1.595e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала камеры	E_d	1.71e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала труб	$E_т$	1.745e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала решетки	$E_р$	1.595e+05	МПа
Коэффициент линейного расширения материала кожуха при температуре $t_к$	$\alpha_к$	1.285e-05	1/ºС
Коэффициент линейного расширения материала труб при температуре $t_т$	$\alpha_т$	1.29e-05	1/ºС
Допускаемое напряжение для материала кожуха при температуре $T_к$	$[\sigma]_к$	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала труб при температуре $T_т$	$[\sigma]_т$	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала решетки при температуре $T_р$	$[\sigma]_р$	98	МПа
Допускаемая амплитуда напряжений для материала кожуха при температуре $T_к$	$[\sigma_a]_к$	460.5	МПа
Допускаемая амплитуда напряжений для материала труб при температуре $T_т$	$[\sigma_a]_т$	460.5	МПа
Допускаемая амплитуда напряжений для материала решетки при температуре $T_р$	$[\sigma_a]_р$	437	МПа
Внутренний диаметр кожуха	D	1600	мм

Толщина стенки кожуха	$S_к$	36	мм
Толщина стенки кожуха в месте приварки решетки (для приваренных в стык фланцев – $S_1 = S_э$ по ГОСТ Р 52857.4–2007)	S_1	36	мм
Прибавка к толщине стенки кожуха для компенсации коррозии и эрозии	Ск1	3	мм
Прибавка к толщине стенки кожуха для компенсации минусового допуска	Ск2	1	мм
Прибавка технологическая к толщине стенки кожуха	Ск3	0	мм
Расчётная прибавка к толщине стенки кожуха	$C_к$	4	мм
Толщина тарелки фланца кожуха (для решеток вваренных в кожух – $h_1 = S_{1р}$)	h_1	40	мм
Ширина тарелки фланца кожуха (для решеток вваренных в кожух – $b_1 = (D_н-D)/2$)	b_1	36	мм
Радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха ($(D_н+D)/4$)	R_1	816	мм
Толщина стенки камеры в месте приварки решетки (для приваренных в стык фланцев – $S_2 = S_э$ по ГОСТ Р 52857.4–2007)	S_2	36	мм
Толщина тарелки фланца камеры (для решеток вваренных в кожух – $h_2 = S_{1р}$)	h_2	40	мм
Ширина тарелки фланца камеры (для решеток вваренных в кожух – $b_2 = 0$)	b_2	0	мм
Радиус центра тяжести тарелки фланца камеры ($(D_н+D)/4$)	R_2	816	мм
Количество труб в пучке	$i_т$	337	
Половина длины трубы	l	1850	мм
Наружный диаметр трубы	$d_т$	50	мм
Толщина стенки трубы	$S_т$	3	мм
Расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы	a_1	620	мм
Толщина трубной решетки	$S_р$	40	мм
Толщина трубной решетки в сечении канавки под перегородку	$S_п$	40	мм
Толщина трубной решетки в зоне кольцевой канавки	$S_{р1}$	40	мм
Прибавка к толщине трубной решетки для компенсации коррозии и эрозии	Ср1	6	мм
Прибавка к толщине трубной решетки для компенсации минусового допуска	Ср2	0	мм
Прибавка технологическая к толщине трубной решетки	Ср3	0	мм
Расчётная прибавка к толщине трубной решетки	C	6	мм
Диаметр отверстий под трубы в решетке	$d_о$	50.5	мм
Шаг расположения отверстий под трубы в решетке	$t_р$	65	мм
Глубина развальцовки труб	$l_в$	29	мм
Высота сварного шва в месте приварки трубы к решетке	δ	3	мм
Диаметр окружности, вписанной в максимальную беструбную площадь	D_e	200	мм
Эффективный коэффициент концентрации напряжений в месте приварки решетки	$K_σ$	1.7	
Максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой	$l_{1г}$	900	мм
Максимальный пролет трубы между перегородками	$l_{2г}$	895	мм

Результаты расчёта

Внутренний радиус кожуха:

$$a = \frac{D}{2} = \qquad 800 \text{ мм}$$

Относительная характеристика беструбного края:

$$m_н = a / a_1 =$$ 1.29

Коэффициент влияния давления в межтрубном пространстве на трубную решетку:

$$\eta_M = 1 - \frac{i d_T^2}{4 a_1^2} =$$ 0.4521

Коэффициент влияния давления в трубном пространстве на трубную решетку:

$$\eta_T = 1 - \frac{i (d_T - 2 S_T)^2}{4 a_1^2} =$$ 0.5757

Коэффициент ослабления трубной решетки:

$$\varphi_p = 1 - \frac{d_o}{t_o} =$$ 0.2231

Коэффициент жесткости перфорированной плиты:

$$\psi_o =$$ 0.2757

Модуль упругости основания (системы труб):

$$K_y = \frac{E_T (\eta_T - \eta_M)}{l} =$$ 11.66 Н/мм^3

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха:

$$\rho = \frac{K_y a_1 l}{E_н S_н} =$$ 2.117

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы-кожух:

$$K_q =$$ 1

$$K_p =$$ 1

Приведенное давление:

$$P_o = [\alpha_k (t_k - t_o) - \alpha_T (t_T - t_o)] K_y l + \\ + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_н (m_н + 0.5 \rho K_q)] P_T - \\ + [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_н (m_н + 0.3 \rho K_p)] P_M =$$ 10.01

где:

$$m_{cp} = 0.15 \frac{i (d_T - S_T)^2}{a_1^2} =$$ 0.2905

Коэффициент системы решетка - трубы:

$$\beta = \frac{1.82}{S_p} \sqrt[4]{\frac{K_y S_p}{\psi_o E_p}} =$$ 0.0146 1/мм

Коэффициент системы кожух-решетка камеры:

$$\beta_1 = \frac{1.3}{\sqrt{a S_1}} =$$ 0.00766 1/мм

Коэффициент системы обечайка-фланец камеры:

$$\beta_2 = \frac{1.3}{\sqrt{a S_2}} =$$ 0.00766 1/мм

Жесткость фланцевого соединения при изгибе:

$$K_ф = K_{ф1} + K_{ф2} =$$ 2.55e+07 Н·мм/мм

где:

$$K_{ф1} = \frac{E_1 h_1^3 b_1}{12 R_1^2} + K_1 (1 + \frac{\beta_1 h_1}{2}) =$$ 1.294e+07 Н·мм/мм

$$K_{ф2} = \frac{E_2 h_2^3 b_2}{12 R_2^2} + K_2 (1 + \frac{\beta_2 h_2}{2}) =$$ 1.256e+07 Н·мм/мм

$$K_1 = \frac{\beta_1 a E_K S_1^3}{5.5 R_1} =$$ 1.118e+07 Н·мм/мм

$$K_2 = \frac{\beta_2 a E_D S_2^3}{5.5 R_2} =$$ 1.089e+07 Н·мм/мм

Коэффициент влияния давления на изгиб фланцев:

$$m_1 = \frac{1 + \beta_1 h_1}{2 \beta_1^2} =$$ 1.113e+04 мм^2

Коэффициент влияния давления на изгиб фланцев:

$$m_2 = \frac{1 + \beta_2 h_2}{2 \beta_2^2} =$$ 1.113e+04 мм^2

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения:

$$\rho_1 = \frac{K_y a a_1}{\beta^2 K_{ф} R_1} =$$ 1.303

Приведенный безразмерный радиус трубного пучка:

$$\varpi = \beta a_1 =$$ 9.053

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края решетки и поддерживающее влияние труб:

$$\Phi_1 =$$ 13.44

$$\Phi_2 =$$ 9.254

$$\Phi_3 =$$ 13.16

Коэффициент T_1:

$$T_1 = \Phi_1 [m_н + 0.5(1 + m_н t)(t - 1)] =$$ 191.3

Коэффициент T_2:

$$T_2 = \Phi_2 t =$$ 43.3

Коэффициент T_3:

$$T_3 = \Phi_3 m_н =$$ 16.97

где:

$$t = 1 + 1.4 \varpi (m_н - 1) =$$ 4.68

Изгибающий момент, распределенный по краю трубной решетки:

$$M = (\frac{a_1}{\beta}) \frac{P_1 (T_1 + \rho K_q) - P_o T_2}{(T_1 + \rho K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2} =$$ -1.834e+04 Н·мм/мм

Перерезывающая сила, распределенная по краю трубной решетки:

$$Q = a_1 \frac{P_o (T_3 + \rho_1) - P_1 T_2}{(T_1 + \rho K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2} =$$ 92.02 Н/мм

где:

$$P_1 = \frac{K_y}{\beta K_\Phi}(m_1 P_M - m_2 P_T) =$$ -1.467 МПа

Изгибающий момент, распределенный по периметру перфорированной зоны решетки:

$$M_a = M + (a - a_1)Q =$$ -1776 Н·мм/мм

Перерезывающая сила, распределенная по периметру перфорированной зоны решетки:

$$Q_a = m_n Q =$$ 118.7 Н/мм

Осевая сила, действующая на трубу:

$$N_T = \frac{\pi a_1}{i}[(\eta_M P_M - \eta_T P_T)a_1 + \Phi_1 Q_a + \Phi_2 \beta M_a] =$$ -984.1 Н

Изгибающий момент, действующий на трубу:

$$M_T = \frac{E_T J_T \beta}{K_y a_1 l_{np}}(\Phi_2 Q_a + \Phi_3 \beta M_a) =$$ 1.093e+05 Н·мм

где:

$$l_{np} =$$ 300 мм

Осевая сила, распределенная по периметру кожуха:

$$Q_K = \frac{a}{2}P_T - Q =$$ 1712 Н/мм

Изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха:

$$M_K = \frac{K_1}{\rho_1 K_\Phi \beta}(T_2 Q_n + T_3 \beta M) - \frac{P_M}{2\beta_1^2} =$$ -1.547e+04 Н·мм/мм

Осевая сила, действующая на кожух:

$$F = \pi D Q_K =$$ 8.605e+06 Н

Расчётное изгибное напряжение в трубной решетке в месте соединения с кожухом:

$$\sigma_{P1} = \frac{6|M|}{(S_{1P} - C)^2} =$$ 95.19 МПа

Расчётное касательное напряжение в трубной решетке в месте соединения с кожухом:

$$\tau_{P1} = \frac{|Q|}{(S_{1P} - C)} =$$ 2.707 МПа

Максимальный расчётный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки:

$$M_{max} = \begin{Bmatrix} A\frac{|Q_a|}{\beta} \text{ при } -1.0 \le \frac{\beta M_a}{Q_a} \le 1.0 \\ B|M_a| \text{ при } \frac{\beta M_a}{Q_a} < -1.0 \text{ и } \frac{\beta M_a}{Q_a} > 1.0 \end{Bmatrix} =$$ 2457

где:

$$A\left(\omega, \frac{\beta M_a}{Q_a}\right) =$$ 0.3021

Расчётное изгибное напряжение в перфорированной части трубной решетки:

$$\sigma_{P2} = \frac{6M_{max}}{\varphi_P (S_P - C)^2} =$$ 57.16 МПа

Расчётное касательное напряжение в перфорированной части трубной решетки:

$$\tau_{P2} = \frac{|Q_a|}{\varphi_P (S_P - C)} =$$ 15.66 МПа

Мембранные напряжения в меридиональном направлении в кожухе в месте присоединения к решетке:

$$\sigma_{MX} = \frac{|Q_K|}{(S_1 - C_K)} =$$ 53.5 МПа

Изгибные напряжения в меридиональном направлении в кожухе в месте присоединения к решетке:

$$\sigma_{UX} = \frac{6|M_K|}{(S_1 - C_K)^2} =$$ 90.66 МПа

Мембранные напряжения в окружном направлении в кожухе в месте присоединения к решетке:

$$\sigma_{M\varphi} = \frac{|P_M| a}{(S_1 - C_K)} =$$ 7.5 МПа

Изгибные напряжения в окружном направлении в кожухе в месте присоединения к решетке:

$$\sigma_{U\varphi} = 0.3\sigma_{UX} =$$ 27.2 МПа

Расчётные мембранные напряжения в трубах в осевом направлении:

$$\sigma_{1T} = \frac{|N_T|}{\pi (d_T - S_T) S_T} =$$ 2.223 МПа

Расчётные суммарные напряжения в трубах в осевом направлении:

$$\sigma_1 = \sigma_{1T} + \frac{d_T |M_T|}{2J_T} =$$ 24.48 МПа

Расчётные напряжения в трубах в окружном направлении:

$$\sigma_{2T} = \frac{(d_T - S_T)\max\{|P_T|, |P_M|, |P_T - P_M|\}}{2S_T} =$$ 35.33 МПа

Условия статической прочности решетки:

Максимальное касательное напряжение в решетке:

$$\max\{\tau_{P1}; \tau_{P2}\} =$$ 15.66 МПа

Допускаемое касательное напряжение в решетке:

$$0.8[\sigma]_P =$$ 78.4 МПа

Необходимая толщина решетки из условия прочности беструбной зоны:

$$S_p \geq 0.5 D_B \sqrt{\frac{P_R}{[\sigma]_p}} + C =$$ 27.45 мм

Условия малоцикловой прочности решетки:

Расчётная амплитуда напряжений в решетке в месте соединения с кожухом:

$$\sigma_a = K_\sigma \frac{\sigma_{p1}}{2} =$$ 80.91 МПа

Расчётная амплитуда напряжений в перфорированной зоне решетки:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{p2}}{2} =$$ 28.58 МПа

Допускаемая амплитуда напряжений для материала решетки:

$$[\sigma_a]_p =$$ 437 МПа

Условие статической прочности кожуха:

Мембранное напряжение в кожухе в месте приварки к решетке:

$$\sigma_{MX} =$$ 53.5 МПа

Допускаемое местное мембранное напряжение в кожухе:

$$1.3[\sigma]_K =$$ 154.7 МПа

Условие малоцикловой прочности кожуха:

Расчётная амплитуда напряжений в кожухе в месте приварки к решетке:

$$\sigma_a = K_\sigma \max\left\{\begin{matrix} |\sigma_{MX} + \sigma_{UX}|; |\sigma_{M\varphi} + \sigma_{U\varphi}|; \\ |(\sigma_{MX} + \sigma_{UX}) - (\sigma_{M\varphi} + \sigma_{U\varphi})| \end{matrix}\right\} =$$ 122.5 МПа

Допускаемая амплитуда напряжений для материала кожуха:

$$[\sigma_a]_K =$$ 460.5 МПа

Условие устойчивости кожуха (по ГОСТ Р 52857.2):

Условие статической прочности труб:

Максимальное мембранное напряжение в трубах:

$$\max\{\sigma_{1T}; \sigma_{2T}\} =$$ 35.33 МПа

Допускаемое напряжение для материала труб:

$$[\sigma]_T =$$ 119 МПа

Расчётная амплитуда напряжений в трубах:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_1}{2} =$$ 12.24 МПа

Допускаемая амплитуда напряжений для материала труб:

$$[\sigma_a]_T =$$ 460.5МПа

Проверка устойчивости и жесткости труб:

Расчётное сжимающее напряжение в трубах:

$$\sigma_{1T} =$$ 2.223 МПа

Допускаемое сжимающее напряжение в трубах:

$$\varphi_T[\sigma]_T =$$ 109.8 МПа

где:

Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе:

$$\varphi_T(\lambda) =$$ 0.9227

$$\lambda = 1.3\sqrt{\frac{[\sigma]_T}{E_T}}\frac{l_R}{(d_T - S_T)} =$$ 0.6465

$$l_R =$$ 895 мм

Прогиб трубы:

$$Y = A_y\frac{|M_T|}{|N_T|} =$$ 0.23 мм

где:

$$A_y(\lambda_y) =$$ 0.00207

3	Изм.	б / н	Редикульцев	06.18	**20/30КУ-3N-2470.00.00.000 РР**	Лист
2	Изм.	б / н	Редикульцев	06.18		13
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

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

$$\lambda_y = \frac{|N_T| l_{пр}^2}{E_T J_T} =$$ 0.004133

Проверка прочности крепления труб в решетке:

Расчётная нагрузка на соединение трубы с решеткой:

$$|N_T| =$$ -984.1 Н

Допускаемая нагрузка на соединение трубы с решеткой с помощью развальцовки:

$$[N]_{TP} =$$ 2.605e+04 Н

Напряжение сдвига в сварном шве приварки трубы к решетке:

$$\tau = \frac{|N_T| d_T + 4|M_T|}{\pi d_r^2 \delta} =$$ 20.66 МПа

Допускаемое напряжение сдвига в сварном шве приварки трубы к решетке в случае крепления труб к решетке способом приварки или приварки с подвальцовкой: 28.4 МПа

$$[\tau] = \varphi_C \min\{[\sigma]_T; [\sigma]_P\} =$$

где:

$$\varphi_C = \min\{0.5; (095 - 0.21\lg N)\} =$$ 0.2898

Условие прочности крепления труб к решетке способом развальцовки с обваркой:

$$\max\left\{\frac{\varphi_c \min\left\{[\sigma]_т; [\sigma]_р\right\}}{\tau} + 0,6\frac{[N]_{пр}}{|N_т|}; \frac{[N]_{пр}}{|N_т|}\right\} =$$ 26.47> 1

Условия прочности и устойчивости элементов теплообменного аппарата выполняются.

1.3. Седловая опора (неподвижная)

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.5-2007.

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

Элемент: Цилиндрическая обечайка на седловых опорах, работающая
под действием внутреннего давления.
С подкладным листом.
Седловая опора со сплошным сечением.
Режим: Рабочий.
Цилиндрическая обечайка, не подкрепленная элементами жесткости.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Лист

Расчётная температура	T	300	ºC
Расчётное давление	P	4.51	МПа
Опорное усилие, действующее на опору	F	8.18e+04	Н
Максимальный момент над опорой	M	1.929e+07	Н*мм
Расчётное поперечное усилие	Q	4.215e+04	Н
Внутренний диаметр обечайки	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки	s	36	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии	c1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска	c2	1.1	мм
Прибавка технологическая	c3	0	мм
Сумма прибавок к толщине стенки обечайки	c	4.1	мм
Расстояние от края родительского элемента до седловой опоры	L_p	782	мм
Длина цилиндрической выступающей части, включая отбортовку	a	782	мм
Коэффициент прочности сварных швов, расположенных в области опорного узла	φ	1	
Угол охвата седловой опоры, градусов	δ_1	120	
Ширина седловой опоры	b	300	мм
Угол охвата подкладного листа, градусов	d_2	140	
Ширина подкладного листа	b_2	400	мм
Толщина подкладного листа	s_2	36	мм
Допускаемое напряжение для материала обечайки	[σ]	119	МПа
Допускаемое осевое усилие из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[F]	2.011e+07	Н
Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[M]	8.048e+09	Н·мм
Допускаемая перерезывающая сила по ГОСТ Р 52857.2-2007	[Q]	4.882e+06	Н

Результаты расчёта

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла, при рассмотрении подкладного листа как седловой опоры шириной b2 с углом охвата d2

Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta_1 = 0{,}91\frac{b}{\sqrt{D(s-c)}} =$$ 0.9841

Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного узла:

$$\overline{\sigma}_{мх} = \frac{4M_i}{\pi D^2(s-c)} =$$ 0.1995 МПа

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} =$$ 0.3163

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата:

$$K_{12} =$$ 0.9816

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$$K_{15} =$$ 0.7283

Коэффициент K_2

$$K_2 =$$ 1.25

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.23\cdot K_{13}\cdot K_{15}}{K_{12}\cdot K_{10}} =$$ -0.1869

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = \frac{-\overline{\sigma}_{мх}}{K_2[\sigma]} =$$ -0.001341

$$\vartheta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s-c)} - \overline{\sigma}_{мх}\right)\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ 0.2508

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,1}) =$$ 1.397

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,2}) =$$ 1.499

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1K_2[\sigma] =$$ 207.8 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[\mathrm{F}]_2 = \frac{0.7[\sigma_i]_2\sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{10}K_{12}} =$$ 6.25e+06 Н

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.53\cdot K_{11}}{K_{14}\cdot K_{16}\cdot K_{17}\cdot \sin(0.5\delta_1)} =$$ -1.695

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = <$$ 0

$$\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(s-c)}\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ 0.5043

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,1}) =$$ 0.4853

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,2}) =$$ 0.7224

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1K_2[\sigma] =$$ 72.19 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[\mathrm{F}]_3 = \frac{0.9[\sigma_i]_3\sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{14}K_{16}K_{17}} =$$ 2.979e+06 Н

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[F_i] = \min\{[F]_2;[F]_3\} =$$ 2.979e+06 Н

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла, при рассмотрении подкладного листа как усиления стенки сосуда:

Расчётная толщина при рассмотрении подкладного листа как усиления стенки:

$$s_{ef} = (s-c)\sqrt{1+\left(\frac{s_2}{s-c}\right)^2} =$$ 52.2 мм

Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta_1 = 0{,}91\frac{b}{\sqrt{D(s_{ef}-c)}} =$$ 0.9841

Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного узла:

$$\overline{\sigma}_{mx} = \frac{4M_i}{\pi D^2(s_{ef}-c)} =$$ 0.1995 МПа

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} =$$ 0.3163

$$K_{11} =$$ 0.8059

$$K_{17} =$$ 0.5689

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата:

$$K_{12} =$$ 0.9816

$$K_{13} =$$ -0.001341

$$K_{14} =$$ 0.6344

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$K_{15} =$ 0.7283

$K_{16} =$ 0.8064

Коэффициент K_2

$K_2 =$ 1.25

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} =$$ -0.1869

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = \frac{-\overline{\sigma}_{mx}}{K_2[\sigma]} =$$ -0.001341

$$\vartheta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s_{ef} - c)} - \overline{\sigma}_{mx}\right)\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ 0.2508

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,1}) =$ 1.397

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,2}) =$ 1.499

Предельное напряжение изгиба:

$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] =$ 207.8 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[F]_2 = \frac{0.7[\sigma_i]_2 \sqrt{D(s_{ef} - c)}(s_{ef} - c)}{K_{10} K_{12}} =$$ 6.25e+06 Н

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5\delta_1)} =$$ -1.695

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$\vartheta_{2,1} =$ 0

$$\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(s_{ef} - c)} \frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ 0.5043

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,1}) =$ 0.4853

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,2}) =$ 0.7224

Предельное напряжение изгиба:

$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] =$ 72.19 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[F]_3 = \frac{0.9[\sigma_i]_3\sqrt{D(s_{ef}-c)}(s_{ef}-c)}{K_{14}K_{16}K_{17}} =$$ 2.979e+06 Н

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[F_i] = \min\{[F]_2;[F]_3\} =$$ 2.979e+06 Н

Проверка устойчивости обечайки в области опорного узла:

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры:

$$F_e = F_i \cdot \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{D}{(s-c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} =$$ 1.147e+05 Н

Условие устойчивости обечайки, работающей под внутренним давлением:

$$\frac{|M_i|}{[M]} + \frac{|F_e|}{[F]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 =$$ 0.008176< 1

Цилиндрическая обечайка на седловых опорах отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.5-2007.

1.4. Седловая опора (подвижная)

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.5-2007.

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

Элемент: Цилиндрическая обечайка на седловых опорах, работающая
под действием внутреннего давления.
С подкладным листом.
Седловая опора со сплошным сечением.
Режим: Рабочий.
Цилиндрическая обечайка, не подкрепленная элементами жесткости.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Лист

Расчётная температура	T	300	ºC
Расчётное давление	P	4.51	МПа
Опорное усилие, действующее на опору	F	1.016e+05	Н
Максимальный момент над опорой	M	2.944e+07	Н*мм
Расчётное поперечное усилие	Q	5.181e+04	Н
Внутренний диаметр обечайки	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки	s	36	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии	c1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска	c2	1.1	мм
Прибавка технологическая	c3	0	мм
Сумма прибавок к толщине стенки обечайки	c	4.1	мм
Расстояние от края родительского элемента до седловой опоры	L_p	2740	мм
Длина цилиндрической выступающей части, включая отбортовку	a	1582	мм
Коэффициент прочности сварных швов, расположенных в области опорного узла	φ	1	
Угол охвата седловой опоры, градусов	δ_1	120	
Ширина седловой опоры	b	300	мм
Угол охвата подкладного листа, градусов	d_2	140	
Ширина подкладного листа	b_2	400	мм
Толщина подкладного листа	s_2	36	мм
Допускаемое напряжение для материала обечайки	[σ]	119	МПа
Допускаемое осевое усилие из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[F]	2.011e+07	Н
Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[M]	8.048e+09	Н·мм
Допускаемая перерезывающая сила по ГОСТ Р 52857.2-2007	[Q]	4.882e+06	Н

Результаты расчёта

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла, при рассмотрении подкладного листа как седловой опоры шириной b2 с углом охвата d2

Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta_1 = 0{,}91\frac{b}{\sqrt{D(s-c)}} =$$ 0.9841

Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного узла:

$$\overline{\sigma}_{мх} = \frac{4M_i}{\pi D^2(s-c)} =$$ 0.3044 МПа

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} =$$ 0.3163

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата:

$$K_{12} =$$ 0.9816

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$$K_{15} =$$ 1

Коэффициент K_2

$$K_2 =$$ 1.25

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.23\cdot K_{13}\cdot K_{15}}{K_{12}\cdot K_{10}} =$$ -0.2566

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = \frac{-\overline{\sigma}_{мх}}{K_2[\sigma]} =$$ -0.002047

$$\vartheta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s-c)} - \overline{\sigma}_{мх}\right)\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ 0.2501

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,1}) =$$ 1.325

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,2}) =$$ 1.475

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1K_2[\sigma] =$$ 197 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[\mathrm{F}]_2 = \frac{0.7[\sigma_i]_2\sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{10}K_{12}} =$$ 5.928e+06 Н

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.53\cdot K_{11}}{K_{14}\cdot K_{16}\cdot K_{17}\cdot \sin(0.5\delta_1)} =$$ -1.468

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = <$$ 0

$$\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(s-c)}\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ 0.5043

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,1}) =$$ 0.5437

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,2}) =$$ 0.8065

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1K_2[\sigma] =$$ 80.88 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[F]_3 = \frac{0.9[\sigma_i]_3\sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{14}K_{16}K_{17}} =$$ 2.892e+06 Н

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[F_i] = \min\{[F]_2;[F]_3\} =$$ 2.892e+06 Н

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла, при рассмотрении подкладного листа как усиления стенки сосуда:

Расчётная толщина при рассмотрении подкладного листа как усиления стенки:

$$s_{ef} = (s-c)\sqrt{1+\left(\frac{s_2}{s-c}\right)^2} =$$ 52.2 мм

Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta_1 = 0{,}91\frac{b}{\sqrt{D(s_{ef}-c)}} =$$ 0.9841

Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного узла:

$$\overline{\sigma}_{mx} = \frac{4M_i}{\pi D^2(s_{ef}-c)} =$$ 0.3044 МПа

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} =$$ 0.3163

$$K_{11} =$$ 0.8059

$$K_{17} =$$ 0.5689

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата:

$$K_{12} =$$ 0.9816

$$K_{13} =$$ -0.002047

$$K_{14} =$$ 0.6344

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$K_{15} =$ 1

$K_{16} =$ 0.9306

Коэффициент K_2

$K_2 =$ 1.25

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} =$$ -0.2566

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = \frac{-\overline{\sigma}_{mx}}{K_2[\sigma]} =$$ -0.002047

$$\vartheta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s_{ef} - c)} - \overline{\sigma}_{mx}\right)\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ 0.2501

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,1}) =$ 1.325

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,2}) =$ 1.475

Предельное напряжение изгиба:

$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] =$ 197 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[F]_2 = \frac{0.7[\sigma_i]_2 \sqrt{D(s_{ef} - c)}(s_{ef} - c)}{K_{10} K_{12}} =$$ 5.928e+06 Н

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5\delta_1)} =$$ -1.468

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$\vartheta_{2,1} =$ 0

$$\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(s_{ef} - c)}\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ 0.5043

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,1}) =$ 0.5437

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,2}) =$ 0.8065

Предельное напряжение изгиба:

$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] =$ 80.88 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[F]_3 = \frac{0.9[\sigma_i]_3\sqrt{D(s_{ef}-c)}(s_{ef}-c)}{K_{14}K_{16}K_{17}} =$$ 2.892e+06 Н

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[F_i] = \min\{[F]_2;[F]_3\} =$$ 2.892e+06 Н

Проверка устойчивости обечайки в области опорного узла:

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры:

$$F_e = F_i \cdot \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{D}{(s-c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} =$$ 1.957e+05 Н

Условие устойчивости обечайки, работающей под внутренним давлением:

$$\frac{|M_i|}{[M]} + \frac{|F_e|}{[F]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 =$$ 0.0135< 1

Цилиндрическая обечайка на седловых опорах отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.5-2007.

1.5. Штуцера Q1, Q2, Q3 DN85

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	36	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	85	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	50	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	80	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	25	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	171	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	724.5	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_f	171	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	-3.025e+04	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	1.728e+07	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	1.728e+07	Н*мм

Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	1.728e+07	Н*мм
Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	2e+04	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	2e+04	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	4.1	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 30.9 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 91 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.758 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 80 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_0 = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 225.9 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 225.9 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 90.37 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \frac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s-c)}}{1 + 0{,}5\frac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\frac{d + 2c_s}{D_р}\frac{\varphi}{\varphi_1}\frac{l_{1р}}{l_р}}\right\} = \quad 1$$

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s-c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s-c)V}V = \quad 4.652 \text{ МПа}$$

где

$$K_1 = \quad 1$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{p_o} =$ 182.8 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{pm_o} =$ 165.8 < 1.5[σ] = 178.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{p_шт} =$ 200.8 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{pm_шт} =$ 169.5 < 1.5[σ] = 178.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$\sigma_{p_вн_o} =$ 275.3 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$\sigma_{p_вн_шт} =$ 317 < 3[σ] = 357 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

1.6. Штуцера R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, Ъв месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	36	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	52	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	36	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	50	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	8	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	100	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	$L_к$	759	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	4.1	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 30.9 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 58 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.12 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 50 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 225.9 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 225.9 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 90.37 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{op}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 4.652 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

1.7. Патрубки штуцеров R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	300	ºC
Расчётное давление в сосуде	P	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	52	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	129	мм
Толщина стенки обечайки	S	8	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	1.2	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	4.2	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	119	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 1.004 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 5.204 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S - C)}{D + (S - C)} =$$ 16.21 МПа

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 52 мм

Обечайка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

1.8. Отводы 1 R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ПНАЭ Г-7-002-86 и ГОСТ Р 52857.1.

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

Элемент: Отвод.
Расчёт на действие давления и внешних нагрузок от присоединенного трубопровода.
Толщины стенок с внешней и внутренней сторон отвода одинаковые.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал отвода		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внешняя перерезывающая сила из плоскости отвода, действующая по оси x	F_{x0}	0	Н
Внешняя перерезывающая сила в плоскости отвода, действующая по оси y	F_{y0}	0	Н
Внешняя осевая сила, действующая по оси z	F_{z0}	0	Н
Внешний изгибающий момент, действующий из плоскости отвода, относительно оси x	M_{x0}	0	Н мм
Внешний изгибающий момент, действующий в плоскости отвода, относительно оси y	M_{y0}	0	Н мм
Внешний крутящий момент, действующий относительно оси z	M_{z0}	0	Н мм
Радиус гиба (измеряется по оси отвода)	R_s	100	мм
Наружный диаметр	D_a	68	мм
Овальность поперечного сечения	a	12.5	%
Угол поворота отвода	α	90	град
Номинальная толщина стенки	s	8	мм
Прибавка для компенсации коррозии	c_1	3	мм
Минусовой допуск на толщину стенки	c_2	1	мм
Технологическая прибавка к толщине стенки	c_3	0	мм
Допускаемое напряжение для материала отвода	$[\sigma]$	119	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.71e+05	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Коэффициент прочности кольцевого сварного шва	φ_T	1	

Результаты расчёта

Расчёт на действие давления

Вспомогательный коэффициент b

$$b = Max\left\{\frac{p}{2[\sigma]+p};\ 0.03\right\} = \qquad 0.03$$

Вспомогательный коэффициент q

$$q = Min\left\{\left(2b\frac{R_s}{D_a} + 0.5\right); 1.0\right\} =$$ 0.5882

Торовый коэффициент для внешней стороны отвода

$$K_1 = \frac{4R_s + D_a}{4R_s + 2D_a} =$$ 0.8731

Торовый коэффициент для внутренней стороны отвода

$$K_2 = \frac{4R_s - D_a}{4R_s - 2D_a} =$$ 1.258

Торовый коэффициент для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$K_3 = 1 =$$ 1

Коэффициент формы для внешней стороны отвода

$$Y_1 = Max\left\{0.12\left(1 + \sqrt{1 + 0.4\frac{a}{b}q}\right); 1.0\right\} =$$ 1.314

Коэффициент формы для внутренней стороны отвода

$$Y_2 = Y_1 =$$ 1.314

Коэффициент формы для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$Y_3 = Max\left\{0.12\left(1 + \sqrt{0.4\frac{a}{b}}\right); 1.0\right\} =$$ 1.674

Расчётная толщина стенки для внешней стороны отвода

$$s_{1p} = \frac{pD_aY_1K_1}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 1.451 мм

Расчётная толщина стенки для внутренней стороны отвода

$$s_{2p} = \frac{pD_aY_2K_2}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 2.09 мм

Расчётная толщина стенки для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$s_{3p} = \frac{pD_aY_3K_3}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 2.117 мм

Допускаемое давление

$$[p] = Min\left\{\begin{array}{l} \dfrac{2(s_1 - c_1 - c_2 - c_{31})\varphi_p[\sigma]}{K_1Y_1D_a - (s_1 - c_1 - c_2 - c_{31})}; \\ \dfrac{2(s_2 - c_1 - c_2 - c_{32})\varphi_p[\sigma]}{K_2Y_2D_a - (s_2 - c_1 - c_2 - c_{32})}; \\ \dfrac{2(s_3 - c_1 - c_2 - c_{33})\varphi_p[\sigma]}{K_3Y_3D_a - (s_3 - c_1 - c_2 - c_{33})} \end{array}\right\} =$$ 8.669 МПа

Расчёт на совместное действие давления и внешних нагрузок

Площадь поперечного сечения

$$A_s = \frac{\pi}{4}\left\{D_a^2 - [D_a - 2(s - c_1 - c_2)]^2\right\} =$$ 804.2 мм^2

Средний радиус поперечного сечения

$$r = \frac{D_a - s}{2} =$$ 30 мм

Безразмерный геометрический параметр

$$\lambda = \frac{R_s s}{r^2} =$$ 0.8889

Момент сопротивления изгибу поперечного сечения

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_a^4 - [D_a - 2(s - c_1 - c_2)]^4}{D_a} =$$ 1.216e+04 мм^3

Безразмерный параметр внутреннего давления

$$\varpi = 1.82 \frac{p}{E} \frac{R^2}{sr} =$$ 0.002

Коэффициент

$$\Omega =$$ 1.016

Коэффициент

$$\Psi =$$ 0.9632

Коэффициент

$$a_1 = 1.01 + 1633.5\lambda^2 + 99\varpi =$$ 1292

Коэффициент

$$a_2 = 1.0156 + 661.5\lambda^2 + 63\varpi - \frac{0.2316}{a_1} =$$ 523.8

Коэффициент

$$a_3 = 1.0278 + 204.2\lambda^2 + 35\varpi - \frac{0.2197}{a_2} =$$ 162.4

Коэффициент

$$a_4 = 1.0625 + 37.5\lambda^2 + 15\varpi - \frac{0.1914}{a_3} =$$ 30.72

Коэффициент

$$b_{II} = 0.125 + 1.5\lambda^2 + 3\varpi - \frac{0.09766}{a_4} =$$ 1.313

Коэффициент

$$A_{22} = -\frac{1}{b_{II}} =$$ -0.7616

Коэффициент

$$A_{42} = \frac{0.3125}{a_4} A_{22} =$$ -0.007747

Коэффициент

$$A_{62} = \frac{0.4375}{a_3} A_{42} =$$ -2.087e-05

Коэффициент

$$A_{82} = \frac{0.4687}{a_2} A_{62} =$$ -1.867e-08

Коэффициент

$$A_{102} = \frac{0.4812}{a_1} A_{82} =$$ -6.954e-12

Коэффициент податливости

$$K_p = 1 + \frac{1.125}{b_П} =$$ 1.857

Коэффициент интенсивности напряжений

$$\gamma_m = 0.75\lambda \sum_{i=2,4,...}^{10} A_{i2}\left(1 - i^2\right) =$$ 1.601

Коэффициент интенсивности напряжений

$$\beta_m = K_p + 1.5 \sum_{i=2,4,...}^{10} \frac{A_{i2}}{i} =$$ 1.283

Коэффициент

$$B = \frac{2R_s - r}{2(R_s - r)} =$$ 1.214

Составляющая окружного напряжения от давления

$$\sigma_{wp} = \frac{p\left[D_a - 2(s - c_1 - c_2)\right]}{2\varphi_p(s - c_1 - c_2)} =$$ 33.83 МПа

Расчётное окружное напряжение

$$\sigma_w = \sigma_{wp} =$$ 33.83 МПа

Составляющая осевого напряжения от давления

$$\sigma_{zp} = \frac{\pi p\left[D_a - 2(s - c_1 - c_2)\right]^2}{4A_s} =$$ 15.86 МПа

Расчётное радиальное напряжение

$$\sigma_r = -\frac{p}{2} =$$ -2.255 МПа

Условие статической прочности по суммарным мембранным и общим изгибным напряжениям:

$$\sigma_2 = Max\left\{\begin{array}{l} \frac{1}{2}\left|2\sigma_z - \sigma_w - \sigma_r \pm \sqrt{(\sigma_w - \sigma_r)^2 + 4\tau^2}\right|; \\ \sqrt{(\sigma_w - \sigma_r)^2 + 4\tau^2} \end{array}\right\} \leq [\sigma]_M = 1.5[\sigma]$$

где:

Расчётное осевое напряжение

$$\sigma_z = \pm \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{\varphi_T W} + \frac{F_z}{A_s} + \sigma_{zp}$$

Расчётное напряжение кручения:

$$\tau = \frac{M_z}{2W}$$

Дополнительное условие статической прочности по суммарным мембранным и общим изгибным напряжениям при $\lambda \leq 1.4$:

$$\sigma_{2a} = \frac{\Omega}{\Psi}\frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}}{\varphi_T W} \le [\sigma]_M = 1.5[\sigma]$$

Условие статической прочности по суммарным местным мембранным и изгибным напряжениям:

$$\sigma_{RK} = Max\left\{\begin{array}{l} \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\gamma_m + |M_y|\beta_m + W\sigma_{xp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\beta_m + |M_y|\gamma_m + W\sigma_{xp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\gamma_m + WB\sigma_{yp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_y|\gamma_m + WB\sigma_{yp}\right]^2 + M_z^2} \end{array}\right\} \le [\sigma]_R = 3[\sigma]$$

См. таблицу.

	α	σ_2	σ_{2a}	$[\sigma]_M$	σ_{RK}	$[\sigma]_R$
1	0	36.08	0	178.5	41.07	357
2	15	36.08	0	178.5	41.07	357
3	30	36.08	0	178.5	41.07	357
4	45	36.08	0	178.5	41.07	357
5	60	36.08	0	178.5	41.07	357
6	75	36.08	0	178.5	41.07	357
7	90	36.08	0	178.5	41.07	357

Отвод отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ПНАЭ Г-7-002-86 и ГОСТ Р 52857.1.

1.9. Патрубки 2 штуцеров R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал обечайки	20КА, Труба		
Расчётная температура	T	300	ºC
Расчётное давление в сосуде	P	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	52	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	385	мм
Толщина стенки обечайки	S	8	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	1.2	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	4.2	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	$[\sigma]$	119	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 1.004 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 5.204 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S - C)}{D + (S - C)} =$$ 16.21 МПа

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 52 мм

Обечайка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

1.10. Отводы 2 R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ПНАЭ Г-7-002-86 и ГОСТ Р 52857.1.

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

Элемент: Отвод.
Расчёт на действие давления и внешних нагрузок от присоединенного трубопровода.
Толщины стенок с внешней и внутренней сторон отвода одинаковые.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал отвода 20КА, Труба

Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внешняя перерезывающая сила из плоскости отвода, действующая по оси x	F_{x0}	0	Н
Внешняя перерезывающая сила в плоскости отвода, действующая по оси y	F_{y0}	0	Н
Внешняя осевая сила, действующая по оси z	F_{z0}	0	Н
Внешний изгибающий момент, действующий из плоскости отвода, относительно оси x	M_{x0}	0	Н мм
Внешний изгибающий момент, действующий в плоскости отвода, относительно оси y	M_{y0}	0	Н мм
Внешний крутящий момент, действующий относительно оси z	M_{z0}	0	Н мм
Радиус гиба (измеряется по оси отвода)	R_s	100	мм
Наружный диаметр	D_a	68	мм
Овальность поперечного сечения	a	12.5	%
Угол поворота отвода	α	30	град
Номинальная толщина стенки	s	8	мм
Прибавка для компенсации коррозии	c_1	3	мм
Минусовой допуск на толщину стенки	c_2	1	мм
Технологическая прибавка к толщине стенки	c_3	0	мм
Допускаемое напряжение для материала отвода	$[\sigma]$	119	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.71e+05	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Коэффициент прочности кольцевого сварного шва	φ_T	1	

Результаты расчёта

Расчёт на действие давления

Вспомогательный коэффициент b

$$b = Max\left\{\frac{p}{2[\sigma]+p};\ 0.03\right\} = \qquad 0.03$$

Вспомогательный коэффициент q

$$q = Min\left\{\left(2b\frac{R_s}{D_a} + 0.5\right); 1.0\right\} =$$ 0.5882

Торовый коэффициент для внешней стороны отвода

$$K_1 = \frac{4R_s + D_a}{4R_s + 2D_a} =$$ 0.8731

Торовый коэффициент для внутренней стороны отвода

$$K_2 = \frac{4R_s - D_a}{4R_s - 2D_a} =$$ 1.258

Торовый коэффициент для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$K_3 = 1 =$$ 1

Коэффициент формы для внешней стороны отвода

$$Y_1 = Max\left\{0.12\left(1 + \sqrt{1 + 0.4\frac{a}{b}q}\right); 1.0\right\} =$$ 1.314

Коэффициент формы для внутренней стороны отвода

$$Y_2 = Y_1 =$$ 1.314

Коэффициент формы для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$Y_3 = Max\left\{0.12\left(1 + \sqrt{0.4\frac{a}{b}}\right); 1.0\right\} =$$ 1.674

Расчётная толщина стенки для внешней стороны отвода

$$s_{1p} = \frac{pD_aY_1K_1}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 1.451 мм

Расчётная толщина стенки для внутренней стороны отвода

$$s_{2p} = \frac{pD_aY_2K_2}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 2.09 мм

Расчётная толщина стенки для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$s_{3p} = \frac{pD_aY_3K_3}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 2.117 мм

Допускаемое давление

$$[p] = Min\left\{\begin{array}{l} \dfrac{2(s_1 - c_1 - c_2 - c_{31})\varphi_p[\sigma]}{K_1Y_1D_a - (s_1 - c_1 - c_2 - c_{31})}; \\ \dfrac{2(s_2 - c_1 - c_2 - c_{32})\varphi_p[\sigma]}{K_2Y_2D_a - (s_2 - c_1 - c_2 - c_{32})}; \\ \dfrac{2(s_3 - c_1 - c_2 - c_{33})\varphi_p[\sigma]}{K_3Y_3D_a - (s_3 - c_1 - c_2 - c_{33})} \end{array}\right\} =$$ 8.669 МПа

Расчёт на совместное действие давления и внешних нагрузок

Площадь поперечного сечения

$$A_s = \frac{\pi}{4}\left\{D_a^2 - [D_a - 2(s - c_1 - c_2)]^2\right\} =$$ 804.2 мм^2

Средний радиус поперечного сечения

$$r = \frac{D_a - s}{2} =$$ 30 мм

Безразмерный геометрический параметр

$$\lambda = \frac{R_s s}{r^2} =$$ 0.8889

Момент сопротивления изгибу поперечного сечения

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_a^4 - [D_a - 2(s - c_1 - c_2)]^4}{D_a} =$$ 1.216e+04 мм^3

Безразмерный параметр внутреннего давления

$$\varpi = 1.82 \frac{p}{E} \frac{R^2}{sr} =$$ 0.002

Коэффициент

$$\Omega =$$ 1.016

Коэффициент

$$\Psi =$$ 0.9632

Коэффициент

$$a_1 = 1.01 + 1633.5\lambda^2 + 99\varpi =$$ 1292

Коэффициент

$$a_2 = 1.0156 + 661.5\lambda^2 + 63\varpi - \frac{0.2316}{a_1} =$$ 523.8

Коэффициент

$$a_3 = 1.0278 + 204.2\lambda^2 + 35\varpi - \frac{0.2197}{a_2} =$$ 162.4

Коэффициент

$$a_4 = 1.0625 + 37.5\lambda^2 + 15\varpi - \frac{0.1914}{a_3} =$$ 30.72

Коэффициент

$$b_{II} = 0.125 + 1.5\lambda^2 + 3\varpi - \frac{0.09766}{a_4} =$$ 1.313

Коэффициент

$$A_{22} = -\frac{1}{b_{II}} =$$ -0.7616

Коэффициент

$$A_{42} = \frac{0.3125}{a_4} A_{22} =$$ -0.007747

Коэффициент

$$A_{62} = \frac{0.4375}{a_3} A_{42} =$$ -2.087e-05

Коэффициент

$$A_{82} = \frac{0.4687}{a_2} A_{62} =$$ -1.867e-08

Коэффициент

$$A_{102} = \frac{0.4812}{a_1} A_{82} =$$ -6.954e-12

Коэффициент податливости

$$K_p = 1 + \frac{1.125}{b_П} =$$ 1.857

Коэффициент интенсивности напряжений

$$\gamma_m = 0.75\lambda \sum_{i=2,4,...}^{10} A_{i2}\left(1 - i^2\right) =$$ 1.601

Коэффициент интенсивности напряжений

$$\beta_m = K_p + 1.5 \sum_{i=2,4,...}^{10} \frac{A_{i2}}{i} =$$ 1.283

Коэффициент

$$B = \frac{2R_s - r}{2\left(R_s - r\right)} =$$ 1.214

Составляющая окружного напряжения от давления

$$\sigma_{wp} = \frac{p\left[D_a - 2\left(s - c_1 - c_2\right)\right]}{2\varphi_p\left(s - c_1 - c_2\right)} =$$ 33.83 МПа

Расчётное окружное напряжение

$$\sigma_w = \sigma_{wp} =$$ 33.83 МПа

Составляющая осевого напряжения от давления

$$\sigma_{zp} = \frac{\pi p\left[D_a - 2\left(s - c_1 - c_2\right)\right]^2}{4A_s} =$$ 15.86 МПа

Расчётное радиальное напряжение

$$\sigma_r = -\frac{p}{2} =$$ -2.255 МПа

Условие статической прочности по суммарным мембранным и общим изгибным напряжениям:

$$\sigma_2 = Max\left\{\begin{array}{l} \frac{1}{2}\left|2\sigma_z - \sigma_w - \sigma_r \pm \sqrt{\left(\sigma_w - \sigma_r\right)^2 + 4\tau^2}\right|; \\ \sqrt{\left(\sigma_w - \sigma_r\right)^2 + 4\tau^2} \end{array}\right\} \leq [\sigma]_M = 1.5[\sigma]$$

где:

Расчётное осевое напряжение

$$\sigma_z = \pm \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{\varphi_T W} + \frac{F_z}{A_s} + \sigma_{zp}$$

Расчётное напряжение кручения:

$$\tau = \frac{M_z}{2W}$$

Дополнительное условие статической прочности по суммарным мембранным и общим изгибным напряжениям при $\lambda \leq 1.4$:

$$\sigma_{2a} = \frac{\Omega}{\Psi}\frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}}{\varphi_T W} \le [\sigma]_M = 1.5[\sigma]$$

Условие статической прочности по суммарным местным мембранным и изгибным напряжениям:

$$\sigma_{RK} = Max\left\{\begin{array}{l} \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\gamma_m + |M_y|\beta_m + W\sigma_{xp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\beta_m + |M_y|\gamma_m + W\sigma_{xp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\gamma_m + WB\,\sigma_{yp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_y|\gamma_m + WB\,\sigma_{yp}\right]^2 + M_z^2} \end{array}\right\} \le [\sigma]_R = 3[\sigma]$$

См. таблицу.

	α	σ_2	σ_{2a}	$[\sigma]_M$	σ_{RK}	$[\sigma]_R$
1	0	36.08	0	178.5	41.07	357
2	5	36.08	0	178.5	41.07	357
3	10	36.08	0	178.5	41.07	357
4	15	36.08	0	178.5	41.07	357
5	20	36.08	0	178.5	41.07	357
6	25	36.08	0	178.5	41.07	357
7	30	36.08	0	178.5	41.07	357

Отвод отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ПНАЭ Г-7-002-86 и ГОСТ Р 52857.1.

1.11. Штуцер Н DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	36	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	63	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	32	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	120	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1442	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_t	249	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	1700	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	3.5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	6e+05	Н*мм
Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	1250	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	1250	Н

Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	4.1	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 30.9 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 69 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.333 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 55.92 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 225.9 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 225.9 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 90.37 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{op}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s-c)\phi[\sigma]}{D_p + (s-c)V}V =$$ 4.652 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$$\sigma_{p_o} =$$ 143.3 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$$\sigma_{pm_o} =$$ 133 < 1.5[σ] = 178.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$$\sigma_{p_шт} =$$ 155.7 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$$\sigma_{pm_шт} =$$ 135.1 < 1.5[σ] = 178.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$$\sigma_{p_вн_o} =$$ 170.7 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$$\sigma_{p_вн_шт} =$$ 313.1 < 3[σ] = 357 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

1.12. Патрубок штуцера Н DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	300	ºС
Расчётное давление в сосуде	P	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	47	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	62	мм
Толщина стенки обечайки	S	5	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.6	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	3.6	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	$[\sigma]$	119	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 0.9078 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 4.508 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S - C)}{D + (S - C)} =$$ 6.884 МПа

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 12.04 мм

Обечайка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

1.13. Фланец штуцера Н DN50 PN63

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code.

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

Фланцевое соединение двух одинаковых фланцев из разных материалов.
Спирально-навитая прокладка.
Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал фланца	20КА, Поковка
Материал обечайки	20КА, Труба
Материал второго фланца	20КА, Поковка
Материал второй обечайки	20КА, Труба
Материал болтов	35Х, Diam = 2-М20
Материал прокладки	Спирально-навитая с лентой из нержавеющей стали

Расчётное давление	P (P_1)	4.51	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S_a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
Наружный диаметр прокладки	$D_{нп}$	88	мм
Ширина прокладки	N	8	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
Прокладочный коэффициент	m	3	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	135	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	20	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	225	мм^2
Количество болтов(шпилек)	n_b	4	
Температура первого фланца (крышки)	T_{f1}	300	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	47	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	175	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	t (t_{f1})	26	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	5.5	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	19.5	мм
Высота конической части первой втулки	h	34	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	10	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа

Прибавка на коррозию для второго фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки: $b = \begin{cases} N/2 & - при\ N \le 12.7\ мм \\ 1.782\sqrt{N} & - при\ N > 12.7\ мм \end{cases}$ 4 мм

Средний диаметр прокладки $G = D_{нп} - 2b =$ 80 мм

Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек) $A_b = n_б f_б =$ 900 мм^2

Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности $h_G = \dfrac{C - G}{2} =$ 27.5 мм

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки $W_{m2} = \pi b G q =$ 6.937e+04 Н

Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец $H = 0.785 G^2 |P| =$ 2.266e+04 Н

Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения $H_p = 2b\pi G m P =$ 2.72e+04 Н

Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях $W_{m1} = H + H_p =$ 4.986e+04 Н

Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек) $A_m = Max\left\{\dfrac{W_{m1}}{S_b}; \dfrac{W_{m2}}{S_a}\right\} =$ 433.5 < $A_b =$ 900 мм^2

Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке $W = \dfrac{A_m + A_b}{2} S_a =$ 1.067e+05 Н

Расчёт на прочность первого фланца ($H=H_1, H_p=H_{p1}$)

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию $B = D + 2c =$ 53 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию $g_0 = S_0 - c =$ 2.5 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию $g_1 = S_1 - c =$ 16.5 мм

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца $R = \dfrac{(C - B)}{2} - g_1 =$ 24.5 мм

Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца $h_D = R + \frac{g_1}{2} =$ 32.75 мм

Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца $h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} =$ 34.25 мм

Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	3.302	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	11.51	мм
$Y =$	1.709	$T =$	1.138	
$U =$	1.878	$Z =$	1.202	
$F =$	0.4187	$V =$	0.008248	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	2.783	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	9945	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	1.271e+04	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	2.72e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	3.257e+05	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	4.354e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	7.481e+05	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

- в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	1.509e+06	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	2.934e+06	Н мм

Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке $B_1 = \begin{cases} B \ \ при \ \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f > 1 \\ B + g_1 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f = 1 \end{cases} =$ 69.5 мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца
- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	28.66	<	$1.5S_{fb} =$ 178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	34.17	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	30.91	<	$S_{fb} =$ 119 МПа

Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	31.42	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	29.78	<	$S_{fb} =$ 119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	55.71	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	66.43	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	60.09	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	61.07	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	57.9	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Расчёт на прочность второго фланца ($H=H_2, H_p=H_{p2}$)

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию	$B = D + 2c =$	69.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию	$g_0 = S_0 - c =$	2.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию	$g_1 = S_1 - c =$	16.5	мм
Плечи действия сил:			
Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца	$R = \frac{(C - B)}{2} - g_1 =$	24.5	мм
Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца	$h_D = R + \frac{g_1}{2} =$	32.75	мм
Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} =$	34.25	мм

- Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	3.302	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	11.51	мм
$Y =$	1.709	$T =$	1.138	
$U =$	1.878	$Z =$	1.202	
$F =$	0.4187	$V =$	0.008248	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	2.783	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	9945	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	1.271e+04	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	2.72e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	3.257e+05	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	4.354e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	7.481e+05	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

-в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	1.509e+06	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	2.934e+06	Н мм
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке	$B_1 = \begin{Bmatrix} B \ \ при \ \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f > 1 \\ B + g_1 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f = 1 \end{Bmatrix} =$	69.5	мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца

- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2B_1} =$	28.66	<	$1.5S_{fb} =$	178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2B} =$	34.17	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	30.91	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	31.42	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	29.78	<	$S_{fb} =$	119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2B_1} =$	55.71	<	$1.5S_{fa} =$	220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2B} =$	66.43	<	$S_{fa} =$	147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	60.09	<	$S_{fa} =$	147 МПа

Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	61.07	<	$S_{fa} =$	147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	57.9	<	$S_{fa} =$	147 МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются.

1.14. Штуцер F DN25

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде скоса.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	36	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	25	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	120	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	4	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	194	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1346	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	4.1	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 30.9 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 31 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.5988 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 28.7 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 225.9 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 225.9 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 90.37 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 4.652 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

1.15. Фланец штуцера F DN25 PN63

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code

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

Фланцевое соединение двух отличающихся друг от друга фланцев.
Спирально-навитая прокладка.
Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал фланца	20КА, Поковка
Материал обечайки	20КА, Поковка
Материал второго фланца	20КА, Поковка
Материал второй обечайки	20КА, Труба
Материал болтов	35Х, Diam = 2-М16
Материал прокладки	Спирально-навитая с лентой из нержавеющей стали

Расчётное давление	P (P_1)	4.51	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S_a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
Наружный диаметр прокладки	$D_{нп}$	58	мм
Ширина прокладки	N	8	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
Прокладочный коэффициент	m	3	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	100	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	16	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	144	мм^2
Количество болтов(шпилек)	n_b	4	
Температура первого фланца (крышки)	T_{f1}	300	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	25	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	135	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	t (t_{f1})	22	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	4	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	13.5	мм
Высота конической части первой втулки	h	28	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	8	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа

Внутренний диаметр второго фланца	D	25	мм
Наружный диаметр второго фланца (крышки)	A	135	мм
Толщина тарелки второго фланца (крышки)	t (t_{f2})	22	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	8	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	13.5	мм
Высота конической части второй втулки	h	28	мм
Длина цилиндрической части втулки второго фланца	$h_{цил}$	8	мм
Прибавка на коррозию для второго фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки: $b = \begin{cases} N/2 & - при\ N \le 12.7\ мм \\ 1.782\sqrt{N} & - при\ N > 12.7\ мм \end{cases}$ 4 мм

Средний диаметр прокладки $G = D_{нп} - 2b =$ 50 мм

Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек) $A_b = n_б f_б =$ 576 мм^2

Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности $h_G = \frac{C - G}{2} =$ 25 мм

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки $W_{m2} = \pi b G q =$ 4.335e+04 Н

Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец $H = 0.785 G^2 |P| =$ 8851 Н

Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения $H_p = 2b\pi G m P =$ 1.7e+04 Н

Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях $W_{m1} = H + H_p =$ 2.585e+04 Н

Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек) $A_m = Max\left\{\frac{W_{m1}}{S_b}; \frac{W_{m2}}{S_a}\right\} = 271$ < $A_b = 576$ мм^2

Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке $W = \frac{A_m + A_b}{2} S_a = 6.776e+04$ Н

Расчёт на прочность первого фланца ($H=H_1$, $H_p=H_{p1}$)

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию $B = D + 2c =$ 31 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию $g_0 = S_0 - c =$ 1 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию $g_1 = S_1 - c =$ 10.5 мм

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца $R = \frac{(C-B)}{2} - g_1 = 24$ мм

Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца $h_D = R + \frac{g_1}{2} =$ 29.25 мм

Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца $h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} = 29.75$ мм

Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	4.355	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	5.568	мм
$Y =$	1.349	$T =$	0.9556	
$U =$	1.482	$Z =$	1.111	
$F =$	0.3149	$V =$	0.002271	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	5.278	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	3402	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	5449	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	1.7e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	9.952e+04	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	1.621e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	4.251e+05	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

- в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	6.867e+05	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	1.694e+06	Н мм

Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке $B_1 = \begin{cases} B \ \text{при} \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f > 1 \\ B + g_1 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f = 1 \end{cases} = 41.5$ мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца

- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца $S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$ 28.43 < $1.5S_{fb} = 178.5$ МПа

Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2B} =$	23.02	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	36.14	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H+S_R}{2} =$	25.73	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H+S_T}{2} =$	32.29	<	$S_{fb} =$ 119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2B_1} =$	70.14	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2B} =$	56.78	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	89.16	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H+S_R}{2} =$	63.46	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H+S_T}{2} =$	79.65	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

<u>Расчёт на прочность второго фланца ($H=H_2, H_p=H_{p2}$)</u>

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию	$B = D + 2c =$	41.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию	$g_0 = S_0 - c =$	5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию	$g_1 = S_1 - c =$	10.5	мм
Плечи действия сил:			
Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца	$R = \frac{(C-B)}{2} - g_1 =$	24	мм
Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца	$h_D = R + \frac{g_1}{2} =$	29.25	мм
Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$h_T = \frac{R+g_1+h_G}{2} =$	29.75	мм

- Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	4.355	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	12.45	мм
$Y =$	1.349	$T =$	0.9556	
$U =$	1.482	$Z =$	1.111	

$F =$	0.6639	$V =$	0.1054
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0+1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	4.706

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	3402	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	5449	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	1.7e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	9.952e+04	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	1.621e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	4.251e+05	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

-в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	6.867e+05	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	1.694e+06	Н мм
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке	$B_1 = \begin{cases} B \ \text{при} \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f > 1 \\ B + g_1 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f = 1 \end{cases} =$	41.5	мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца

- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	31.89	<	$1.5S_{fb} =$ 178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2 B} =$	24.9	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	34.06	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	28.39	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	32.97	<	$S_{fb} =$ 119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	78.67	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа

Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2B} =$	61.42	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	84.01	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	70.04	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	81.34	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются.

1.16. Штуцер G DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	36	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	46	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	182	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1346	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_t	249	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	1700	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	3.5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	6e+05	Н*мм
Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	1250	Н

Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	1250	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	4.1	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 30.9 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 52 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.004 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.17 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 225.9 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 225.9 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 90.37 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \frac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s-c)}}{1 + 0{,}5\frac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\frac{d + 2c_s}{D_р}\frac{\varphi}{\varphi_1}\frac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s-c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s-c)V}V =$$ 4.652 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{p_o} =$ 159.4 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{pm_o} =$ 140.2 < 1.5[σ] 178.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{p_шт} =$ 168.2 < 3χ_1[σ] = 357 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{pm_шт} =$ 147.4 < 1.5χ_1[σ] = 178.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$\sigma_{p_вн_o} =$ 182.4 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$\sigma_{p_вн_шт} =$ 319.8 < 3χ_1[σ] = 357 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007

1.17. Фланец штуцера G DN50 PN63

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code.

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

Фланцевое соединение двух отличающихся друг от друга фланцев.
Спирально-навитая прокладка.
Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.
Специальный расчёт с учетом внешней силы и изгибающего момента.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал фланца	20КА, Поковка
Материал обечайки	20КА, Поковка
Материал второго фланца	20КА, Поковка
Материал второй обечайки	20КА, Труба
Материал болтов	35Х, Diam = 2-М20
Материал прокладки	Спирально-навитая с лентой из нержавеющей стали

Расчётное давление	P (P_1)	4.51	МПа
Внешний изгибающий момент, действующий на фланец	M	6.877e+05	Н мм
Внешняя осевая сила, действующая на фланец	F	1700	Н
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S_a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
Наружный диаметр прокладки	$D_{нп}$	88	мм
Ширина прокладки	N	8	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
Прокладочный коэффициент	m	3	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	135	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	20	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	201	мм^2
Количество болтов(шпилек)	n_b	4	
Температура первого фланца (крышки)	T_{f1}	300	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	46	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	175	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	t (t_{f1})	26	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	20	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	20	мм
Высота конической части первой втулки	h	34	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	10	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа

Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа
Внутренний диаметр второго фланца	D	47	мм
Наружный диаметр второго фланца (крышки)	A	175	мм
Толщина тарелки второго фланца (крышки)	t (t_{f2})	26	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	5.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	19.5	мм
Высота конической части второй втулки	h	34	мм
Длина цилиндрической части втулки второго фланца	$h_{цил}$	10	мм
Прибавка на коррозию для второго фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки: $b = \begin{cases} N/2 & - при\ N \le 12.7\ мм \\ 1.782\sqrt{N} & - при\ N > 12.7\ мм \end{cases}$ 4 мм

Средний диаметр прокладки $G = D_{нп} - 2b =$ 80 мм

Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек) $A_b = n_б f_б =$ 804 мм^2

Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности $h_G = \dfrac{C - G}{2} =$ 27.5 мм

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Дополнительное расчётное усилие на болты (шпильки) фланцевого соединения, вызванное воздействием внешней осевой силы и изгибающего момента $Q_{FM} = Max\left\{F + \dfrac{4|M|}{G};0\right\} =$ 3.608e+04 Н

Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки $W_{m2} = \pi b G q =$ 6.937e+04 Н

Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец $H = 0.785G^2|P| =$ 2.266e+04 Н

Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения $H_p = 2b\pi G m P =$ 2.72e+04 Н

Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях $W_{m1} = H + H_p + Q_{FM} =$ 8.594e+04 Н

Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек) $A_m = Max\left\{\dfrac{W_{m1}}{S_b};\dfrac{W_{m2}}{S_a}\right\} =$ 537.2 < $A_b =$ 804 мм^2

Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке $W = \dfrac{A_m + A_b}{2} S_a =$ 1.073e+05 Н

Расчёт на прочность первого фланца ($H=H_1, H_p=H_{p1}$)

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию	$B = D + 2c =$	52 мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию	$g_0 = S_0 - c =$	17 мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию	$g_1 = S_1 - c =$	17 мм

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца	$R = \frac{(C-B)}{2} - g_1 =$	24.5 мм
Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца	$h_D = R + \frac{g_1}{2} =$	33 мм
Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} =$	34.5 мм

Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	3.365	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	29.73	мм
$Y =$	1.68	$T =$	1.125	
$U =$	1.846	$Z =$	1.194	
$F =$	0.9087	$V =$	0.5496	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	2.205	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	9573	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	1.309e+04	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	6.329e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	3.159e+05	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	4.514e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	1.74e+06	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

- в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	2.508e+06	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	2.951e+06	Н мм

Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке $B_1 = \begin{cases} B \ \ при \ \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f > 1 \\ B + g_1 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f = 1 \end{cases} =$ 69 мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца
- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	57.04	<	$1.5S_{fb} =$ 178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2B} =$	66.55	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	40.39	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	61.79	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	48.71	<	$S_{fb} =$ 119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	67.11	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2B} =$	78.3	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	47.52	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	72.71	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	57.32	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

<u>Расчёт на прочность второго фланца ($H=H_2, H_p=H_{p2}$)</u>

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию	$B = D + 2c =$	69.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию	$g_0 = S_0 - c =$	2.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию	$g_1 = S_1 - c =$	16.5	мм
Плечи действия сил:			
Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца	$R = \frac{(C-B)}{2} - g_1 =$	24.5	мм
Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца	$h_D = R + \frac{g_1}{2} =$	32.75	мм
Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} =$	34.25	мм

- Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	3.302	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	11.51	мм
$Y =$	1.709	$T =$	1.138	
$U =$	1.878	$Z =$	1.202	
$F =$	0.4187	$V =$	0.008248	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	2.783	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	9945	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	1.271e+04	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	6.329e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	3.257e+05	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	4.354e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	1.74e+06	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

-в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	2.502e+06	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	2.951e+06	Н мм
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке	$B_1 = \begin{cases} B \ \text{при} \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f > 1 \\ B + g_1 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f = 1 \end{cases} =$	69.5	мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца

- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	47.5	<	$1.5S_{fb} =$	178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	56.64	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	51.23	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	52.07	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	49.37	<	$S_{fb} =$	119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	56.03	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	66.81	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	60.43	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	61.42	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	58.23	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются.

1.18. Цилиндрическая обечайка выходной камеры

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления - изгибающего момента.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Лист

Расчётная температура	T	300	ºC
Расчётное давление в сосуде	P	0.3	МПа
Расчётный изгибающий момент	M	0	Н·мм
Расчётное поперечное усилие	Q	0	Н
Внутренний диаметр обечайки	D	1600	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	542	мм
Расчётная длина обечайки	L	4322	мм
Толщина стенки обечайки	S	10	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.8	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	3.8	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	119	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.71e+05	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 2.019 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 5.819 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S-C)}{D+(S-C)} =$$ 0.9187 МПа

Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости в пределах упругости

$$[M]_E = \frac{89\cdot 10^{-6}E}{n_y}D^3\left[\frac{100(S-C)}{D}\right]^{2,5} =$$ 2.416e+09 Н·мм

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности

$$[M]_п = \frac{\pi D(D+S-C)(S-C)[\sigma]}{4} =$$ 1.489e+09 Н·мм

Допускаемый изгибающий момент

$$[M] = \frac{[M]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[M]_п}{[M]_E}\right)^2}} =$$ 1.268e+09 Н·мм

Допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$[Q]_E = \frac{2.4E(S-C)^2}{n_y}\left[0.18+3.3\frac{D(S-C)}{L^2}\right] =$$ 1.183e+06 Н

Допускаемое поперечное усилие из условия прочности

$$[Q]_п = \frac{\pi D(S-C)[\sigma]}{4} =$$ 9.271e+05 Н

Допускаемое перерезывающее усилие

$$[Q] = \frac{[Q]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[Q]_п}{[Q]_E}\right)^2}} =$$ 7.298e+05 Н

Условие устойчивости (п.5.3.7 ГОСТ Р 52857.2-2007)

$$\frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 =$$ 0< 1

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 452.2 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

1.19. Штуцер P DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	0.3	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	10	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	46	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	208	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	129	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.8	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.8	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 2.019 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 52 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.06563 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.17 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 99.6 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 99.6 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 39.84 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{op}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 0.9187 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

1.20. Фланец штуцера P DN50 PN63

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code.

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

Фланцевое соединение фланца и крышки.

Спирально-навитая прокладка.

Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.

Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал фланца	20КА, Поковка
Материал обечайки	20КА, Поковка
Материал второго фланца	20КА, Поковка
Материал болтов	35Х, Diam = 2-М20
Материал прокладки	Спирально-навитая с лентой из нержавеющей стали

Расчётное давление	P (P_1)	0.3	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S_a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
Наружный диаметр прокладки	$D_{нп}$	88	мм
Ширина прокладки	N	8	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
Прокладочный коэффициент	m	3	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	135	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	20	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	201	мм^2
Количество болтов(шпилек)	n_b	4	
Температура первого фланца (крышки)	T_{f1}	300	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	46	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	175	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	t (t_{f1})	26	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	20	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	20	мм
Высота конической части первой втулки	h	34	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	10	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа
Наружный диаметр второго фланца (крышки)	A	175	мм
Толщина тарелки второго фланца (крышки)	t (t_{f2})	18	мм
Толщина крышки	t (t_{f2})	22	мм

Прибавка на коррозию для второго фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки: $b = \begin{cases} N/2 & - при\ N \le 12.7\ мм \\ 1.782\sqrt{N} & - при\ N > 12.7\ мм \end{cases}$ 4 мм

Средний диаметр прокладки $G = D_{нп} - 2b =$ 80 мм

Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек) $A_b = n_б f_б =$ 804 мм^2

Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности $h_G = \dfrac{C - G}{2} =$ 27.5 мм

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки $W_{m2} = \pi b G q =$ 6.937e+04 Н

Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец $H = 0.785 G^2 |P| =$ 1507 Н

Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения $H_p = 2b\pi G m P =$ 1810 Н

Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях $W_{m1} = H + H_p =$ 3317 Н

Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек) $A_m = Max\left\{\dfrac{W_{m1}}{S_b}; \dfrac{W_{m2}}{S_a}\right\} =$ 433.5 < $A_b =$ 804 мм^2

Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке $W = \dfrac{A_m + A_b}{2} S_a =$ 9.9e+04 Н

Расчёт на прочность фланца

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию $B = D + 2c =$ 52 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию $g_0 = S_0 - c =$ 17 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию $g_1 = S_1 - c =$ 17 мм

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца $R = \dfrac{(C - B)}{2} - g_1 =$ 24.5 мм

Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца $h_D = R + \dfrac{g_1}{2} =$ 33 мм

Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца $h_T = \dfrac{R + g_1 + h_G}{2} =$ 34.5 мм

Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	3.365	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	29.73	мм
$Y =$	1.68	$T =$	1.125	
$U =$	1.846	$Z =$	1.194	
$F =$	0.9087	$V =$	0.5496	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	2.205	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	636.8	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	870.4	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	1810	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	2.101e+04	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	3.003e+04	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	4.976e+04	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

- в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	1.008e+05	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	2.723e+06	Н мм
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке	$B_1 = \begin{cases} B \ \text{при} \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f > 1 \\ B + g_1 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f = 1 \end{cases} =$	69	мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца
- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	2.293	<	$1.5S_{fb} =$	178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	2.675	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	1.624	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	2.484	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	1.958	<	$S_{fb} =$	119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	61.92	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	72.25	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	43.85	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	67.09	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	52.89	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются.

1.21. Крышка штуцера P DN50 PN63

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Плоская круглая крышка с дополнительным краевым моментом.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Расчётная температура	T	300	ºC
Расчётное давление (по абсолютной величине)	P	0.3	МПа
Наружный диаметр крышки	$D_н$	175	мм
Наименьший диаметр наружной утоненной части крышки	D_2	87	мм
Диаметр болтовой окружности	D_3	135	мм
Ширина прокладки	$b_п$	8	мм
Исполнительная толщина днища (крышки)	s_1	22	мм
Исполнительная толщина крышки в месте уплотнения или кольцевой выточки	s_2	22	мм
Исполнительная толщина крышки вне уплотнения	s_3	18	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии к расчётной толщине стенки крышки	$c_{1\,1}$	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска к расчётной толщине стенки крышки	$c_{1\,2}$	0	мм
Прибавка технологическая к расчётной толщине стенки крышки	$c_{1\,3}$	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине днища (крышки)	c_1	3	мм
Коэффициент прочности сварных швов днища (крышки)	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала днища (крышки) в рабочих условиях	$[\sigma]_р$	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала днища (крышки) в условиях монтажа до подачи давления	$[\sigma]_м$	147	МПа
Нагрузка на болты крепления крышки в рабочих условиях (см. результаты расчёта по ГОСТ Р 52857.4-2007)	$F_{бр}$	1507	Н
Нагрузка на болты крепления крышки в условиях монтажа до подачи давления (см. результаты расчёта по ГОСТ Р 52857.4-2007)	$F_{бм}$	9.9e+04	Н

Результаты расчёта

Средний диаметр прокладки

$$1.5S_{пр} = \; = \quad 80 \text{ мм}$$

Расчётный диаметр днища (крышки):

$$D_р = \quad 80 \text{ мм}$$

Поправочный коэффициент, учитывающий напряжения сдвига:

$$K_р = \min\left\{1;\ \frac{2,2}{1+\sqrt{1+\left(6\frac{s_1-c}{D_р}\right)^2}}\right\} = \quad 0.8027$$

Равнодействующая внутреннего давления, действующего на крышку:

$$Q_Д = 0{,}785\, p D_{сп.}^2 =$$ 1507 Н

Коэффициент ψ:

$$\psi = \frac{F_б^р}{Q_Д} =$$ 2.201

Коэффициент $K_б$:

$$K_б = 0{,}41\sqrt{\frac{1 + 3\psi\left(\frac{D_3}{D_{сп.}} - 1\right)}{\frac{D_3}{D_{сп.}}}} =$$ 0.7428

Допускаемое давление для крышки с дополнительным краевым моментом:

$$[p] = K_р\left(\frac{s_1 - c}{K_о K_б D_р}\right)^2 [\sigma]\varphi =$$ 9.765 МПа

Вспомогательная величина Φ:

$$\Phi = \max\left\{\frac{F_б^р}{[\sigma]_р}; \frac{F_б^м}{[\sigma]_м}\right\} =$$ 673.5 мм^2

Коэффициент К7 для расчёта толщины плоской круглой крышки в месте уплотнения:

$$K_7 = 0{,}8\sqrt{\frac{D_3}{D_{сп}} - 1} =$$ 0.6633

Толщина плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом в месте уплотнения:

$$s_2 \geq \max\left\{K_7\sqrt{\Phi}; \frac{0{,}6}{D_{сп}}\Phi\right\} + c =$$ 20.21 мм

Коэффициент К7 для расчёта толщины плоской круглой крышки вне зоны уплотнения:

$$K_7 = 0{,}8\sqrt{\frac{D_3}{D_2} - 1} =$$ 0.5942 мм

Толщина плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом вне зоны уплотнения:

$$s_3 \geq \max\left\{K_7\sqrt{\Phi}; \frac{0{,}6}{D_2}\Phi\right\} =$$ 15.42

Плоская круглая крышка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

1.22. Штуцер T DN25

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	0.3	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	10	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	20	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	16	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	275	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	386	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.8	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.8	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 2.019 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 26 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.03281 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 22.98 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 99.6 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 99.6 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 39.84 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{op}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 0.9187 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

2. Расчет корпуса котла при внешнем давлении

2.1. Цилиндрическая обечайка корпуса DN1600

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием наружного давления - изгибающего момента.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Лист

Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Расчётный изгибающий момент	M	0	Н·мм
Расчётное поперечное усилие	Q	0	Н
Внутренний диаметр обечайки	D	1600	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	3780	мм
Расчётная длина обечайки	L	4322	мм
Толщина стенки обечайки	S	36	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	4.1	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа

Результаты расчёта

Допускаемое наружное давление

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

2.69 МПа

Допускаемое наружное давление из условий прочности

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s-c)}{D + (s-c)} =$$

5.122 МПа

Допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{20{,}8 \cdot 10^{-6} E}{n_y \cdot B_1} \frac{D}{L} \left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} =$$

3.16

Коэффициент

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\quad 9{,}45\frac{D}{L}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\} =$$ 1

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия местной устойчивости в пределах упругости

$$[F]_{E1} = \frac{31\cdot 10^{-5}E}{n_y}D^2\left[\frac{100(S-C)}{D}\right]^{2,5} =$$ 3.257e+08 Н

Допускаемое осевое усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$[F]_E = \mathrm{Min}\{[F]_{E1};[F]_{E2}\} =$$ 3.257e+08 Н

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности

$$[F]_п = \pi(D+S-C)(S-C)[\sigma] =$$ 2.142e+07 Н

Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости в пределах упругости

$$[M]_E = \frac{89\cdot 10^{-6}E}{n_y}D^3\left[\frac{100(S-C)}{D}\right]^{2,5} =$$ 1.489e+11 Н·мм

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности

$$[M]_п = \frac{\pi D(D+S-C)(S-C)[\sigma]}{4} =$$ 8.57e+09 Н·мм

Допускаемый изгибающий момент

$$[M] = \frac{[M]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[M]_п}{[M]_E}\right)^2}} =$$ 8.556e+09 Н·мм

Допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$[Q]_E = \frac{2.4E(S-C)^2}{n_y}\left[0.18+3.3\frac{D(S-C)}{L^2}\right] =$$ 3.215e+07 Н

Допускаемое поперечное усилие из условия прочности

$$[Q]_п = \frac{\pi D(S-C)[\sigma]}{4} =$$ 5.251e+06 Н

Допускаемое перерезывающее усилие

$$[Q] = \frac{[Q]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[Q]_п}{[Q]_E}\right)^2}} =$$ 5.183e+06 Н

Условие устойчивости (п.5.3.7 ГОСТ Р 52857.2-2007)

$$\frac{p}{[p]}+\frac{M}{[M]}+\left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 =$$ 0.03718< 1

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 1600 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

2.2. Неподвижная трубная решетка

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.7–2007.

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 неподвижными трубными решетками.
Режим: Расчет на вакуум.
Аппарат с перегородками по межтрубному пространству.
Аппарат без перегородок по трубному пространству.

Решетка, вваренная в кожух.
Крепление труб к решетке развальцовкой с обваркой.
Трубы развальцованные в пазы при наличии одного паза.
Специальная проверка жесткости решеток не нужна.

Исходные данные

Материал кожуха		20КА, Лист	
Материал труб		Сталь20, Труба	
Материал решеток		20КА, Поковка	
Средняя температура стенки кожуха	$t_к$	252	ºС
Средняя температура труб	$t_т$	252	ºС
Расчётная температура кожуха	$T_к$	252	ºС
Расчётная температура труб	$T_т$	252	ºС
Расчётная температура решетки	$T_р$	252	ºС
Расчётное давление в межтрубном пространстве	$P_м$	-0.1	МПа
Расчётное давление в трубном пространстве	$P_т$	0	МПа
Максимально возможный перепад давлений, действующих на решетку	$P_г$	0.1	МПа
Количество циклов нагружения за расчётный срок службы	N	2000	
Модуль продольной упругости материала кожуха	$E_к$	1.755e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала фланцев кожуха	E_1	1.755e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала камеры	E_d	1.755e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала труб	$E_т$	1.755e+05	МПа
Модуль продольной упругости материала решетки	$E_р$	1.755e+05	МПа
Коэффициент линейного расширения материала кожуха при температуре $t_к$	$\alpha_к$	1.285e-05	1/ºС
Коэффициент линейного расширения материала труб при температуре $t_т$	$\alpha_т$	1.285e-05	1/ºС
Допускаемое напряжение для материала кожуха при температуре $T_к$	$[\sigma]_к$	131	МПа
Допускаемое напряжение для материала труб при температуре $T_т$	$[\sigma]_т$	131	МПа
Допускаемое напряжение для материала решетки при температуре $T_р$	$[\sigma]_р$	131	МПа
Допускаемая амплитуда напряжений для материала кожуха при температуре $T_к$	$[\sigma_a]_к$	469.5	МПа
Допускаемая амплитуда напряжений для материала труб при температуре $T_т$	$[\sigma_a]_т$	469.5	МПа
Допускаемая амплитуда напряжений для материала решетки при температуре $T_р$	$[\sigma_a]_р$	469.5	МПа
Внутренний диаметр кожуха	D	1600	мм

Толщина стенки кожуха	$S_к$	36	мм
Толщина стенки кожуха в месте приварки решетки (для приваренных в стык фланцев – $S_1 = S_э$ по ГОСТ Р 52857.4–2007)	S_1	36	мм
Прибавка к толщине стенки кожуха для компенсации коррозии и эрозии	Ск1	3	мм
Прибавка к толщине стенки кожуха для компенсации минусового допуска	Ск2	1	мм
Прибавка технологическая к толщине стенки кожуха	Ск3	0	мм
Расчётная прибавка к толщине стенки кожуха	$C_к$	4	мм
Толщина тарелки фланца кожуха (для решеток вваренных в кожух – $h_1 = S_{1р}$)	h_1	40	мм
Ширина тарелки фланца кожуха (для решеток вваренных в кожух – $b_1 = (D_н-D)/2$)	b_1	36	мм
Радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха ($(D_н+D)/4$)	R_1	816	мм
Толщина стенки камеры в месте приварки решетки (для приваренных в стык фланцев – $S_2 = S_э$ по ГОСТ Р 52857.4–2007)	S_2	36	мм
Толщина тарелки фланца камеры (для решеток вваренных в кожух – $h_2 = S_{1р}$)	h_2	40	мм
Ширина тарелки фланца камеры (для решеток вваренных в кожух – $b_2 = 0$)	b_2	0	мм
Радиус центра тяжести тарелки фланца камеры ($(D_н+D)/4$)	R_2	816	мм
Количество труб в пучке	$i_т$	337	
Половина длины трубы	l	1850	мм
Наружный диаметр трубы	$d_т$	50	мм
Толщина стенки трубы	$S_т$	3	мм
Расстояние от оси кожуха до оси наиболее удаленной трубы	a_1	620	мм
Толщина трубной решетки	$S_р$	40	мм
Толщина трубной решетки в сечении канавки под перегородку	$S_п$	40	мм
Толщина трубной решетки в зоне кольцевой канавки	$S_{р1}$	40	мм
Прибавка к толщине трубной решетки для компенсации коррозии и эрозии	Ср1	6	мм
Прибавка к толщине трубной решетки для компенсации минусового допуска	Ср2	0	мм
Прибавка технологическая к толщине трубной решетки	Ср3	0	мм
Расчётная прибавка к толщине трубной решетки	C	6	мм
Диаметр отверстий под трубы в решетке	$d_о$	50.5	мм
Шаг расположения отверстий под трубы в решетке	$t_р$	65	мм
Глубина развальцовки труб	$l_в$	29	мм
Высота сварного шва в месте приварки трубы к решетке	δ	3	мм
Диаметр окружности, вписанной в максимальную беструбную площадь	D_e	200	мм
Эффективный коэффициент концентрации напряжений в месте приварки решетки	$K_σ$	1.7	
Максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой	$l_{1г}$	900	мм
Максимальный пролет трубы между перегородками	$l_{2г}$	895	мм

Результаты расчёта

Внутренний радиус кожуха:

$$a = \frac{D}{2} = \qquad 800 \text{ мм}$$

Относительная характеристика беструбного края:

$$m_н = a / a_1 =$$ 1.29

Коэффициент влияния давления в межтрубном пространстве на трубную решетку:

$$\eta_M = 1 - \frac{i d_T^2}{4 a_1^2} =$$ 0.4521

Коэффициент влияния давления в трубном пространстве на трубную решетку:

$$\eta_T = 1 - \frac{i (d_T - 2S_T)^2}{4 a_1^2} =$$ 0.5757

Коэффициент ослабления трубной решетки:

$$\varphi_p = 1 - \frac{d_o}{t_o} =$$ 0.2231

Коэффициент жесткости перфорированной плиты:

$$\psi_o =$$ 0.2757

Модуль упругости основания (системы труб):

$$K_y = \frac{E_T (\eta_T - \eta_M)}{l} =$$ 11.73 Н/мм^3

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха:

$$\rho = \frac{K_y a_1 l}{E_к S_к} =$$ 2.129

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы-кожух:

$$K_q =$$ 1

$$K_p =$$ 1

Приведенное давление:

$$P_o = [\alpha_k (t_k - t_o) - \alpha_T (t_T - t_o)] K_y l + \\ + [\eta_T - 1 + m_{ср} + m_н (m_н + 0.5 \rho K_q)] P_T - \\ + [\eta_M - 1 + m_{ср} + m_н (m_н + 0.3 \rho K_p)] P_M =$$ 0.2232

где:

$$m_{ср} = 0.15 \frac{i (d_T - S_T)^2}{a_1^2} =$$ 0.2905

Коэффициент системы решетка - трубы:

$$\beta = \frac{1.82}{S_p} \sqrt[4]{\frac{K_y S_p}{\psi_o E_p}} =$$ 0.01428 1/мм

Коэффициент системы кожух-решетка камеры:

$$\beta_1 = \frac{1.3}{\sqrt{a S_1}} =$$ 0.00766 1/мм

Коэффициент системы обечайка-фланец камеры:

$$\beta_2 = \frac{1.3}{\sqrt{a S_2}} =$$ 0.00766 1/мм

Жесткость фланцевого соединения при изгибе:

$$K_ф = K_{ф1} + K_{ф2} =$$ 2.584e+07 Н·мм/мм

где:

$$K_{ф1} = \frac{E_1 h_1^3 b_1}{12 R_1^2} + K_1 (1 + \frac{\beta_1 h_1}{2}) =$$ 1.294e+07 Н·мм/мм

$$K_{ф2} = \frac{E_2 h_2^3 b_2}{12 R_2^2} + K_2 (1 + \frac{\beta_2 h_2}{2}) =$$ 1.289e+07 Н·мм/мм

$$K_1 = \frac{\beta_1 a E_K S_1^3}{5.5 R_1} =$$ 1.118e+07 Н·мм/мм

$$K_2 = \frac{\beta_2 a E_D S_2^3}{5.5 R_2} =$$ 1.118e+07 Н·мм/мм

Коэффициент влияния давления на изгиб фланцев:

$$m_1 = \frac{1 + \beta_1 h_1}{2 \beta_1^2} =$$ 1.113e+04 мм^2

Коэффициент влияния давления на изгиб фланцев:

$$m_2 = \frac{1 + \beta_2 h_2}{2 \beta_2^2} =$$ 1.113e+04 мм^2

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения:

$$\rho_1 = \frac{K_y a a_1}{\beta^2 K_ф R_1} =$$ 1.353

Приведенный безразмерный радиус трубного пучка:

$$\varpi = \beta a_1 =$$ 8.852

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края решетки и поддерживающее влияние труб:

$$\Phi_1 =$$ 13.15

$$\Phi_2 =$$ 9.05

$$\Phi_3 =$$ 12.87

Коэффициент T_1:

$$T_1 = \Phi_1 [m_н + 0.5(1 + m_н t)(t - 1)] =$$ 181

Коэффициент T_2:

$$T_2 = \Phi_2 t =$$ 41.61

Коэффициент T_3:

$$T_3 = \Phi_3 m_н =$$ 16.61

где:

$$t = 1 + 1.4 \varpi (m_н - 1) =$$ 4.598

Изгибающий момент, распределенный по краю трубной решетки:

$$M = (\frac{a_1}{\beta}) \frac{P_1 (T_1 + \rho K_q) - P_o T_2}{(T_1 + \rho K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2} =$$ -439.8 Н·мм/мм

Перерезывающая сила, распределенная по краю трубной решетки:

$$Q = a_1 \frac{P_o (T_3 + \rho_1) - P_1 T_2}{(T_1 + \rho K_q)(T_3 + \rho_1) - T_2^2} =$$ 2.183 Н/мм

где:

$$P_1 = \frac{K_y}{\beta K_\Phi}(m_1 P_M - m_2 P_T) =$$ -0.03539 МПа

Изгибающий момент, распределенный по периметру перфорированной зоны решетки:

$$M_a = M + (a - a_1)Q =$$ -46.9 Н·мм/мм

Перерезывающая сила, распределенная по периметру перфорированной зоны решетки:

$$Q_a = m_n Q =$$ 2.816 Н/мм

Осевая сила, действующая на трубу:

$$N_T = \frac{\pi d_1}{i}[(\eta_M P_M - \eta_T P_T)a_1 + \Phi_1 Q_a + \Phi_2 \beta M_a] =$$ 17.03 Н

Изгибающий момент, действующий на трубу:

$$M_T = \frac{E_T J_T \beta}{K_y a_1 l_{np}}(\Phi_2 Q_a + \Phi_3 \beta M_a) =$$ 2380 Н·мм

где:

$$l_{np} =$$ 300 мм

Осевая сила, распределенная по периметру кожуха:

$$Q_K = \frac{a}{2}P_T - Q =$$ -2.183 Н/мм

Изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха:

$$M_K = \frac{K_1}{\rho_1 K_\Phi \beta}(T_2 Q_n + T_3 \beta M) - \frac{P_M}{2\beta_1^2} =$$ 551.1 Н·мм/мм

Осевая сила, действующая на кожух:

$$F = \pi D Q_K =$$ -1.097e+04 Н

Расчётное изгибное напряжение в трубной решетке в месте соединения с кожухом:

$$\sigma_{P1} = \frac{6|M|}{(S_{1P} - C)^2} =$$ 2.283 МПа

Расчётное касательное напряжение в трубной решетке в месте соединения с кожухом:

$$\tau_{P1} = \frac{|Q|}{(S_{1P} - C)} =$$ 0.0642 МПа

Максимальный расчётный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки:

$$M_{max} = \begin{Bmatrix} A\frac{|Q_a|}{\beta} \text{ при } -1.0 \le \frac{\beta M_a}{Q_a} \le 1.0 \\ B|M_a| \text{ при } \frac{\beta M_a}{Q_a} < -1.0 \text{ и } \frac{\beta M_a}{Q_a} > 1.0 \end{Bmatrix} =$$ 59.08

где:

$$A\left(\omega, \frac{\beta M_a}{Q_a}\right) =$$ 0.2995

Расчётное изгибное напряжение в перфорированной части трубной решетки:

$$\sigma_{P2} = \frac{6M_{max}}{\varphi_P (S_P - C)^2} =$$ 1.375 МПа

Расчётное касательное напряжение в перфорированной части трубной решетки:

$$\tau_{P2} = \frac{|Q_a|}{\varphi_P (S_P - C)} =$$ 0.3713 МПа

Мембранные напряжения в меридиональном направлении в кожухе в месте присоединения к решетке:

$$\sigma_{MX} = \frac{|Q_X|}{(S_1 - C_X)} =$$ 0.06821 МПа

Изгибные напряжения в меридиональном направлении в кожухе в месте присоединения к решетке:

$$\sigma_{UX} = \frac{6|M_X|}{(S_1 - C_X)^2} =$$ 3.229 МПа

Мембранные напряжения в окружном направлении в кожухе в месте присоединения к решетке:

$$\sigma_{M\varphi} = \frac{|P_M| a}{(S_1 - C_X)} =$$ 2.5 МПа

Изгибные напряжения в окружном направлении в кожухе в месте присоединения к решетке:

$$\sigma_{U\varphi} = 0.3\sigma_{UX} =$$ 0.9687 МПа

Расчётные мембранные напряжения в трубах в осевом направлении:

$$\sigma_{1T} = \frac{|N_T|}{\pi (d_T - S_T) S_T} =$$ 0.03847 МПа

Расчётные суммарные напряжения в трубах в осевом направлении:

$$\sigma_1 = \sigma_{1T} + \frac{d_T |M_T|}{2J_T} =$$ 0.523 МПа

Расчётные напряжения в трубах в окружном направлении:

$$\sigma_{2T} = \frac{(d_T - S_T)\max\{|P_T|, |P_M|, |P_T - P_M|\}}{2S_T} =$$ 0.7833 МПа

Условия статической прочности решетки:

Максимальное касательное напряжение в решетке:

$$\max\{\tau_{P1}; \tau_{P2}\} =$$ 0.3713 МПа

Допускаемое касательное напряжение в решетке:

$$0.8[\sigma]_P =$$ 104.8 МПа

Необходимая толщина решетки из условия прочности беструбной зоны:

$$S_p \geq 0.5 D_E \sqrt{\frac{P_R}{[\sigma]_p}} + C =$$ 8.763 мм

Условия малоцикловой прочности решетки:

Расчётная амплитуда напряжений в решетке в месте соединения с кожухом:

$$\sigma_a = K_\sigma \frac{\sigma_{p1}}{2} =$$ 1.94 МПа

Расчётная амплитуда напряжений в перфорированной зоне решетки:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{p2}}{2} =$$ 0.6873 МПа

Допускаемая амплитуда напряжений для материала решетки:

$$[\sigma_a]_p =$$ 469.5 МПа

Условие статической прочности кожуха:

Мембранное напряжение в кожухе в месте приварки к решетке:

$$\sigma_{MX} =$$ 0.06821 МПа

Допускаемое местное мембранное напряжение в кожухе:

$$1.3[\sigma]_K =$$ 170.3 МПа

Условие малоцикловой прочности кожуха:

Расчётная амплитуда напряжений в кожухе в месте приварки к решетке:

$$\sigma_a = K_\sigma \max\left\{\begin{matrix}|\sigma_{MX} + \sigma_{UX}|; |\sigma_{M\varphi} + \sigma_{U\varphi}|; \\ |(\sigma_{MX} + \sigma_{UX}) - (\sigma_{M\varphi} + \sigma_{U\varphi})|\end{matrix}\right\} =$$ 2.948 МПа

Допускаемая амплитуда напряжений для материала кожуха:

$$[\sigma_a]_K =$$ 469.5 МПа

Условие устойчивости кожуха (по ГОСТ Р 52857.2):

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности кожуха:

$$[F]_п = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma] =$$ 2.149e+07 Н

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия устойчивости кожуха в пределах упругости:

$$[F]_{E1} = \frac{31 \cdot 10^{-5} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(S - C)}{D}\right]^{2.5} =$$ 3.283e+08 Н

Допускаемое осевое сжимающее усилие для кожуха:

$$[F] = \frac{[F]_п}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_п}{[F]_E}\right)^2}} =$$ 2.145e+07 Н

Допускаемое наружное давление в кожухе:

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_п}{[p]_E}\right)^2}} =$$ 3.013 МПа

здесь:

$[p]_п$ – допускаемое наружное давление из условий прочности:

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s - c)}{D + (s - c)} =$$ 5.137 МПа

$[p]_E$ – допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости:

$$[p]_E = \frac{20{,}8 \cdot 10^{-6} E}{n_y \cdot B_1} \frac{D}{L} \left[\frac{100(s - c)}{D}\right]^{2.5} =$$ 3.721 МПа

где:

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\quad 9{,}45 \frac{D}{L} \sqrt{\frac{D}{100(s - c)}}\right\} =$$ 1

Условие устойчивости кожуха при совместном действии осевой сжимающей силы и наружного давления:

$$\frac{|p_м|}{[p]} + \frac{|F|}{[F]} =$$ 0.0337< 1

Условие статической прочности труб:

Максимальное мембранное напряжение в трубах:

$$\max\{\sigma_{1T}; \sigma_{2T}\} =$$ 0.7833 МПа

Допускаемое напряжение для материала труб:

$$[\sigma]_T =$$ 131 МПа

Расчётная амплитуда напряжений в трубах:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_1}{2} =$$ 0.2615 МПа

Допускаемая амплитуда напряжений для материала труб:

$$[\sigma_a]_T =$$ 469.5МПа

Проверка прочности крепления труб в решетке:

Расчётная нагрузка на соединение трубы с решеткой:

$$|N_T| =$$ 17.03 Н

Допускаемая нагрузка на соединение трубы с решеткой с помощью развальцовки:

$$[N]_{TP} =$$ 3.482e+04 Н

Напряжение сдвига в сварном шве приварки трубы к решетке:

$$\tau = \frac{|N_T| d_T + 4|M_T|}{\pi d_r^2 \delta} =$$ 0.4405 МПа

Допускаемое напряжение сдвига в сварном шве приварки трубы к решетке в случае крепления труб к решетке способом приварки или приварки с подвальцовкой: 37.96 МПа

$$[\tau] = \varphi_C \min\{[\sigma]_T; [\sigma]_P\} =$$

где:

$$\varphi_C = \min\{0.5; (095 - 0.2\lg N)\} =$$ 0.2898

Условие прочности крепления труб к решетке способом развальцовки с обваркой:

$$\max\left\{\frac{\varphi_c \min\left\{[\sigma]_т; [\sigma]_р\right\}}{\tau} + 0,6\frac{[N]_{пр}}{|N_т|}; \frac{[N]_{пр}}{|N_т|}\right\} =$$ 2044> 1

Условия прочности и устойчивости элементов теплообменного аппарата выполняются.

2.3. Седловая опора (неподвижная)

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.5-2007

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

Элемент: Цилиндрическая обечайка на седловых опорах, работающая
под действием наружного давления.
С подкладным листом.
Седловая опора со сплошным сечением.
Режим: Расчет на вакуум.
Цилиндрическая обечайка, не подкрепленная элементами жесткости.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Лист	
Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Опорное усилие, действующее на опору	F	4.434e+04	Н
Максимальный момент над опорой	M	1.013e+07	Н*мм
Расчётное поперечное усилие	Q	2.326e+04	Н
Внутренний диаметр обечайки	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки	s	36	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии	c1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска	c2	1.1	мм
Прибавка технологическая	c3	0	мм
Сумма прибавок к толщине стенки обечайки	c	4.1	мм
Расстояние от края родительского элемента до седловой опоры	L_p	740	мм
Длина цилиндрической выступающей части, включая отбортовку	a	740	мм
Коэффициент прочности сварных швов, расположенных в области опорного узла	φ	1	
Угол охвата седловой опоры, градусов	δ_1	120	
Ширина седловой опоры	b	300	мм
Угол охвата подкладного листа, градусов	d_2	140	
Ширина подкладного листа	b_2	400	мм
Толщина подкладного листа	s_2	36	мм
Допускаемое напряжение для материала обечайки	[σ]	131	МПа
Допускаемое наружное давление для обечайки без колец жесткости или между кольцами по ГОСТ Р 52857.2-2007	[p]	2.69	МПа
Допускаемое осевое усилие из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[F]	2.138e+07	Н
Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[M]	8.556e+09	Н·мм
Допускаемая перерезывающая сила по ГОСТ Р 52857.2-2007	[Q]	5.183e+06	Н

Результаты расчёта

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла, при рассмотрении подкладного листа как седловой опоры шириной b2 с углом охвата d2

Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta_1 = 0{,}91\frac{b}{\sqrt{D(s-c)}} =$$ 0.9841

Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного узла:

$$\overline{\sigma}_{мх} = \frac{4M_i}{\pi D^2(s-c)} =$$ 0.1047 МПа

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} =$$ 0.3163

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата:

$$K_{12} =$$ 0.9816

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$$K_{15} =$$ 0.6937

Коэффициент K_2

$$K_2 =$$ 1.25

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.23\cdot K_{13}\cdot K_{15}}{K_{12}\cdot K_{10}} =$$ -0.178

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = \frac{-\overline{\sigma}_{мх}}{K_2[\sigma]} =$$ -0.0006395

$$\vartheta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s-c)} - \overline{\sigma}_{мх}\right)\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ -0.005718

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,1}) =$$ 1.406

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,2}) =$$ 1.402

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1K_2[\sigma] =$$ 229.6 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[\mathrm{F}]_2 = \frac{0.7[\sigma_i]_2\sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{10}K_{12}} =$$ 6.908e+06 Н

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.53\cdot K_{11}}{K_{14}\cdot K_{16}\cdot K_{17}\cdot \sin(0.5\delta_1)} =$$ -1.721

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = <$$ 0

$$\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(s-c)}\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ -0.01016

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,1}) =$$ 0.4793

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,2}) =$$ 0.4745

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1K_2[\sigma] =$$ 77.7 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[\mathrm{F}]_3 = \frac{0.9[\sigma_i]_3\sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{14}K_{16}K_{17}} =$$ 3.256e+06 Н

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[F_i] = \min\{[F]_2;[F]_3\} =$$ 3.256e+06 Н

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла, при рассмотрении подкладного листа как усиления стенки сосуда:

Расчётная толщина при рассмотрении подкладного листа как усиления стенки:

$$s_{ef} = (s-c)\sqrt{1+\left(\frac{s_2}{s-c}\right)^2} =$$ 52.2 мм

Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta_1 = 0{,}91\frac{b}{\sqrt{D(s_{ef}-c)}} =$$ 0.9841

Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного узла:

$$\overline{\sigma}_{mx} = \frac{4M_i}{\pi D^2(s_{ef}-c)} =$$ 0.1047 МПа

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} =$$ 0.3163

$$K_{11} =$$ 0.8059

$$K_{17} =$$ 0.5689

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата:

$$K_{12} =$$ 0.9816

$$K_{13} =$$ -0.0006395

$$K_{14} =$$ 0.6344

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$K_{15} =$ 0.6937

$K_{16} =$ 0.7939

Коэффициент K_2

$K_2 =$ 1.25

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} =$$ -0.178

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = \frac{-\overline{\sigma}_{mx}}{K_2[\sigma]} =$$ -0.0006395

$$\vartheta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s_{ef} - c)} - \overline{\sigma}_{mx}\right)\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ -0.005718

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,1}) =$ 1.406

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,2}) =$ 1.402

Предельное напряжение изгиба:

$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] =$ 229.6 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[F]_2 = \frac{0.7[\sigma_i]_2 \sqrt{D(s_{ef} - c)}(s_{ef} - c)}{K_{10} K_{12}} =$$ 6.908e+06 Н

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5\delta_1)} =$$ -1.721

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$\vartheta_{2,1} =$ 0

$$\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(s_{ef} - c)} \frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ -0.01016

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,1}) =$ 0.4793

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,2}) =$ 0.4745

Предельное напряжение изгиба:

$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] =$ 77.7 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[F]_3 = \frac{0.9[\sigma_i]_3\sqrt{D(s_{ef}-c)}(s_{ef}-c)}{K_{14}K_{16}K_{17}} =$$ 3.256e+06 Н

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[F_i] = \min\{[F]_2;[F]_3\} =$$ 3.256e+06 Н

Проверка устойчивости обечайки в области опорного узла:

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры:

$$F_e = F_i \cdot \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{D}{(s-c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} =$$ 5.923e+04 Н

Условие устойчивости обечайки, работающей под наружным давлением:

$$\frac{|p|}{[p]} + \frac{|M_i|}{[M]} + \frac{|F_e|}{[F]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 =$$ 0.04116< 1

Цилиндрическая обечайка на седловых опорах отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.5-2007.

2.4. Седловая опора (подвижная)

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.5-2007

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

Элемент: Цилиндрическая обечайка на седловых опорах, работающая
под действием наружного давления.
С подкладным листом.
Седловая опора со сплошным сечением.
Режим: Расчет на вакуум.
Цилиндрическая обечайка, не подкрепленная элементами жесткости.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Лист

Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Опорное усилие, действующее на опору	F	6.502e+04	Н
Максимальный момент над опорой	M	2.092e+07	Н*мм
Расчётное поперечное усилие	Q	3.345e+04	Н
Внутренний диаметр обечайки	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки	s	36	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии	c1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска	c2	1.1	мм
Прибавка технологическая	c3	0	мм
Сумма прибавок к толщине стенки обечайки	c	4.1	мм
Расстояние от края родительского элемента до седловой опоры	L_p	2740	мм
Длина цилиндрической выступающей части, включая отбортовку	a	1582	мм
Коэффициент прочности сварных швов, расположенных в области опорного узла	φ	1	
Угол охвата седловой опоры, градусов	δ_1	120	
Ширина седловой опоры	b	300	мм
Угол охвата подкладного листа, градусов	d_2	140	
Ширина подкладного листа	b_2	400	мм
Толщина подкладного листа	s_2	36	мм
Допускаемое напряжение для материала обечайки	[σ]	131	МПа
Допускаемое наружное давление для обечайки без колец жесткости или между кольцами по ГОСТ Р 52857.2-2007	[p]	2.69	МПа
Допускаемое осевое усилие из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[F]	2.138e+07	Н
Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости по ГОСТ Р 52857.2-2007	[M]	8.556e+09	Н·мм
Допускаемая перерезывающая сила по ГОСТ Р 52857.2-2007	[Q]	5.183e+06	Н

Результаты расчёта

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла, при рассмотрении подкладного листа как седловой опоры шириной b2 с углом охвата d2

Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta_1 = 0{,}91\frac{b}{\sqrt{D(s-c)}} =$$ 0.9841

Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного узла:

$$\overline{\sigma}_{mx} = \frac{4M_i}{\pi D^2(s-c)} =$$ 0.2163 МПа

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} =$$ 0.3163

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата:

$$K_{12} =$$ 0.9816

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$$K_{15} =$$ 1

Коэффициент K_2

$$K_2 =$$ 1.25

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.23\cdot K_{13}\cdot K_{15}}{K_{12}\cdot K_{10}} =$$ -0.2566

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = \frac{-\overline{\sigma}_{mx}}{K_2[\sigma]} =$$ -0.001321

$$\vartheta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s-c)} - \overline{\sigma}_{mx}\right)\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ -0.006399

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,1}) =$$ 1.325

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,2}) =$$ 1.321

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1K_2[\sigma] =$$ 216.3 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[\mathrm{F}]_2 = \frac{0.7[\sigma_i]_2\sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{10}K_{12}} =$$ 6.508e+06 Н

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.53\cdot K_{11}}{K_{14}\cdot K_{16}\cdot K_{17}\cdot \sin(0.5\delta_1)} =$$ -1.468

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = <$$ 0

$$\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(s-c)}\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ -0.01016

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,1}) =$$ 0.5437

$$K_1(\vartheta_1;\vartheta_{2,2}) =$$ 0.5383

Предельное напряжение изгиба:

$$[\sigma]_i = K_1K_2[\sigma] =$$ 88.15 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[\mathrm{F}]_3 = \frac{0.9[\sigma_i]_3\sqrt{D(s-c)}(s-c)}{K_{14}K_{16}K_{17}} =$$ 3.152e+06 Н

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[F_i] = \min\{[F]_2;[F]_3\} =$$ 3.152e+06 Н

Проверка несущей способности обечайки в области опорного узла, при рассмотрении подкладного листа как усиления стенки сосуда:

Расчётная толщина при рассмотрении подкладного листа как усиления стенки:

$$s_{ef} = (s-c)\sqrt{1+\left(\frac{s_2}{s-c}\right)^2} =$$ 52.2 мм

Параметр, определяемый шириной пояса опоры:

$$\beta_1 = 0{,}91\frac{b}{\sqrt{D(s_{ef}-c)}} =$$ 0.9841

Общее осевое мембранное напряжение, действующее в области опорного узла:

$$\overline{\sigma}_{mx} = \frac{4M_i}{\pi D^2(s_{ef}-c)} =$$ 0.2163 МПа

Коэффициенты, учитывающие влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} =$$ 0.3163

$$K_{11} =$$ 0.8059

$$K_{17} =$$ 0.5689

Коэффициенты, учитывающие влияние угла охвата:

$$K_{12} =$$ 0.9816

$$K_{13} =$$ -0.001321

$$K_{14} =$$ 0.6344

Коэффициенты, учитывающие влияние расстояния до днища:

$K_{15} =$ 1

$K_{16} =$ 0.9306

Коэффициент K_2

$K_2 =$ 1.25

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в осевом направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} =$$ -0.2566

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$$\vartheta_{2,1} = \frac{-\overline{\sigma}_{mx}}{K_2[\sigma]} =$$ -0.001321

$$\vartheta_{2,2} = \left(\frac{pD}{4(s_{ef} - c)} - \overline{\sigma}_{mx}\right)\frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ -0.006399

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,1}) =$ 1.325

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,2}) =$ 1.321

Предельное напряжение изгиба:

$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] =$ 216.3 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в осевом направлении:

$$[F]_2 = \frac{0.7[\sigma_i]_2 \sqrt{D(s_{ef} - c)}(s_{ef} - c)}{K_{10} K_{12}} =$$ 6.508e+06 Н

Определение допускаемого опорного усилия от нагружения в окружном направлении:

Коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба:

$$\vartheta_1 = -\frac{0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5\delta_1)} =$$ -1.468

Коэффициенты, учитывающие степень нагрузки общими мембранными напряжениями

$\vartheta_{2,1} =$ 0

$$\vartheta_{2,2} = \frac{pD}{2(s_{ef} - c)} \frac{1}{K_2[\sigma]} =$$ -0.01016

Коэффициент K_1 (принимается меньшее значение из двух):

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,1}) =$ 0.5437

$K_1(\vartheta_1; \vartheta_{2,2}) =$ 0.5383

Предельное напряжение изгиба:

$[\sigma]_i = K_1 K_2 [\sigma] =$ 88.15 МПа

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении:

$$[F]_3 = \frac{0.9[\sigma_i]_3\sqrt{D(s_{ef}-c)}(s_{ef}-c)}{K_{14}K_{16}K_{17}} =$$ 3.152e+06 Н

Проверка прочности обечайки в области опорного узла:

Допускаемое усилие на опору:

$$[F_i] = \min\{[F]_2;[F]_3\} =$$ 3.152e+06 Н

Проверка устойчивости обечайки в области опорного узла:

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры:

$$F_e = F_i \cdot \frac{\pi}{4}\sqrt{\frac{D}{(s-c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} =$$ 1.252e+05 Н

Условие устойчивости обечайки, работающей под наружным давлением:

$$\frac{|p|}{[p]} + \frac{|M_i|}{[M]} + \frac{|F_e|}{[F]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 =$$ 0.04553< 1

Цилиндрическая обечайка на седловых опорах отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.5-2007.

2.5. Штуцера Q1, Q2, Q3 DN85

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	36	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.16	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	85	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	50	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	80	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	25	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	171	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	724.5	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_f	171	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	-3.025e+04	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	1.728e+07	Н*мм

Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	1.728e+07	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	1.728e+07	Н*мм
Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	2e+04	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	2e+04	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	4.1	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.6109 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 91 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.03475 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 80 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_0 = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 225.9 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 225.9 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 90.37 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \frac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s-c)}}{1 + 0{,}5\frac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\frac{d + 2c_s}{D_р}\frac{\varphi}{\varphi_1}\frac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s-c)[\sigma]}{D_р + (s-c)V}V =$$ 5.122 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} =$$ 2.69 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{p_o} =$ 79.78 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{pm_o} =$ 73.24 < 1.5[σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{p_шт} =$ 197.4 < 3 [σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{pm_шт} =$ 163.9 < 1.5 [σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$\sigma_{p_вн_o} =$ 196.4 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$\sigma_{p_вн_шт} =$ 192.5 < 3 [σ] = 393 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

2.6. Штуцера R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	36	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.16	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	52	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	36	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	50	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	8	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	100	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	759	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	4.1	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.6109 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 58 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02215 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 50 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 225.9 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 225.9 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 90.37 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.122 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_н}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_н}{[p]_E}\right)^2}} =$$ 2.69 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

2.7. Патрубки штуцеров R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием наружного давления.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	52	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	129	мм
Расчётная длина обечайки	L	129	мм
Толщина стенки обечайки	S	8	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	1.2	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	4.2	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа

Результаты расчёта

Допускаемое наружное давление

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_п}{[p]_E}\right)^2}} =$$ 17.49 МПа

Допускаемое наружное давление из условий прочности

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)} =$$ 17.84 МПа

Допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6} E}{n_y \cdot B_1}\frac{D}{L}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} =$$ 88.51

Коэффициент

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\quad 9{,}45\frac{D}{L}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\} =$$ 1

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 52 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

2.8. Отводы 1 R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ПНАЭ Г-7-002-86 и ГОСТ Р 52857.1

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

Элемент: Отвод.
Расчёт на действие давления и внешних нагрузок от присоединенного трубопровода.
Толщины стенок с внешней и внутренней сторон отвода одинаковые.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал отвода		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внешняя перерезывающая сила из плоскости отвода, действующая по оси x	F_{x0}	0	Н
Внешняя перерезывающая сила в плоскости отвода, действующая по оси y	F_{y0}	0	Н
Внешняя осевая сила, действующая по оси z	F_{z0}	0	Н
Внешний изгибающий момент, действующий из плоскости отвода, относительно оси x	M_{x0}	0	Н мм
Внешний изгибающий момент, действующий в плоскости отвода, относительно оси y	M_{y0}	0	Н мм
Внешний крутящий момент, действующий относительно оси z	M_{z0}	0	Н мм
Радиус гиба (измеряется по оси отвода)	R_s	100	мм
Наружный диаметр	D_a	68	мм
Овальность поперечного сечения	a	12.5	%
Угол поворота отвода	α	90	град
Номинальная толщина стенки	s	8	мм
Прибавка для компенсации коррозии	c_1	3	мм
Минусовой допуск на толщину стенки	c_2	1	мм
Технологическая прибавка к толщине стенки	c_3	0	мм
Допускаемое напряжение для материала отвода	$[\sigma]$	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Коэффициент прочности кольцевого сварного шва	φ_T	1	

Результаты расчёта

Расчёт на действие давления

Вспомогательный коэффициент b

$$b = Max\left\{\frac{p}{2[\sigma]+p};\ 0.03\right\} = \qquad 0.03$$

Вспомогательный коэффициент q

$$q = Min\left\{\left(2b\frac{R_s}{D_a} + 0.5\right); 1.0\right\} =$$ 0.5882

Торовый коэффициент для внешней стороны отвода

$$K_1 = \frac{4R_s + D_a}{4R_s + 2D_a} =$$ 0.8731

Торовый коэффициент для внутренней стороны отвода

$$K_2 = \frac{4R_s - D_a}{4R_s - 2D_a} =$$ 1.258

Торовый коэффициент для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$K_3 = 1 =$$ 1

Коэффициент формы для внешней стороны отвода

$$Y_1 = Max\left\{0.12\left(1 + \sqrt{1 + 0.4\frac{a}{b}q}\right); 1.0\right\} =$$ 1.314

Коэффициент формы для внутренней стороны отвода

$$Y_2 = Y_1 =$$ 1.314

Коэффициент формы для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$Y_3 = Max\left\{0.12\left(1 + \sqrt{0.4\frac{a}{b}}\right); 1.0\right\} =$$ 1.674

Расчётная толщина стенки для внешней стороны отвода

$$s_{1p} = \frac{pD_aY_1K_1}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 0.02977 мм

Расчётная толщина стенки для внутренней стороны отвода

$$s_{2p} = \frac{pD_aY_2K_2}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 0.04288 мм

Расчётная толщина стенки для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$s_{3p} = \frac{pD_aY_3K_3}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 0.04343 мм

Допускаемое давление

$$[p] = Min\left\{\begin{array}{l} \dfrac{2(s_1 - c_1 - c_2 - c_{31})\varphi_p[\sigma]}{K_1Y_1D_a - (s_1 - c_1 - c_2 - c_{31})}; \\ \dfrac{2(s_2 - c_1 - c_2 - c_{32})\varphi_p[\sigma]}{K_2Y_2D_a - (s_2 - c_1 - c_2 - c_{32})}; \\ \dfrac{2(s_3 - c_1 - c_2 - c_{33})\varphi_p[\sigma]}{K_3Y_3D_a - (s_3 - c_1 - c_2 - c_{33})} \end{array}\right\} =$$ 9.543 МПа

Расчёт на совместное действие давления и внешних нагрузок

Площадь поперечного сечения

$$A_s = \frac{\pi}{4}\left\{D_a^2 - [D_a - 2(s - c_1 - c_2)]^2\right\} =$$ 804.2 мм^2

Средний радиус поперечного сечения

$$r = \frac{D_a - s}{2} =$$ 30 мм

Безразмерный геометрический параметр

$$\lambda = \frac{R_s s}{r^2} =$$ 0.8889

Момент сопротивления изгибу поперечного сечения

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_a^4 - [D_a - 2(s - c_1 - c_2)]^4}{D_a} =$$ 1.216e+04 мм^3

Безразмерный параметр внутреннего давления

$$\varpi = 1.82 \frac{p}{E} \frac{R^2}{sr} =$$ 4.321e-05

Коэффициент

$$\Omega =$$ 1.016

Коэффициент

$$\Psi =$$ 0.9994

Коэффициент

$$a_1 = 1.01 + 1633.5\lambda^2 + 99\varpi =$$ 1292

Коэффициент

$$a_2 = 1.0156 + 661.5\lambda^2 + 63\varpi - \frac{0.2316}{a_1} =$$ 523.7

Коэффициент

$$a_3 = 1.0278 + 204.2\lambda^2 + 35\varpi - \frac{0.2197}{a_2} =$$ 162.4

Коэффициент

$$a_4 = 1.0625 + 37.5\lambda^2 + 15\varpi - \frac{0.1914}{a_3} =$$ 30.69

Коэффициент

$$b_{II} = 0.125 + 1.5\lambda^2 + 3\varpi - \frac{0.09766}{a_4} =$$ 1.307

Коэффициент

$$A_{22} = -\frac{1}{b_{II}} =$$ -0.765

Коэффициент

$$A_{42} = \frac{0.3125}{a_4} A_{22} =$$ -0.00779

Коэффициент

$$A_{62} = \frac{0.4375}{a_3} A_{42} =$$ -2.099e-05

Коэффициент

$$A_{82} = \frac{0.4687}{a_2} A_{62} =$$ -1.878e-08

Коэффициент

$$A_{102} = \frac{0.4812}{a_1} A_{82} =$$ -6.998e-12

Коэффициент податливости

$$K_p = 1 + \frac{1.125}{b_П} =$$ 1.861

Коэффициент интенсивности напряжений

$$\gamma_m = 0.75\lambda \sum_{i=2,4,...}^{10} A_{i2}\left(1 - i^2\right) =$$ 1.608

Коэффициент интенсивности напряжений

$$\beta_m = K_p + 1.5 \sum_{i=2,4,...}^{10} \frac{A_{i2}}{i} =$$ 1.284

Коэффициент

$$B = \frac{2R_s - r}{2\left(R_s - r\right)} =$$ 1.214

Составляющая окружного напряжения от давления

$$\sigma_{wp} = \frac{p\left[D_a - 2\left(s - c_1 - c_2\right)\right]}{2\varphi_p\left(s - c_1 - c_2\right)} =$$ 0.75 МПа

Расчётное окружное напряжение

$$\sigma_w = \sigma_{wp} =$$ 0.75 МПа

Составляющая осевого напряжения от давления

$$\sigma_{zp} = \frac{\pi p\left[D_a - 2\left(s - c_1 - c_2\right)\right]^2}{4A_s} =$$ 0.3516 МПа

Расчётное радиальное напряжение

$$\sigma_r = -\frac{p}{2} =$$ -0.05 МПа

Условие статической прочности по суммарным мембранным и общим изгибным напряжениям:

$$\sigma_2 = Max\left\{\begin{array}{l} \frac{1}{2}\left|2\sigma_z - \sigma_w - \sigma_r \pm \sqrt{\left(\sigma_w - \sigma_r\right)^2 + 4\tau^2}\right|; \\ \sqrt{\left(\sigma_w - \sigma_r\right)^2 + 4\tau^2} \end{array}\right\} \leq [\sigma]_M = 1.5[\sigma]$$

где:

Расчётное осевое напряжение

$$\sigma_z = \pm \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{\varphi_T W} + \frac{F_z}{A_s} + \sigma_{zp}$$

Расчётное напряжение кручения:

$$\tau = \frac{M_z}{2W}$$

Дополнительное условие статической прочности по суммарным мембранным и общим изгибным напряжениям при $\lambda \leq 1.4$:

$$\sigma_{2a} = \frac{\Omega}{\Psi}\frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}}{\varphi_T W} \le [\sigma]_M = 1.5[\sigma]$$

Условие статической прочности по суммарным местным мембранным и изгибным напряжениям:

$$\sigma_{RK} = Max\left\{\begin{array}{l} \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\gamma_m + |M_y|\beta_m + W\sigma_{xp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\beta_m + |M_y|\gamma_m + W\sigma_{xp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\gamma_m + WB\sigma_{yp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_y|\gamma_m + WB\sigma_{yp}\right]^2 + M_z^2} \end{array}\right\} \le [\sigma]_R = 3[\sigma]$$

См. таблицу.

	α	σ_2	σ_{2a}	$[\sigma]_M$	σ_{RK}	$[\sigma]_R$
1	0	0.8	0	196.5	0.9107	393
2	15	0.8	0	196.5	0.9107	393
3	30	0.8	0	196.5	0.9107	393
4	45	0.8	0	196.5	0.9107	393
5	60	0.8	0	196.5	0.9107	393
6	75	0.8	0	196.5	0.9107	393
7	90	0.8	0	196.5	0.9107	393

Отвод отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ПНАЭ Г-7-002-86 и ГОСТ Р 52857.1.

2.9. Патрубки 2 штуцеров R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием наружного давления.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Труба

Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	52	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	385	мм
Расчётная длина обечайки	L	385	мм
Толщина стенки обечайки	S	8	мм
Прибавка на коррозию	c_1	0	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	1.2	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	1.2	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа

Результаты расчёта

Допускаемое наружное давление

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_п}{[p]_E}\right)^2}} =$$ 30.19 МПа

Допускаемое наружное давление из условий прочности

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)} =$$ 30.3 МПа

Допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6} E}{n_y \cdot B_1}\frac{D}{L}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} =$$ 359.9

Коэффициент

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\quad 9{,}45\frac{D}{L}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\} =$$ 0.353

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 52 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007 .

2.10. Отводы 2 R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ПНАЭ Г-7-002-86 и ГОСТ Р 52857.1

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

Элемент: Отвод.
Расчёт на действие давления и внешних нагрузок от присоединенного трубопровода.
Толщины стенок с внешней и внутренней сторон отвода одинаковые.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал отвода		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внешняя перерезывающая сила из плоскости отвода, действующая по оси x	F_{x0}	0	Н
Внешняя перерезывающая сила в плоскости отвода, действующая по оси y	F_{y0}	0	Н
Внешняя осевая сила, действующая по оси z	F_{z0}	0	Н
Внешний изгибающий момент, действующий из плоскости отвода, относительно оси x	M_{x0}	0	Н мм
Внешний изгибающий момент, действующий в плоскости отвода, относительно оси y	M_{y0}	0	Н мм
Внешний крутящий момент, действующий относительно оси z	M_{z0}	0	Н мм
Радиус гиба (измеряется по оси отвода)	R_s	100	мм
Наружный диаметр	D_a	68	мм
Овальность поперечного сечения	a	12.5	%
Угол поворота отвода	α	30	град
Номинальная толщина стенки	s	8	мм
Прибавка для компенсации коррозии	c_1	3	мм
Минусовой допуск на толщину стенки	c_2	1	мм
Технологическая прибавка к толщине стенки	c_3	0	мм
Допускаемое напряжение для материала отвода	$[\sigma]$	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Коэффициент прочности кольцевого сварного шва	φ_T	1	

Результаты расчёта

Расчёт на действие давления

Вспомогательный коэффициент b

$$b = Max\left\{\frac{p}{2[\sigma]+p};\ 0.03\right\} = \qquad 0.03$$

Вспомогательный коэффициент q

$$q = Min\left\{\left(2b\frac{R_s}{D_a} + 0.5\right); 1.0\right\} =$$ 0.5882

Торовый коэффициент для внешней стороны отвода

$$K_1 = \frac{4R_s + D_a}{4R_s + 2D_a} =$$ 0.8731

Торовый коэффициент для внутренней стороны отвода

$$K_2 = \frac{4R_s - D_a}{4R_s - 2D_a} =$$ 1.258

Торовый коэффициент для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$K_3 = 1 =$$ 1

Коэффициент формы для внешней стороны отвода

$$Y_1 = Max\left\{0.12\left(1 + \sqrt{1 + 0.4\frac{a}{b}q}\right); 1.0\right\} =$$ 1.314

Коэффициент формы для внутренней стороны отвода

$$Y_2 = Y_1 =$$ 1.314

Коэффициент формы для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$Y_3 = Max\left\{0.12\left(1 + \sqrt{0.4\frac{a}{b}}\right); 1.0\right\} =$$ 1.674

Расчётная толщина стенки для внешней стороны отвода

$$s_{1p} = \frac{pD_aY_1K_1}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 0.02977 мм

Расчётная толщина стенки для внутренней стороны отвода

$$s_{2p} = \frac{pD_aY_2K_2}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 0.04288 мм

Расчётная толщина стенки для средней части отвода (+-15% от нейтральной линии)

$$s_{3p} = \frac{pD_aY_3K_3}{2\varphi_p[\sigma] + p} =$$ 0.04343 мм

Допускаемое давление

$$[p] = Min\left\{\begin{array}{l} \dfrac{2(s_1 - c_1 - c_2 - c_{31})\varphi_p[\sigma]}{K_1Y_1D_a - (s_1 - c_1 - c_2 - c_{31})}; \\ \dfrac{2(s_2 - c_1 - c_2 - c_{32})\varphi_p[\sigma]}{K_2Y_2D_a - (s_2 - c_1 - c_2 - c_{32})}; \\ \dfrac{2(s_3 - c_1 - c_2 - c_{33})\varphi_p[\sigma]}{K_3Y_3D_a - (s_3 - c_1 - c_2 - c_{33})} \end{array}\right\} =$$ 9.543 МПа

Расчёт на совместное действие давления и внешних нагрузок

Площадь поперечного сечения

$$A_s = \frac{\pi}{4}\left\{D_a^2 - [D_a - 2(s - c_1 - c_2)]^2\right\} =$$ 804.2 мм^2

Средний радиус поперечного сечения

$$r = \frac{D_a - s}{2} =$$ 30 мм

Безразмерный геометрический параметр

$$\lambda = \frac{R_s s}{r^2} =$$ 0.8889

Момент сопротивления изгибу поперечного сечения

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_a^4 - [D_a - 2(s - c_1 - c_2)]^4}{D_a} =$$ 1.216e+04 мм^3

Безразмерный параметр внутреннего давления

$$\varpi = 1.82 \frac{p}{E} \frac{R^2}{sr} =$$ 4.321e-05

Коэффициент

$$\Omega =$$ 1.016

Коэффициент

$$\Psi =$$ 0.9994

Коэффициент

$$a_1 = 1.01 + 1633.5\lambda^2 + 99\varpi =$$ 1292

Коэффициент

$$a_2 = 1.0156 + 661.5\lambda^2 + 63\varpi - \frac{0.2316}{a_1} =$$ 523.7

Коэффициент

$$a_3 = 1.0278 + 204.2\lambda^2 + 35\varpi - \frac{0.2197}{a_2} =$$ 162.4

Коэффициент

$$a_4 = 1.0625 + 37.5\lambda^2 + 15\varpi - \frac{0.1914}{a_3} =$$ 30.69

Коэффициент

$$b_{II} = 0.125 + 1.5\lambda^2 + 3\varpi - \frac{0.09766}{a_4} =$$ 1.307

Коэффициент

$$A_{22} = -\frac{1}{b_{II}} =$$ -0.765

Коэффициент

$$A_{42} = \frac{0.3125}{a_4} A_{22} =$$ -0.00779

Коэффициент

$$A_{62} = \frac{0.4375}{a_3} A_{42} =$$ -2.099e-05

Коэффициент

$$A_{82} = \frac{0.4687}{a_2} A_{62} =$$ -1.878e-08

Коэффициент

$$A_{102} = \frac{0.4812}{a_1} A_{82} =$$ -6.998e-12

Коэффициент податливости

$$K_p = 1 + \frac{1.125}{b_П} =$$ 1.861

Коэффициент интенсивности напряжений

$$\gamma_m = 0.75\lambda \sum_{i=2,4,...}^{10} A_{i2}\left(1 - i^2\right) =$$ 1.608

Коэффициент интенсивности напряжений

$$\beta_m = K_p + 1.5 \sum_{i=2,4,...}^{10} \frac{A_{i2}}{i} =$$ 1.284

Коэффициент

$$B = \frac{2R_s - r}{2\left(R_s - r\right)} =$$ 1.214

Составляющая окружного напряжения от давления

$$\sigma_{wp} = \frac{p\left[D_a - 2\left(s - c_1 - c_2\right)\right]}{2\varphi_p\left(s - c_1 - c_2\right)} =$$ 0.75 МПа

Расчётное окружное напряжение

$$\sigma_w = \sigma_{wp} =$$ 0.75 МПа

Составляющая осевого напряжения от давления

$$\sigma_{zp} = \frac{\pi p\left[D_a - 2\left(s - c_1 - c_2\right)\right]^2}{4A_s} =$$ 0.3516 МПа

Расчётное радиальное напряжение

$$\sigma_r = -\frac{p}{2} =$$ -0.05 МПа

Условие статической прочности по суммарным мембранным и общим изгибным напряжениям:

$$\sigma_2 = Max\left\{\begin{array}{l} \frac{1}{2}\left|2\sigma_z - \sigma_w - \sigma_r \pm \sqrt{\left(\sigma_w - \sigma_r\right)^2 + 4\tau^2}\right|; \\ \sqrt{\left(\sigma_w - \sigma_r\right)^2 + 4\tau^2} \end{array}\right\} \leq [\sigma]_M = 1.5[\sigma]$$

где:

Расчётное осевое напряжение

$$\sigma_z = \pm \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{\varphi_T W} + \frac{F_z}{A_s} + \sigma_{zp}$$

Расчётное напряжение кручения:

$$\tau = \frac{M_z}{2W}$$

Дополнительное условие статической прочности по суммарным мембранным и общим изгибным напряжениям при $\lambda \leq 1.4$:

$$\sigma_{2a} = \frac{\Omega}{\Psi}\frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}}{\varphi_T W} \le [\sigma]_M = 1.5[\sigma]$$

Условие статической прочности по суммарным местным мембранным и изгибным напряжениям:

$$\sigma_{RK} = Max\left\{\begin{array}{l} \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\gamma_m + |M_y|\beta_m + W\sigma_{xp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\beta_m + |M_y|\gamma_m + W\sigma_{xp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_x|\gamma_m + WB\sigma_{yp}\right]^2 + M_z^2}; \\ \frac{1}{W}\sqrt{\left[|M_y|\gamma_m + WB\sigma_{yp}\right]^2 + M_z^2} \end{array}\right\} \le [\sigma]_R = 3[\sigma]$$

См. таблицу.

	α	σ_2	σ_{2a}	$[\sigma]_M$	σ_{RK}	$[\sigma]_R$
1	0	0.8	0	196.5	0.9107	393
2	5	0.8	0	196.5	0.9107	393
3	10	0.8	0	196.5	0.9107	393
4	15	0.8	0	196.5	0.9107	393
5	20	0.8	0	196.5	0.9107	393
6	25	0.8	0	196.5	0.9107	393
7	30	0.8	0	196.5	0.9107	393

Отвод отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ПНАЭ Г-7-002-86 и ГОСТ Р 52857.1.

2.11. Штуцер Н DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	36	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.16	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	63	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	32	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	120	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1442	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_f	249	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	1700	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	3.5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	6e+05	Н*мм

Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	1250	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	1250	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	4.1	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.6109 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 69 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02635 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 55.92 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 225.9 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 225.9 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 90.37 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \frac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s-c)}}{1 + 0{,}5\frac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\frac{d + 2c_s}{D_р}\frac{\varphi}{\varphi_1}\frac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s-c)[\sigma]}{D_р + (s-c)V}V =$$ 5.122 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} =$$ 2.69 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{p_o} =$ 6.35 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{pm_o} =$ 5.88 < 1.5[σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{p_шт} =$ 6.52 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{pm_шт} =$ 6.27 < 1.5[σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$\sigma_{p_вн_o} =$ 8.57 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$\sigma_{p_вн_шт} =$ 11.44 < 3[σ] = 393 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

2.12. Патрубок штуцера Н DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием наружного давления.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Труба

Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	47	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	62	мм
Расчётная длина обечайки	L	62	мм
Толщина стенки обечайки	S	5	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.6	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	3.6	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	$[\sigma]$	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа

Результаты расчёта

Допускаемое наружное давление

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_п}{[p]_E}\right)^2}} =$$ 6.964 МПа

Допускаемое наружное давление из условий прочности

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)} =$$ 7.579 МПа

Допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6} E}{n_y \cdot B_1}\frac{D}{L}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} =$$ 17.66

Коэффициент

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\quad 9{,}45\frac{D}{L}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\} =$$ 1

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 47 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

2.13. Штуцер F DN25

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде скоса.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	36	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.16	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	25	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	120	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	4	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	194	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1346	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	4.1	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.6109 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 31 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.01184 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 28.7 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 225.9 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 225.9 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 90.37 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.122 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} =$$ 2.69 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

2.14. Штуцер G DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса	20КА, Лист
Материал штуцера	20КА, Поковка

Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	36	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.16	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	46	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	182	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1346	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_f	249	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	1700	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	3.5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	6e+05	Н*мм

Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	1250	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	1250	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	1.1	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	4.1	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.6109 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 52 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.01985 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.17 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 225.9 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 225.9 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 90.37 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \frac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s-c)}}{1 + 0{,}5\frac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\frac{d + 2c_s}{D_р}\frac{\varphi}{\varphi_1}\frac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s-c)[\sigma]}{D_р + (s-c)V}V =$$ 5.122 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} =$$ 2.69 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{p_o} =$ 13.44 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{pm_o} =$ 12.72 < 1.5[σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{p_шт} =$ 23.76 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{pm_шт} =$ 20.34 < 1.5[σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$\sigma_{p_вн_o} =$ 16.08 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$\sigma_{p_вн_шт} =$ 32.1 < 3[σ] = 393 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

2.15. Цилиндрическая обечайка выходной камеры

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления - изгибающего момента.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Лист

Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление в сосуде	P	0	МПа
Расчётный изгибающий момент	M	0	Н·мм
Расчётное поперечное усилие	Q	0	Н
Внутренний диаметр обечайки	D	1600	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	542	мм
Расчётная длина обечайки	L	4322	мм
Толщина стенки обечайки	S	10	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.8	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	3.8	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 0 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 3.8 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S-C)}{D+(S-C)} =$$ 1.011 МПа

Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости в пределах упругости

$$[M]_E = \frac{89\cdot 10^{-6}E}{n_y}D^3\left[\frac{100(S-C)}{D}\right]^{2,5} =$$ 2.48e+09 Н·мм

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности

$$[M]_п = \frac{\pi D(D+S-C)(S-C)[\sigma]}{4} =$$ 1.639e+09 Н·мм

Допускаемый изгибающий момент

$$[M] = \frac{[M]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[M]_п}{[M]_Е}\right)^2}} =$$ 1.368e+09 Н·мм

Допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$[Q]_Е = \frac{2.4E(S-C)^2}{n_y}\left[0.18+3.3\frac{D(S-C)}{L^2}\right] =$$ 1.214e+06 Н

Допускаемое поперечное усилие из условия прочности

$$[Q]_п = \frac{\pi D(S-C)[\sigma]}{4} =$$ 1.021e+06 Н

Допускаемое перерезывающее усилие

$$[Q] = \frac{[Q]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[Q]_п}{[Q]_Е}\right)^2}} =$$ 7.813e+05 Н

Условие устойчивости (п.5.3.7 ГОСТ Р 52857.2-2007)

$$\frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 =$$ 0< 1

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

2.16. Штуцер P DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	10	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	46	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	208	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	129	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.8	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.8	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 52 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.17 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 99.6 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 99.6 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 39.84 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{op}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 1.011 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

2.17. Штуцер T DN25

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1600	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	10	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	20	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	16	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	275	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	386	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.8	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.8	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1600 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 26 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 22.98 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 99.6 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 99.6 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 39.84 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{op}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 1.011 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3. Расчет барабана котла при внутреннем давлении

3.1. Эллиптическое днище барабана DN1000

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

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

Элемент: Эллиптическое днище, работающее под действием внутреннего давления.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал днища 20КА, Лист

Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр днища	D	1000	мм
Высота выпуклой части днища без учета цилиндрической части	H	250	мм
Исполнительная толщина стенки днища	s_1	28	мм
Прибавка на коррозию и эрозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая	c_3	4.2	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки	c	8.1	мм
Коэффициент прочности сварного шва	φ	1	-
Допускаемое напряжение	[σ]	119	МПа
Длина цилиндрической отбортовки	h_1	60	мм

Результаты расчёта

Радиус кривизны в вершине эллиптического или полусферического днища:

$$R = \frac{D^2}{4H} =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки эллиптического или полусферического днища от действия внутреннего давления:

$$s_{1p} = \frac{pR}{2\varphi[\sigma] - 0{,}5p} =$$ 19.13 мм

Расчётная толщина стенки днища от действия давления с учетом прибавки:

$s_{1p}+c =$ 27.23 мм

Допускаемое внутреннее давление для эллиптического или полусферического днища:

$$[p] = \frac{2(s_1 - c)\varphi[\sigma]}{R + 0{,}5(s_1 - c)} =$$ 4.69 МПа

Днище отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

3.2. Цилиндрическая обечайка барабана DN1000

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления - осевой растягивающей силы - изгибающего момента.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Лист	
Расчётная температура	T	300	ºC
Расчётное давление в сосуде	P	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	1000	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	3000	мм
Расчётная длина обечайки	L	3000	мм
Толщина стенки обечайки	S	26	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	3.9	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	$[\sigma]$	119	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.71e+05	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 19.32 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 23.22 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S-C)}{D+(S-C)} =$$ 5.146 МПа

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия местной устойчивости в пределах упругости

$$[F]_{E1} = \frac{31\cdot 10^{-5}E}{n_y}D^2\left[\frac{100(S-C)}{D}\right]^{2.5} =$$ 1.604e+08 Н

Допускаемое осевое усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$[F]_E = \mathrm{Min}\{[F]_{E1};[F]_{E2}\} =$$ 1.604e+08 Н

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности

$$[F]_п = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma] =$$ 8.445e+06 Н

Допускаемое осевое растягивающее усилие

$$[F] = \pi(D + S - C)(S - C)[\sigma]\varphi_T =$$ 8.445e+06 Н

Допускаемый изгибающий момент из условий устойчивости в пределах упругости

$$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(S - C)}{D}\right]^{2,5} =$$ 4.582e+10 Н·мм

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности

$$[M]_п = \frac{\pi D(D + S - C)(S - C)[\sigma]}{4} =$$ 2.111e+09 Н·мм

Допускаемый изгибающий момент

$$[M] = \frac{[M]_п}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_п}{[M]_E}\right)^2}} =$$ 2.109e+09 Н·мм

Допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$[Q]_E = \frac{2.4E(S - C)^2}{n_y}\left[0.18 + 3.3\frac{D(S - C)}{L^2}\right] =$$ 1.503e+07 Н

Допускаемое поперечное усилие из условия прочности

$$[Q]_п = \frac{\pi D(S - C)[\sigma]}{4} =$$ 2.066e+06 Н

Допускаемое перерезывающее усилие

$$[Q] = \frac{[Q]_п}{\sqrt{1 + \left(\frac{[Q]_п}{[Q]_E}\right)^2}} =$$ 2.046e+06 Н

Условие устойчивости (п.5.3.7 ГОСТ Р 52857.2-2007)

$$\frac{M}{[M]} + \left(\frac{Q}{[Q]}\right)^2 =$$ 0< 1

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 102.3 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

3.3. Штуцера Q1, Q2, Q3 DN85

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°С
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	85	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	50	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	80	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	25	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	169	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	488	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_f	169	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	-3.025e+04	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	1.4e+07	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	1.4e+07	Н*мм

Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	1.4e+07	Н*мм
Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	1.68e+04	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	1.68e+04	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 91 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.758 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 80 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \frac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\frac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\frac{d + 2c_s}{D_р}\frac{\varphi}{\varphi_1}\frac{l_{1р}}{l_р}}\right\} = \quad 1$$

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V = \quad 5.146 \text{ МПа}$$

где

$$K_1 = \quad 1$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{p_o} =$ 176.5 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{pm_o} =$ 165.9 < 1.5[σ] = 178.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{p_шт} =$ 166.1 < 3 [σ] = 357 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{pm_шт} =$ 156.2 < 1.5[σ] = 178.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$\sigma_{p_вн_o} =$ 351 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$\sigma_{p_вн_шт} =$ 233.1 < 3[σ] = 357 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.4. Штуцера R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	52	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	26	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	50	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	8	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	100	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	$L_к$	508	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 58 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.12 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 45.65 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{op}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.146 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.5. Патрубки штуцеров R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	300	ºC
Расчётное давление в сосуде	P	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	52	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	970	мм
Толщина стенки обечайки	S	8	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	1.2	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	4.2	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	$[\sigma]$	119	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 1.004 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 5.204 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S - C)}{D + (S - C)} =$$ 16.21 МПа

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 52 мм

Обечайка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

3.6. Штуцера L1 и L3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	275.9	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	237	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	58.84	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	36.87	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.146 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.7. Штуцера М1, М3, М5 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°С
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	275.9	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	817	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	58.54	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	36.87	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.146 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.8. Штуцера L2 и L4 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	275.9	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	237	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	58.84	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	-36.87	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.146 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.9. Штуцера М2, М4, М6 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°С
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	275.9	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	817	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	58.84	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	-36.87	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.146 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.10. Штуцер O1 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	203.8	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1116.5	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	49.3	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	-17.46	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.146 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.11. Штуцер О2 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°С
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	221.5	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1116.5	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	51.32	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	23.58	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.146 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.12. Штуцер С DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°С
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	63	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	26	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	100	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	508	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_t	249	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	1700	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	3.5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	6e+05	Н*мм
Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	1250	Н

Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	1250	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 69 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.333 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 49.8 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1;\ \frac{1+\dfrac{l_{1р}(s_1-c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3-c_s-c_{s1})\chi_3}{l_р(s-c)}}{1+0{,}5\dfrac{d_р-d_{ор}}{l_р}+K_1\dfrac{d+2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} = \quad 1$$

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s-c)\varphi[\sigma]}{D_р+(s-c)V}V = \quad 5.146 \text{ МПа}$$

где

$$K_1 = \quad 1$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{p_o} =$ 137.5 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{pm_o} =$ 126.2 < 1.5[σ] = 178.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{p_шт} =$ 148 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{pm_шт} =$ 127.8 < 1.5[σ] = 178.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$\sigma_{p_вн_o} =$ 164.4 < 3[σ] = 357 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$\sigma_{p_вн_шт} =$ 284.2 < 3[σ] = 357 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.13. Патрубок штуцера С DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	300	ºС
Расчётное давление в сосуде	P	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	47	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	82	мм
Толщина стенки обечайки	S	5	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.75	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	3.75	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	$[\sigma]$	119	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 0.9078 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 4.658 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S - C)}{D + (S - C)} =$$ 6.166 МПа

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 8.844 мм

Обечайка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

3.14. Фланец штуцера С DN50 PN63

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code

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

Фланцевое соединение двух одинаковых фланцев из разных материалов.
Спирально-навитая прокладка.
Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.
Специальный расчёт с учетом внешней силы и изгибающего момента.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал фланца	20КА, Поковка
Материал обечайки	20КА, Труба
Материал второго фланца	20КА, Поковка
Материал второй обечайки	20КА, Труба
Материал болтов	35Х, Diam = 2-М20
Материал прокладки	Спирально-навитая с лентой из нержавеющей стали

Расчётное давление	P (P_1)	4.51	МПа
Внешний изгибающий момент, действующий на фланец	M	6.877e+05	Н мм
Внешняя осевая сила, действующая на фланец	F	1700	Н
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S_a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
Наружный диаметр прокладки	$D_{нп}$	88	мм
Ширина прокладки	N	8	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
Прокладочный коэффициент	m	3	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	135	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	20	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	225	$мм^2$
Количество болтов(шпилек)	n_b	4	
Температура первого фланца (крышки)	T_{f1}	300	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	47	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	175	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	t (t_{f1})	26	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	5.5	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	19.5	мм
Высота конической части первой втулки	h	34	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	10	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	0	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа

Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа
Прибавка на коррозию для второго фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки: $b = \begin{Bmatrix} N/2 & - при\ N \le 12.7\ мм \\ 1.782\sqrt{N} & - при\ N > 12.7\ мм \end{Bmatrix}$ 4 мм

Средний диаметр прокладки $G = D_{нп} - 2b =$ 80 мм

Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек) $A_b = n_б f_б =$ 900 мм^2

Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности $h_G = \frac{C - G}{2} =$ 27.5 мм

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Дополнительное расчётное усилие на болты (шпильки) фланцевого соединения, вызванное воздействием внешней осевой силы и изгибающего момента $Q_{FM} = Max\left\{F + \frac{4|M|}{G};0\right\} =$ 3.608e+04 Н

Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки $W_{m2} = \pi b G q =$ 6.937e+04 Н

Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец $H = 0.785G^2|P| =$ 2.266e+04 Н

Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения $H_p = 2b\pi G m P =$ 2.72e+04 Н

Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях $W_{m1} = H + H_p + Q_{FM} =$ 8.594e+04 Н

Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек) $A_m = Max\left\{\frac{W_{m1}}{S_b};\frac{W_{m2}}{S_a}\right\} =$ 537.2 < $A_b =$ 900 мм^2

Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке $W = \frac{A_m + A_b}{2} S_a =$ 1.15e+05 Н

Расчёт на прочность первого фланца ($H=H_1, H_p=H_{p1}$)

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию $B = D + 2c =$ 47 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию $g_0 = S_0 - c =$ 5.5 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию $g_1 = S_1 - c =$ 19.5 мм

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца $R = \frac{(C-B)}{2} - g_1 = 24.5$ мм

Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца $h_D = R + \frac{g_1}{2} = 34.25$ мм

Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца $h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} = 35.75$ мм

Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	3.723	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	16.08	мм
$Y =$	1.537	$T =$	1.056	
$U =$	1.689	$Z =$	1.155	
$F =$	0.5504	$V =$	0.03544	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	2.548	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	7821	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	1.484e+04	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	6.329e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	2.679e+05	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	5.304e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	1.74e+06	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

- в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	2.539e+06	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	3.162e+06	Н мм

Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке $B_1 = \begin{Bmatrix} B \ \ при \ \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f > 1 \\ B + g_1 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f = 1 \end{Bmatrix} = 66.5$ мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца

- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца $S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} = 39.4 < 1.5S_{f\theta} = 178.5$ МПа

3	Изм.	б / н	Редикульцев	06.18	20/30КУ-3N-2470.00.00.000 РР	Лист
2	Изм.	б / н	Редикульцев	06.18		163
Изм.	Лист	№ док.	Подпись	Дата		

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

Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2B} =$	68.48	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	43.69	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H+S_R}{2} =$	53.94	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H+S_T}{2} =$	41.55	<	$S_{fb} =$ 119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2B_1} =$	49.07	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2B} =$	85.29	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	54.41	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H+S_R}{2} =$	67.18	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H+S_T}{2} =$	51.74	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Расчёт на прочность второго фланца ($H=H_2, H_p=H_{p2}$)

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию	$B = D + 2c =$	69.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию	$g_0 = S_0 - c =$	2.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию	$g_1 = S_1 - c =$	16.5	мм
Плечи действия сил:			
Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца	$R = \frac{(C-B)}{2} - g_1 =$	24.5	мм
Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца	$h_D = R + \frac{g_1}{2} =$	32.75	мм
Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$h_T = \frac{R+g_1+h_G}{2} =$	34.25	мм

- Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	3.302	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	11.51	мм
$Y =$	1.709	$T =$	1.138	
$U =$	1.878	$Z =$	1.202	

$F =$	0.4187	$V =$	0.008248
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	2.783

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	9945	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	1.271e+04	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	6.329e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	3.257e+05	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	4.354e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	1.74e+06	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

-в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	2.502e+06	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	3.162e+06	Н мм
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке	$B_1 = \begin{Bmatrix} B \ \ при \ \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f > 1 \\ B + g_1 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f = 1 \end{Bmatrix} =$	69.5	мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца

- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	47.5	<	$1.5S_{fb} =$ 178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	56.64	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	51.23	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	52.07	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	49.37	<	$S_{fb} =$ 119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	60.04	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа

Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2B} =$	71.59	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	64.76	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	65.81	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	62.4	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются.

3.15. Штуцер E DN32

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	36	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	26	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	100	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1544	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	36.48	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	9.207	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 42 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.8113 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 38.85 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.146 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.16. Трубка штуцера E DN32

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	300	ºC
Расчётное давление в сосуде	P	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	24	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	94	мм
Толщина стенки обечайки	S	4	мм
Прибавка на коррозию	c_1	0	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.6	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	0.6	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	$[\sigma]$	119	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 0.4636 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 1.064 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S - C)}{D + (S - C)} =$$ 29.53 МПа

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 24 мм

Обечайка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

3.17. Фланец штуцера E DN32 PN63

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code

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

Фланцевое соединение двух одинаковых фланцев из разных материалов.
Спирально-навитая прокладка.
Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал фланца	20КА, Поковка
Материал обечайки	20КА, Труба
Материал второго фланца	20КА, Поковка
Материал второй обечайки	20КА, Труба
Материал болтов	35Х, Diam = 2-М16
Материал прокладки	Спирально-навитая с лентой из нержавеющей стали

Расчётное давление	P (P_1)	4.51	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S_a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
Наружный диаметр прокладки	$D_{нп}$	58	мм
Ширина прокладки	N	8	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
Прокладочный коэффициент	m	3	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	100	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	16	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	144	мм^2
Количество болтов(шпилек)	n_b	4	
Температура первого фланца (крышки)	T_{f1}	300	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	24	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	135	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	t (t_{f1})	22	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	4.5	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	14	мм
Высота конической части первой втулки	h	28	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	8	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	0	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа

Прибавка на коррозию для второго фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки: $b = \begin{cases} N/2 & - при\ N \le 12.7\ мм \\ 1.782\sqrt{N} & - при\ N > 12.7\ мм \end{cases}$ 4 мм

Средний диаметр прокладки $G = D_{нн} - 2b =$ 50 мм

Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек) $A_b = n_б f_б =$ 576 мм^2

Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности $h_G = \frac{C - G}{2} =$ 25 мм

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки $W_{m2} = \pi b G q =$ 4.335e+04 Н

Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец $H = 0.785 G^2 |P| =$ 8851 Н

Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения $H_p = 2b\pi G m P =$ 1.7e+04 Н

Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях $W_{m1} = H + H_p =$ 2.585e+04 Н

Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек) $A_m = Max\left\{\frac{W_{m1}}{S_b}; \frac{W_{m2}}{S_a}\right\} = 271$ < $A_b = 576$ мм^2

Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке $W = \frac{A_m + A_b}{2} S_a = 6.776e+04$ Н

Расчёт на прочность первого фланца ($H=H_1, H_p=H_{p1}$)

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию $B = D + 2c =$ 24 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию $g_0 = S_0 - c =$ 4.5 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию $g_1 = S_1 - c =$ 14 мм

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца $R = \frac{(C - B)}{2} - g_1 = 24$ мм

Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца $h_D = R + \frac{g_1}{2} =$ 31 мм

Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца $h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} =$ 31.5 мм

Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	5.625	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	10.39	мм
$Y =$	1.102	$T =$	0.8072	
$U =$	1.211	$Z =$	1.065	
$F =$	0.5582	$V =$	0.04245	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	4.477	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	2039	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	6812	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	1.7e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	6.322e+04	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	2.146e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	4.251e+05	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

- в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	7.028e+05	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	1.694e+06	Н мм
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке	$B_1 = \begin{cases} B \ \text{при} \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f > 1 \\ B + g_1 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f = 1 \end{cases} =$	38	мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца
- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	21.08	<	$1.5S_{fb} =$	178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	34.76	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	29.65	<	$S_{fb} =$	119 МПа

Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	27.92	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	25.37	<	$S_{fb} =$ 119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	50.8	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	83.77	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	71.46	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	67.29	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	61.13	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Расчёт на прочность второго фланца ($H=H_2, H_D=H_{D2}$)

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию	$B = D + 2c =$	41	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию	$g_0 = S_0 - c =$	1.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию	$g_1 = S_1 - c =$	11	мм
Плечи действия сил:			
Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца	$R = \frac{(C - B)}{2} - g_1 =$	24	мм
Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца	$h_D = R + \frac{g_1}{2} =$	29.5	мм
Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} =$	30	мм

- Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	4.5	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	6.708	мм
$Y =$	1.313	$T =$	0.9355	
$U =$	1.443	$Z =$	1.104	
$F =$	0.3743	$V =$	0.005428	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	5.034	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	3186	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	5665	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	1.7e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	9.4e+04	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	1.699e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	4.251e+05	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

-в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	6.89e+05	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	1.694e+06	Н мм
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке	$B_1 = \begin{Bmatrix} B \ \ при \ \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f > 1 \\ B + g_1 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f = 1 \end{Bmatrix} =$	41	мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца

- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \dfrac{fM_0}{Lg_1^2B_1} =$	27.59	<	$1.5S_{fb} =$ 178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \dfrac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2B} =$	24.81	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \dfrac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	34.93	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\dfrac{S_H + S_R}{2} =$	26.2	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\dfrac{S_H + S_T}{2} =$	31.26	<	$S_{fb} =$ 119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \dfrac{fM_0}{Lg_1^2B_1} =$	67.82	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \dfrac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2B} =$	61	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \dfrac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	85.88	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	64.41	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	76.85	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются.

3.18. Штуцер D DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	46	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	182	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	167	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_f	249	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	1700	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	3.5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	6e+05	Н*мм
Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	1250	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	1250	Н

Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.71e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 52 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.004 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.17 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{op}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s-c)\phi[\sigma]}{D_р + (s-c)V} V = \quad 5.146 \text{ МПа}$$

где

$$K_1 = \quad 1$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$$\sigma_{p_o} = 139.6 < 3[\sigma] = 357 \text{ МПа}$$

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$$\sigma_{pm_o} = 129.6 < 1.5[\sigma] = 178.5 \text{ МПа}$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$$\sigma_{p_шт} = 154.4 < 3[\sigma] = 357 \text{ МПа}$$

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$$\sigma_{pm_шт} = 134 < 1.5[\sigma] = 178.5 \text{ МПа}$$

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$$\sigma_{p_вн_o} = 173.9 < 3[\sigma] = 357 \text{ МПа}$$

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$$\sigma_{p_вн_шт} = 298.5 < 3[\sigma] = 357 \text{ МПа}$$

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.19. Фланцы штуцеров D DN50 PN63

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code

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

Фланцевое соединение двух отличающихся друг от друга фланцев.
Спирально-навитая прокладка.
Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.
Специальный расчёт с учетом внешней силы и изгибающего момента.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал фланца	20КА, Поковка
Материал обечайки	20КА, Поковка
Материал второго фланца	20КА, Поковка
Материал второй обечайки	20КА, Труба
Материал болтов	35Х, Diam = 2-М20
Материал прокладки	Спирально-навитая с лентой из нержавеющей стали

Расчётное давление	P (P_1)	4.51	МПа
Внешний изгибающий момент, действующий на фланец	M	6.877e+05	Н мм
Внешняя осевая сила, действующая на фланец	F	1700	Н
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S_a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
Наружный диаметр прокладки	$D_{нп}$	88	мм
Ширина прокладки	N	8	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
Прокладочный коэффициент	m	3	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	135	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	20	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	225	мм^2
Количество болтов(шпилек)	n_b	4	
Температура первого фланца (крышки)	T_{f1}	300	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	46	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	175	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	t (t_{f1})	26	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	20	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	20	мм
Высота конической части первой втулки	h	34	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	10	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа

Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа
Внутренний диаметр второго фланца	D	47	мм
Наружный диаметр второго фланца (крышки)	A	175	мм
Толщина тарелки второго фланца (крышки)	t (t_{f2})	26	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	5.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	19.5	мм
Высота конической части второй втулки	h	34	мм
Длина цилиндрической части втулки второго фланца	$h_{цил}$	10	мм
Прибавка на коррозию для второго фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второй обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки: $b = \begin{cases} N/2 & - при\ N \le 12.7\ мм \\ 1.782\sqrt{N} & - при\ N > 12.7\ мм \end{cases}$ 4 мм

Средний диаметр прокладки $G = D_{нн} - 2b =$ 80 мм

Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек) $A_b = n_в f_в =$ 900 мм^2

Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности $h_G = \dfrac{C - G}{2} =$ 27.5 мм

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Дополнительное расчётное усилие на болты (шпильки) фланцевого соединения, вызванное воздействием внешней осевой силы и изгибающего момента $Q_{FM} = Max\left\{F + \dfrac{4|M|}{G};0\right\} =$ 3.608e+04 Н

Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки $W_{m2} = \pi b G q =$ 6.937e+04 Н

Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец $H = 0.785G^2|P| =$ 2.266e+04 Н

Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения $H_p = 2b\pi G m P =$ 2.72e+04 Н

Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях $W_{m1} = H + H_p + Q_{FM} =$ 8.594e+04 Н

Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек) $A_m = Max\left\{\dfrac{W_{m1}}{S_b};\dfrac{W_{m2}}{S_a}\right\} =$ 537.2 < $A_b =$ 900 мм^2

Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке $W = \dfrac{A_m + A_b}{2} S_a =$ 1.15e+05 Н

Расчёт на прочность первого фланца ($H=H_1, H_p=H_{p1}$)

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию	$B = D + 2c =$	52 мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию	$g_0 = S_0 - c =$	17 мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию	$g_1 = S_1 - c =$	17 мм

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца	$R = \frac{(C-B)}{2} - g_1 =$	24.5 мм
Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца	$h_D = R + \frac{g_1}{2} =$	33 мм
Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} =$	34.5 мм

Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	3.365	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	29.73	мм
$Y =$	1.68	$T =$	1.125	
$U =$	1.846	$Z =$	1.194	
$F =$	0.9087	$V =$	0.5496	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	2.205	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	9573	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	1.309e+04	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	6.329e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	3.159e+05	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	4.514e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	1.74e+06	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

- в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	2.508e+06	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	3.162e+06	Н мм

Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке $B_1 = \begin{cases} B \ \text{при} \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f > 1 \\ B + g_1 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f = 1 \end{cases} =$ 69 мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца
- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	57.04	<	$1.5S_{fb}$ = 178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2B} =$	66.55	<	S_{fb} = 119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	40.39	<	S_{fb} = 119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	61.79	<	S_{fb} = 119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	48.71	<	S_{fb} = 119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	71.91	<	$1.5S_{fa}$ = 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0+1)M_0}{Lt^2B} =$	83.91	<	S_{fa} = 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2B} - ZS_R =$	50.93	<	S_{fa} = 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	77.91	<	S_{fa} = 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	61.42	<	S_{fa} = 147 МПа

<u>Расчёт на прочность второго фланца ($H=H_2, H_p=H_{p2}$)</u>

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию	$B = D + 2c =$	69.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию	$g_0 = S_0 - c =$	2.5	мм
Толщина втулки второго фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию	$g_1 = S_1 - c =$	16.5	мм
Плечи действия сил:			
Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца	$R = \frac{(C-B)}{2} - g_1 =$	24.5	мм
Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца	$h_D = R + \frac{g_1}{2} =$	32.75	мм
Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} =$	34.25	мм

- Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	3.302	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	11.51	мм
$Y =$	1.709	$T =$	1.138	
$U =$	1.878	$Z =$	1.202	
$F =$	0.4187	$V =$	0.008248	
$f =$	1	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	2.783	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	9945	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	1.271e+04	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	6.329e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	3.257e+05	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	4.354e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	1.74e+06	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

-в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	2.502e+06	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	3.162e+06	Н мм
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке	$B_1 = \begin{Bmatrix} B \ \ при \ \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f > 1 \\ B + g_1 \ \ при \ \ B < 20g_1 \ \ и \ f = 1 \end{Bmatrix} =$	69.5	мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца
- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	47.5	<	$1.5S_{fb} =$	178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	56.64	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	51.23	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	52.07	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	49.37	<	$S_{fb} =$	119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	60.04	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	71.59	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	64.76	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	65.81	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	62.4	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются.

3.20. Штуцера K1, K2, K3, J DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	100	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	5	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	149	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	217	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.146 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.21. Патрубки штуцеров К1, К2, К3, J DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием внутреннего давления.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Труба

Расчётная температура	T	300	ºС
Расчётное давление в сосуде	P	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	47	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	100	мм
Толщина стенки обечайки	S	5	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.75	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	3.75	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	$[\sigma]$	119	МПа

Результаты расчёта

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления

$$S_p = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_p - p} =$$ 0.9078 мм

Минимально допустимая расчётная толщина стенки обечайки от действия давления с учетом прибавки

$$S \geq S_p + C =$$ 4.658 мм

Допускаемое внутреннее давление

$$[p] = \frac{2[\sigma]\varphi_p(S - C)}{D + (S - C)} =$$ 6.166 МПа

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 8.844 мм

Обечайка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

3.22. Штуцер I1 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	46	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	182	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	717	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 19.32 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 52 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 1.004 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.17 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s - c)\varphi[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.146 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.23. Фланец штуцера I1 DN50 PN63

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code.

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

Фланец приварной в стык.
Спирально-навитая прокладка.
Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал фланца	20КА, Поковка
Материал обечайки	20КА, Поковка
Материал болтов	35Х, Diam = 2-М20
Материал прокладки	Спирально-навитая с лентой из нержавеющей стали

Расчётное давление	P (P_1)	4.51	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S_a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
Наружный диаметр прокладки	$D_{нп}$	88	мм
Ширина прокладки	N	8	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	69	МПа
Прокладочный коэффициент	m	3	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	135	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	20	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	225	мм^2
Количество болтов(шпилек)	n_b	4	
Температура первого фланца (крышки)	T_{f1}	300	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	46	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	175	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	t (t_{f1})	26	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	6	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	20	мм
Высота конической части первой втулки	h	34	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	10	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки: $b = \begin{cases} N/2 & - при\ N \le 12.7\ мм \\ 1.782\sqrt{N} & - при\ N > 12.7\ мм \end{cases}$ 4 мм

Средний диаметр прокладки $G = D_{нн} - 2b =$ 80 мм

Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек) $A_b = n_б f_б =$ 900 мм^2

Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности $h_G = \frac{C - G}{2} =$ 27.5 мм

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки $W_{m2} = \pi b G q =$ 6.937e+04 Н

Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец $H = 0.785 G^2 |P| =$ 2.266e+04 Н

Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения $H_p = 2b\pi G m P =$ 2.72e+04 Н

Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях $W_{m1} = H + H_p =$ 4.986e+04 Н

Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек) $A_m = Max\left\{\frac{W_{m1}}{S_b}; \frac{W_{m2}}{S_a}\right\} =$ 433.5 < $A_b =$ 900 мм^2

Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке $W = \frac{A_m + A_b}{2} S_a =$ 1.067e+05 Н

Расчёт на прочность фланца

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию $B = D + 2c =$ 52 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию $g_0 = S_0 - c =$ 3 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию $g_1 = S_1 - c =$ 17 мм

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца $R = \frac{(C - B)}{2} - g_1 =$ 24.5 мм

Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца $h_D = R + \frac{g_1}{2} =$ 33 мм

Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца $h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} =$ 34.5 мм

Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	3.365	$h_0 = \sqrt{B g_0} =$	12.49	мм
$Y =$	1.68	$T =$	1.125	
$U =$	1.846	$Z =$	1.194	
$F =$	0.448	$V =$	0.01182	

$f =$ 1 $\qquad L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$ 2.72

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	9573	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	1.309e+04	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	2.72e+04	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	3.159e+05	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	4.514e+05	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	7.481e+05	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

- в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	1.515e+06	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	2.934e+06	Н мм
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке	$B_1 = \begin{cases} B \ \text{при} \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f > 1 \\ B + g_1 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f = 1 \end{cases} =$	69	мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца

- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	27.94	<	$1.5S_{fb} =$ 178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	35.51	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	30.03	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	31.73	<	$S_{fb} =$ 119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	28.99	<	$S_{fb} =$ 119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	54.1	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	68.75	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	58.13	<	$S_{fa} =$	147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	61.42	<	$S_{fa} =$	147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	56.11	<	$S_{fa} =$	147 МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются.

3.24. Штуцер люк-лаза МН DN450

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Внутреннее давление.
Отверстие в эллиптическом днище.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление пропущенным (проходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Лист	
Расчётная температура	T	300	°C
Расчётное давление	p	4.51	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	28	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	119	МПа
Внутренняя высота эллиптической части днища	H	250	мм
Внутренний диаметр штуцера	d	450	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	30	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	200	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	119	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Длина пропущенной части штуцера	l_3	112	мм
Исполнительная толщина стенки пропущенной части штуцера	s_3	30	мм
Допускаемое напряжение для материала пропущенной части штуцера	$[\sigma]_3$	119	МПа
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	0	мм
Расстояние от центра укрепляемого отверстия до оси днища	x	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	4.2	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0.8	мм

Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	8.1	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3.8	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки пропущенной части штуцера	c_s_1	6.8	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр эллиптического днища

$$D_р = \frac{D^2}{2H}\sqrt{1-4\frac{(D^2-4H^2)}{D^4}x^2} =$$ 2000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD_р}{4\varphi[\sigma]-p} =$$ 19.13 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 457.6 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d+2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 8.839 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d+2c_s)(s_1-c_s)}\right\} =$$ 136.9 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Отношение допускаемых напряжений проп.штуцера и корпуса

$$\chi_3 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Расчётная длина внутренней части штуцера

$$l_{3р} = \min\left\{l_3; 0{,}5\sqrt{(d+2c_s)(s_3-c_s-c_{s1})}\right\} =$$ 51.52 мм

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s-c)} =$$ 199.5 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 199.5 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s-c)} =$$ 79.8 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1+\dfrac{l_{1р}(s_1-c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3-c_s-c_{s1})\chi_3}{l_р(s-c)}}{1+0{,}5\dfrac{d_р-d_{op}}{l_р} + K_1\dfrac{d+2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 0.975

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{2K_1(s-c)\phi[\sigma]}{D_р + (s-c)V}V = \qquad 4.573 \text{ МПа}$$

где

$$K_1 = \qquad 2$$

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

3.25. Фланец люк-лаза МН DN450 PN63

Расчёт на прочность и плотность по ASME Boiler and Pressure Vessel Code.

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

Фланцевое соединение фланца и крышки.
Овальная или восьмигранная прокладка.
Допускаемые напряжения для материалов фланцев принимаются по ГОСТ Р 52857.1-2007.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Материал фланца	20КА, Поковка
Материал обечайки	20КА, Лист
Материал второго фланца	20КА, Поковка
Материал болтов	35Х, Diam = 1-М30
Материал прокладки	Сталь 08Х18Н10Т

Расчётное давление	P (P_1)	4.51	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при температуре 20С	S_a	160	МПа
Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) при расчётной температуре	S_b	160	МПа
Средний диаметр прокладки	G	510	мм
Ширина прокладки	N	12	мм
Минимальное удельное давление смятия прокладки	q	180	МПа
Прокладочный коэффициент	m	6.5	
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек)	C	580	мм
Диаметр болта(шпильки)	d	30	мм
Площадь сечения болта(шпильки) по наименьшему диаметру	f_b	520	мм^2
Количество болтов(шпилек)	n_b	20	
Температура первого фланца (крышки)	T_{f1}	300	С
Внутренний диаметр первого фланца	D	450	мм
Наружный диаметр первого фланца (крышки)	A	640	мм
Толщина тарелки первого фланца (крышки)	t (t_{f1})	75	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке	S_0	14	мм
Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке	S_1	30	мм
Высота конической части первой втулки	h	48	мм
Длина цилиндрической части втулки первого фланца	$h_{цил}$	0	мм
Прибавка на коррозию для первого фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первого фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при температуре 20 С	S_{na}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала первой обечайки (трубы) при расчётной температуре	S_{nb}	119	МПа
Наружный диаметр второго фланца (крышки)	A	640	мм
Толщина тарелки второго фланца (крышки)	t (t_{f2})	55	мм

Толщина крышки	t (t_{f2})	55	мм
Прибавка на коррозию для второго фланца (крышки)	c	3	мм
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при температуре 20 С	S_{fa}	147	МПа
Допускаемое напряжение для материала второго фланца при расчётной температуре	S_{fb}	119	МПа

Результаты расчёта

Параметры прокладки и крепежа

Эффективная ширина прокладки: $b = \frac{N}{8} =$ 1.5 мм

Расчётная площадь поперечного сечения болтов (шпилек) $A_b = n_б f_б =$ 1.04e+04 мм^2

Расстояние от места приложения силы реакции прокладки до болтовой окружности $h_G = \frac{C - G}{2} =$ 35 мм

Определение усилий в болтах (шпильках) и проверка их прочности

Минимальное усилие, необходимое для смятия прокладки $W_{m2} = \pi b G q =$ 4.326e+05 Н

Общее гидростатическое усилие, действующее на фланец $H = 0.785 G^2 |P| =$ 9.208e+05 Н

Общая сжимающая нагрузка на контактную поверхность соединения $H_p = 2 b \pi G m P =$ 1.409e+05 Н

Нагрузка на болты (шпильки) в рабочих условиях $W_{m1} = H + H_p =$ 1.062e+06 Н

Минимальная необходимая площадь сечения болтов (шпилек) $A_m = Max\left\{\frac{W_{m1}}{S_b}; \frac{W_{m2}}{S_a}\right\} =$ 6636 < $A_b =$ 1.04e+04 мм^2

Расчётное усилие в болтах (шпильках) при затяжке $W = \frac{A_m + A_b}{2} S_a =$ 1.363e+06 Н

Расчёт на прочность фланца

Расчётный внутренний диаметр фланца после снятия прибавки на коррозию $B = D + 2c =$ 456 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к обечайке, после снятия прибавки на коррозию $g_0 = S_0 - c =$ 11 мм

Толщина втулки первого фланца в месте присоединения к тарелке, после снятия прибавки на коррозию $g_1 = S_1 - c =$ 27 мм

Плечи действия сил:

Расстояние от окружности расположения болтов до точки пересечения втулки и основания фланца $R = \frac{(C - B)}{2} - g_1 =$ 35 мм

Плечо действия гидростатического усилия внутри фланца $h_D = R + \frac{g_1}{2} =$ 48.5 мм

Плечо действия разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца $h_T = \frac{R + g_1 + h_G}{2} =$ 48.5 мм

Коэффициенты

$K = \frac{A}{B} =$	1.404	$h_0 = \sqrt{Bg_0} =$	70.82	мм
$Y =$	5.893	$T =$	1.753	
$U =$	6.476	$Z =$	3.062	
$F =$	0.7732	$V =$	0.1475	
$f =$	1.163	$L = \frac{(Ft/h_0 + 1)}{T} + \frac{Vt^3}{Uh_0 g_o^2} =$	2.159	

Усилия и моменты, действующие на фланец

Гидростатическое усилие внутри фланца	$H_D = 0.785B^2\lvert P\rvert =$	7.362e+05	Н
Разница между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$H_T = H - H_D =$	1.847e+05	Н
Усилие на прокладке в рабочих условиях	$H_G = W_{m1} - H =$	1.409e+05	Н
Составляющая момента от гидростатического усилия внутри фланца	$M_D = H_D h_D =$	3.57e+07	Н мм
Составляющая момента от разницы между общим гидростатическим усилием и гидростатическим усилием внутри фланца	$M_T = H_T h_T =$	8.957e+06	Н мм
Составляющая момента от усилия на прокладке в рабочих условиях	$M_G = H_G h_G =$	4.932e+06	Н мм

Суммарный момент, действующий на фланец

- в рабочих условиях:	$M_0 = M_D + M_T + M_G =$	4.959e+07	Н мм
- при затяжке	$M_0 = Wh_G =$	4.77e+07	Н мм
Приведенный внутренний диаметр фланца при определении продольных напряжений во втулке	$B_1 = \begin{Bmatrix} B \ \text{при} \ B \geq 20S_1 \\ B + g_0 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f > 1 \\ B + g_1 \ \text{при} \ B < 20g_1 \ \text{и} \ f = 1 \end{Bmatrix} =$	467	мм

Напряжения в расчётных сечениях фланца
- в рабочих условиях:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	78.46	<	$1.5S_{fb} =$	178.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	18.71	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	56.65	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	48.58	<	$S_{fb} =$	119 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	67.56	<	$S_{fb} =$	119 МПа

- при затяжке:

Продольное напряжение во втулке фланца	$S_H = \frac{fM_0}{Lg_1^2 B_1} =$	75.47	<	$1.5S_{fa} =$ 220.5 МПа
Радиальное напряжение во фланце	$S_R = \frac{(1.33tF/h_0 + 1)M_0}{Lt^2 B} =$	17.99	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Окружное напряжение во фланце	$S_T = \frac{YM_0}{t^2 B} - ZS_R =$	54.49	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и радиального напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_R}{2} =$	46.73	<	$S_{fa} =$ 147 МПа
Полусумма продольного и окружного напряжений во фланце	$\frac{S_H + S_T}{2} =$	64.98	<	$S_{fa} =$ 147 МПа

Условия прочности и герметичности фланцевого соединения выполняются.

3.26. Крышка люк-лаза МН DN450 PN63

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

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

Элемент: Плоская круглая крышка с дополнительным краевым моментом.
Режим: Рабочий.

Исходные данные

Расчётная температура	T	300	ºС
Расчётное давление (по абсолютной величине)	P	4.51	МПа
Наружный диаметр крышки	$D_н$	640	мм
Наименьший диаметр наружной утоненной части крышки	D_2	541	мм
Диаметр болтовой окружности	D_3	580	мм
Ширина прокладки	$b_п$	12	мм
Средний диаметр овальной или восьмигранной прокладки	$D_{сп}$	510	мм
Исполнительная толщина днища (крышки)	s_1	55	мм
Исполнительная толщина крышки в месте уплотнения или кольцевой выточки	s_2	52	мм
Исполнительная толщина крышки вне уплотнения	s_3	55	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии к расчётной толщине стенки крышки	$c_{1\,1}$	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска к расчётной толщине стенки крышки	$c_{1\,2}$	0	мм
Прибавка технологическая к расчётной толщине стенки крышки	$c_{1\,3}$	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине днища (крышки)	c_1	3	мм
Коэффициент прочности сварных швов днища (крышки)	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала днища (крышки) в рабочих условиях	$[\sigma]_р$	119	МПа
Допускаемое напряжение для материала днища (крышки) в условиях монтажа до подачи давления	$[\sigma]_м$	147	МПа
Нагрузка на болты крепления крышки в рабочих условиях (см. результаты расчёта по ГОСТ Р 52857.4-2007)	$F_{бр}$	9.208e+05	Н
Нагрузка на болты крепления крышки в условиях монтажа до подачи давления (см. результаты расчёта по ГОСТ Р 52857.4-2007)	$F_{бм}$	1.363e+06	Н

Результаты расчёта

Средний диаметр прокладки

$1.5S_{\beta} =$ = 510 мм

Расчётный диаметр днища (крышки):

$D_p =$ 510 мм

Поправочный коэффициент, учитывающий напряжения сдвига:

$$K_p = \min\left\{1;\ \frac{2,2}{1+\sqrt{1+\left(6\frac{s_1-c}{D_p}\right)^2}}\right\} =$$ 1

Равнодействующая внутреннего давления, действующего на крышку:

$$Q_Д = 0,785\,pD_{сп.}^2 =$$ 9.208e+05 Н

Коэффициент ψ:

$$\psi = \frac{P_б^р}{Q_Д} =$$ 1.153

Коэффициент K_6:

$$K_6 = 0,41\sqrt{\frac{1+3\psi\left(\frac{D_3}{D_{сп.}}-1\right)}{\frac{D_3}{D_{сп.}}}} =$$ 0.4669

Допускаемое давление для крышки с дополнительным краевым моментом:

$$[p] = K_p\left(\frac{s_1-c}{K_o K_6 D_р}\right)^2[\sigma]\varphi =$$ 5.675 МПа

Вспомогательная величина Φ:

$$\Phi = \max\left\{\frac{P_б^р}{[\sigma]_р};\frac{P_б^м}{[\sigma]_м}\right\} =$$ 9271 мм^2

Коэффициент К7 для расчёта толщины плоской круглой крышки в месте уплотнения:

$$K_7 = 0,8\sqrt{\frac{D_3}{D_{сп}}-1} =$$ 0.2964

Толщина плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом в месте уплотнения:

$$s_2 \geq \max\left\{K_7\sqrt{\Phi};\frac{0,6}{D_{сп}}\Phi\right\}+c =$$ 31.54 мм

Коэффициент К7 для расчёта толщины плоской круглой крышки вне зоны уплотнения:

$$K_7 = 0,8\sqrt{\frac{D_3}{D_2}-1} =$$ 0.2148 мм

Толщина плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом вне зоны уплотнения:

$$s_3 \geq \max\left\{K_7\sqrt{\Phi};\frac{0,6}{D_2}\Phi\right\} =$$ 20.68

Плоская круглая крышка отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

4. Расчет барабана котла при внешнем давлении

4.1. Эллиптическое днище барабана DN1000

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Эллиптическое днище, работающее под действием наружного давления.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал днища 20КА, Лист

Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр днища	D	1000	мм
Высота выпуклой части днища без учета цилиндрической части	H	250	мм
Исполнительная толщина стенки днища	s_1	28	мм
Прибавка на коррозию и эрозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая	c_3	4.2	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки	c	8.1	мм
Коэффициент прочности сварного шва	φ	1	-
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа
Длина цилиндрической отбортовки	h_1	60	мм

Результаты расчёта

Радиус кривизны в вершине эллиптического или полусферического днища:

$$R = \frac{D^2}{4H} =$$ 1000 мм

Допускаемое наружное давление:
здесь:

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_п}{[p]_E}\right)^2}} =$$ 4.578 МПа

$[p]_п$ – допускаемое наружное давление из условий прочности:

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0.5(s_1 - c)} =$$ 5.162 МПа

$[p]_E$ – допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости:

$$[p]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y}\left[\frac{100(s_1 - c)}{K_э R}\right]^2 =$$ 9.907 МПа

где: коэффициент

Кэ= 0.8718

Днище отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

4.2. Цилиндрическая обечайка барабана DN1000

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием наружного давления.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Лист	
Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	1000	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	3000	мм
Расчётная длина обечайки	L	3000	мм
Толщина стенки обечайки	S	26	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	3.9	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа

Результаты расчёта

Допускаемое наружное давление

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

3.087 МПа

Допускаемое наружное давление из условий прочности

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)} =$$

5.665 МПа

Допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6}E}{n_y\cdot B_1}\frac{D}{L}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} =$$

3.681

Коэффициент

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\quad 9{,}45\frac{D}{L}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\} =$$

1

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$

1000 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

4.3. Штуцера Q1, Q2, Q3 DN85

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	85	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	50	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	80	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	25	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	169	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	$L_к$	488	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_f	169	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	-3.025e+04	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	1.728e+07	Н*мм

Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	1.728e+07	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	1.728e+07	Н*мм
Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	2e+04	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	2e+04	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 91 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.03475 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 80 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1;\ \frac{1+\dfrac{l_{1р}(s_1-c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3-c_s-c_{s1})\chi_3}{l_р(s-c)}}{1+0{,}5\dfrac{d_р-d_{ор}}{l_р}+K_1\dfrac{d+2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} = \quad 1$$

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s-c)[\sigma]}{D_р+(s-c)V}V = \quad 5.665 \text{ МПа}$$

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1+\left(\dfrac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} = \quad 3.087 \text{ МПа}$$

где

$$K_1 = \quad 1$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

σ_{p_o} = 238.3 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

σ_{pm_o} = 112.7 < 1.5[σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{p_шт}$ = 196.4 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{pm_шт}$ = 163.8 < 1.5 [σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$\sigma_{p_вн_o}$ = 357.1 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$\sigma_{p_вн_шт}$ = 191.6 < 3[σ] = 393 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.4. Штуцера R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	52	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	26	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	50	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	8	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	100	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	508	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 58 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02215 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 45.65 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.665 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_н}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_н}{[p]_в}\right)^2}} =$$ 3.087 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007

4.5. Трубы штуцеров R1, R2, R3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием наружного давления.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	52	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	970	мм
Расчётная длина обечайки	L	970	мм
Толщина стенки обечайки	S	8	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	1.2	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	4.2	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа

Результаты расчёта

Допускаемое наружное давление

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_п}{[p]_E}\right)^2}} =$$ 17.16 МПа

Допускаемое наружное давление из условий прочности

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)} =$$ 17.84 МПа

Допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6}E}{n_y\cdot B_1}\frac{D}{L}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} =$$ 62.81

Коэффициент

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\quad 9{,}45\frac{D}{L}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\} =$$ 0.1874

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 52 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007 .

4.6. Штуцера L1 и L3 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	275.9	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	237	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	58.84	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	36.87	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.665 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} =$$ 3.087 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.7. Штуцера М1, М3, М5 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°С
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	275.9	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	817	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	58.84	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	36.87	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.665 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} =$$ 3.087 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.8. Штуцера L2 и L4 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°С
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	275.9	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	237	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	58.84	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	-36.87	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.665 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} =$$ 3.087 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.9. Штуцера М2, М4, М6 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°С
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	275.9	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	817	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	58.84	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	-36.87	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.665 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} =$$ 3.087 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.10. Штуцер О1 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°С
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	46	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	203.8	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1116.5	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	49.3	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	-17.46	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.665 Мпа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} =$$ 3.087 Мпа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.11. Штуцер O2 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	221.5	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1116.5	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	51.32	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	23.58	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.665 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} =$$ 3.087 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.12. Штуцер С DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°С
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	63	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	26	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	100	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	508	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_f	249	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	1700	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	3.5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	6e+05	Н*мм

Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	1250	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	1250	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 69 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02635 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 49.8 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1;\ \frac{1+\dfrac{l_{1р}(s_1-c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3-c_s-c_{s1})\chi_3}{l_р(s-c)}}{1+0{,}5\dfrac{d_р-d_{ор}}{l_р}+K_1\dfrac{d+2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} = \quad 1$$

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s-c)[\sigma]}{D_р+(s-c)V}V = \quad 5.665 \text{ МПа}$$

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1+\left(\dfrac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} = \quad 3.087 \text{ МПа}$$

где

$$K_1 = \quad 1$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

σ_{p_o} = 10.69 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

σ_{pm_o} = 9.28 < 1.5[σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{p_шт}$ = 10.5 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{pm_шт}$ = 9.7 < 1.5[σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$\sigma_{p_вн_o}$ = 15.59 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$\sigma_{p_вн_шт}$ = 15.63 < 3[σ] = 393 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.13. Патрубок штуцера С DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием наружного давления.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	252	ºС
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	47	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	82	мм
Расчётная длина обечайки	L	82	мм
Толщина стенки обечайки	S	5	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.75	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	3.75	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа

Результаты расчёта

Допускаемое наружное давление

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

5.626 МПа

Допускаемое наружное давление из условий прочности

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)} =$$

6.788 МПа

Допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6}E}{n_y\cdot B_1}\frac{D}{L}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} =$$

10.06

Коэффициент

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\quad 9{,}45\frac{D}{L}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\} =$$

1

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$

47 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

4.14. Штуцер E DN32

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Наклонный штуцер, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения обечайки.
Только расчёт укрепления отверстия.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	36	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	26	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	100	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	1544	мм
Длина отверстия в окружном направлении	t	36.48	мм
Угол между проекциями нормали к поверхности обечайки и оси штуцера на плоскость поперечного сечения обечайки	α_a	9.207	град
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = \max\{d;\ 0{,}5t\} + 2c_s =$$ 42 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.01604 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 38.85 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.665 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_п}{[p]_Е}\right)^2}} =$$ 3.087 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.15. Патрубок штуцера E DN32

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием наружного давления.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал обечайки 20КА, Труба

Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	24	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	94	мм
Расчётная длина обечайки	L	94	мм
Толщина стенки обечайки	S	4	мм
Прибавка на коррозию	c_1	0	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.6	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	0.6	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа

Результаты расчёта

Допускаемое наружное давление

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1+\left(\frac{[p]_п}{[p]_E}\right)^2}} =$$ 32.43 МПа

Допускаемое наружное давление из условий прочности

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)} =$$ 32.51 МПа

Допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6}E}{n_y\cdot B_1}\frac{D}{L}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} =$$ 457.6

Коэффициент

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\quad 9{,}45\frac{D}{L}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\} =$$ 0.641

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$ 24 мм

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

4.16. Штуцер D DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Расчёт с учетом внешних нагрузок методом конечных элементов.
Внешние нагрузки определялись без учета стесненности температурных деформаций.
Внешние нагрузки приложены в месте пересечения оси штуцера
с образующей обечайки или днища.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	46	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	182	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	167	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей обечайки)	a	0	мм
Размер сварного шва приварки штуцера (по образующей штуцера)	b	0	мм
Вылет штуцера	L_f	249	мм
Осевая нагрузка на штуцер	F_z	1700	Н
Изгибающий момент вокруг оси X действующий на штуцер	M_x	3.5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Y действующий на штуцер	M_y	5e+05	Н*мм
Изгибающий момент вокруг оси Z действующий на штуцер	M_z	6e+05	Н*мм

Перерезывающая сила вдоль оси X действующая на штуцер	F_x	1250	Н
Перерезывающая сила вдоль оси Y действующая на штуцер	F_y	1250	Н
Модуль продольной упругости материала обечайки	E	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона обечайки	μ	0.3	
Модуль продольной упругости материала штуцера	E_1	1.755e+05	МПа
Коэффициент Пуассона штуцера	μ_1	0.3	
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 52 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.01985 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.17 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1;\ \frac{1+\dfrac{l_{1р}(s_1-c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3-c_s-c_{s1})\chi_3}{l_р(s-c)}}{1+0{,}5\dfrac{d_р-d_{ор}}{l_р}+K_1\dfrac{d+2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} = \quad 1$$

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s-c)[\sigma]}{D_р+(s-c)V}V = \quad 5.665 \text{ МПа}$$

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1+\left(\dfrac{[p]_п}{[p]_н}\right)^2}} = \quad 3.087 \text{ МПа}$$

где

$$K_1 = \quad 1$$

Приведенное суммарное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{p_o} =$ 20.27 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне обечайки

$\sigma_{pm_o} =$ 18.03 < 1.5[σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{p_шт} =$ 22.27 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное мембранное напряжение в зоне штуцера

$\sigma_{pm_шт} =$ 20.49 < 1.5[σ] = 196.5 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности обечайки, перехода или днища

$\sigma_{p_вн_o} =$ 26.98 < 3[σ] = 393 МПа

Приведенное суммарное напряжение на внутренней поверхности штуцера

$\sigma_{p_вн_шт} =$ 42.93 < 3[σ] = 393 МПа

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.17. Штуцера K1, K2, K3, J DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Штуцер с утолщенной частью - переход в виде радиуса.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	47	мм
Исполнительная толщина усиленной части штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина усиленной части штуцера	l_1	100	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	$s_{1ш}$	5	мм
Исполнительная длина штуцера	$\ell_{1ш}$	149	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	$L_к$	217	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм

Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера c_s 3 мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 53 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.02024 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.52 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.665 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_н}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_н}{[p]_E}\right)^2}} =$$ 3.087 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

4.18. Патрубки штуцеров K1, K2, K3, J DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Гладкая цилиндрическая обечайка, работающая под действием наружного давления.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал обечайки		20КА, Труба	
Расчётная температура	T	252	ºC
Расчётное давление	P	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки	D	47	мм
Фактическая длина обечайки	Lact	100	мм
Расчётная длина обечайки	L	100	мм
Толщина стенки обечайки	S	5	мм
Прибавка на коррозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.75	мм
Прибавка технологическая	c_3	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки (см. п.12 ГОСТ Р 52857.1)	c	3.75	мм
Коэффициент прочности продольного сварного шва	φ_p	1	
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа

Результаты расчёта

Допускаемое наружное давление

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

5.241 МПа

Допускаемое наружное давление из условий прочности

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s-c)}{D+(s-c)} =$$

6.788 МПа

Допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{20{,}8\cdot 10^{-6}E}{n_y\cdot B_1}\frac{D}{L}\left[\frac{100(s-c)}{D}\right]^{2,5} =$$

8.246

Коэффициент

$$B_1 = \min\left\{1{,}0;\quad 9{,}45\frac{D}{L}\sqrt{\frac{D}{100(s-c)}}\right\} =$$

1

Наибольший диаметр отверстия не требующего доп. укрепления

$$d_o =$$

47 мм

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

Обечайка отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

4.19. Штуцер I1 DN50

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007.

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в цилиндрической обечайке.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление непропущенным (непроходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Поковка	
Расчётная температура	T	252	°С
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	26	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	3.681	МПа
Внутренний диаметр штуцера	d	46	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	20	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	182	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	717	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	3.9	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр цилиндрической обечайки

$$D_р = D =$$ 1000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi_р - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 52 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.01985 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 37.17 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_о = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 148.7 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 148.7 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{ор} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 59.46 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{ор}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 1

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_н = \frac{2K_1(s - c)[\sigma]}{D_р + (s - c)V}V =$$ 5.665 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{[p]_п}{[p]_Б}\right)^2}} =$$ 3.087 МПа

где

$$K_1 =$$ 1

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007

4.20. Эллиптическое днище барабана DN1000

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.2-2007.

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

Элемент: Эллиптическое днище, работающее под действием наружного давления.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал днища 20КА, Лист

Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр днища	D	1000	мм
Высота выпуклой части днища без учета цилиндрической части	H	250	мм
Исполнительная толщина стенки днища	s_1	28	мм
Прибавка на коррозию и эрозию	c_1	3	мм
Прибавка – минусовый допуск	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая	c_3	4.2	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки	c	8.1	мм
Коэффициент прочности сварного шва	φ	1	-
Допускаемое напряжение	[σ]	131	МПа
Модуль продольной упругости	E	1.755e+05	МПа
Длина цилиндрической отбортовки	h_1	60	мм

Результаты расчёта

Радиус кривизны в вершине эллиптического или полусферического днища:

$$R = \frac{D^2}{4H} =$$ 1000 мм

Допускаемое наружное давление:
здесь:

$$[p] = \frac{[p]_п}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_п}{[p]_E}\right)^2}} =$$ 4.578 МПа

$[p]_п$ – допускаемое наружное давление из условий прочности:

$$[p]_п = \frac{2[\sigma](s_1 - c)}{R + 0.5(s_1 - c)} =$$ 5.162 МПа

$[p]_E$ – допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости:

$$[p]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y}\left[\frac{100(s_1 - c)}{K_э R}\right]^2 =$$ 9.907 МПа

где: коэффициент

Кэ= 0.8718

Днище отвечает условиям прочности и устойчивости в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.2-2007.

4.21. Штуцер люк-лаза МН DN450

Расчёт на прочность по ГОСТ Р 52857.3-2007

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

Элемент: Укрепление отверстий в обечайках и днищах.
Наружное давление.
Отверстие в эллиптическом днище.
Расчёт укрепления одиночного отверстия.
Укрепление пропущенным (проходящим) штуцером.
Штуцер с осью нормальной к корпусу сосуда.
Только расчёт укрепления отверстия.
Режим: Расчет на вакуум.

Исходные данные

Материал корпуса		20КА, Лист	
Материал штуцера		20КА, Лист	
Расчётная температура	T	252	°C
Расчётное давление	p	0.1	МПа
Внутренний диаметр обечайки, днища или конического перехода, в месте расположения отверстия	D	1000	мм
Исполнительная толщина стенки обечайки, конического перехода или днища	s	28	мм
Коэффициент прочности сварных соединений обечаек и днищ	φ	1	
Допускаемое напряжение для материала обечайки, перехода или днища при расчётной температуре	$[\sigma]$	131	МПа
Допускаемое наружное давление в пределах упругости	$[p]_E$	9.907	МПа
Внутренняя высота эллиптической части днища	H	250	мм
Внутренний диаметр штуцера	d	450	мм
Исполнительная толщина стенки штуцера	s_1	30	мм
Исполнительная длина штуцера (для заведомо длинных штуцеров l1=0)	l_1	200	мм
Допускаемое напряжение для материала штуцера	$[\sigma]_1$	131	МПа
Коэффициент прочности продольного сварного шва штуцера	φ_1	1	
Длина пропущенной части штуцера	l_3	112	мм
Исполнительная толщина стенки пропущенной части штуцера	s_3	30	мм
Допускаемое напряжение для материала пропущенной части штуцера	$[\sigma]_3$	131	МПа
Расстояние от наружной поверхности штуцера до ближайшего несущего конструктивного элемента (или Lк=0)	L_k	0	мм
Расстояние от центра укрепляемого отверстия до оси днища	x	0	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки корпуса	c_1	3	мм
Прибавка для компенсации минусового допуска стенки корпуса	c_2	0.9	мм
Прибавка технологическая стенки корпуса	c_3	4.2	мм
Прибавка для компенсации коррозии и эрозии стенки штуцера	c_{s1}	3	мм

Прибавка для компенсации минусового допуска стенки штуцера	c_{s2}	0.8	мм
Прибавка технологическая стенки штуцера	c_{s3}	0	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки корпуса	c	8.1	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки штуцера	c_s	3.8	мм
Сумма прибавок к расчётной толщине стенки пропущенной части штуцера	c_s_1	6.8	мм

Результаты расчёта

Расчётный внутренний диаметр эллиптического днища

$$D_р = \frac{D^2}{2H}\sqrt{1 - 4\frac{(D^2 - 4H^2)}{D^4}x^2} =$$ 2000 мм

Расчётная толщина стенки корпуса

$$s_р = \frac{pD_р}{4\varphi[\sigma] - p} =$$ 0.3818 мм

Расчётный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c_s =$$ 457.6 мм

Расчётная толщина стенки штуцера

$$s_{1р} = \frac{p(d + 2c_s)}{2[\sigma]_1\varphi_1 - p} =$$ 0.1747 мм

Расчётная длина штуцера

$$l_{1р} = \min\left\{l_1; 1{,}25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)}\right\} =$$ 136.9 мм

Отношение допускаемых напряжений штуцера и корпуса

$$\chi_1 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Отношение допускаемых напряжений проп.штуцера и корпуса

$$\chi_3 = \min\left\{1{,}0; \frac{[\sigma]_3}{[\sigma]}\right\} =$$ 1

Расчётная длина внутренней части штуцера

$$l_{3р} = \min\left\{l_3; 0{,}5\sqrt{(d + 2c_s)(s_3 - c_s - c_{s1})}\right\} =$$ 51.52 мм

Ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$L_o = \sqrt{D_р(s - c)} =$$ 199.5 мм

Расчётная ширина зоны укрепления, прилегающей к штуцеру

$$l_р =$$ 199.5 мм

Расчётный диаметр неукрепляемого отверстия

$$d_{op} = 0{,}4\sqrt{D_р(s - c)} =$$ 79.8 мм

Коэффициент понижения прочности узла врезки штуцера

$$V = \min\left\{1; \frac{1 + \dfrac{l_{1р}(s_1 - c_s)\chi_1 + l_{2р}s_2\chi_2 + l_{3р}(s_3 - c_s - c_{s1})\chi_3}{l_р(s - c)}}{1 + 0{,}5\dfrac{d_р - d_{op}}{l_р} + K_1\dfrac{d + 2c_s}{D_р}\dfrac{\varphi}{\varphi_1}\dfrac{l_{1р}}{l_р}}\right\} =$$ 0.975

Допускаемое давление в пределах пластичности

$$[p]_{\text{п}} = \frac{2K_1(s-c)[\sigma]}{D_{\text{р}} + (s-c)V}V =$$ 5.035 МПа

Допускаемое давление для узла врезки штуцера

$$[p] = \frac{[p]_{\text{п}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[p]_{\text{п}}}{[p]_{\text{в}}}\right)^2}} =$$ 4.488 МПа

где

$$K_1 =$$ 2

Узел врезки отвечает условиям прочности в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52857.3-2007.

Лист регистрации изменений

Изм	Номера листов (страниц)				Всего листов (страниц) в документе	№ документа	Входящий № сопроводительного документа и дата	Подпись	Дата
	Измененных	Замененных	Новых	Аннулированных					

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