

**Научно-производственное предприятие
"Маштест"**

Утверждаю
Генеральный директор, д.т.н.


Осадчий Я.Г.

14 декабря 2015 года

Расчет на прочность

баллонов бесшовных стальных

диаметром 133 мм на давление 14,7 МПа (150 кг/см²)

производства ООО «ЯРПОЖИНВЕСТ»

МТ-1161-15

г. Королёв, 2015

С о д е р ж а н и е

1. Анализ конструктивной схемы корпусов.....	3
2. Методика расчёта.....	3
3. Расчет статической прочности цилиндрических обечаек.....	5
4. Расчет усталостной прочности цилиндрических обечаек.....	6
Заключение.....	7
Список литературы.....	8
Приложение.....	9

1. Анализ конструктивной схемы корпусов

Бесшовные баллоны углекислотных огнетушителей производства ООО "ЯРПОЖИНВЕСТ" с рабочим давлением **14,7 МПа (150 кгс/см²)** и наружным диаметром **133 мм** имеют минимальную толщину стенки цилиндрической части **3.6 мм**.

Минимальное значение предела прочности для стали 35, из которой изготовлены баллоны, принималось равным **60 кгс/мм²**, что согласуется с сертификатами качества (см. Приложение).

Наиболее слабым местом по прочности являются цилиндрические обечайки, поэтому в дальнейшем расчеты относятся именно к этой части корпусов баллонов.

2. Методика расчёта

Расчет на прочность цилиндрических обечаек, нагруженных внутренним избыточным давлением p , выполнен в соответствии с / 1, 2, 5 /.

При этом окружные напряжения σ_o

$$\sigma_o = \frac{p D}{2 s} , \quad (1)$$

и меридиональные напряжения σ_m

$$\sigma_m = \frac{p D}{4 s} , \quad (2)$$

определялись из уравнений равновесия безмоментного состояния / 1 /,

где

D - диаметр баллона,
 s - толщина стенки обечайки.

Как известно, предельные состояния по образованию пластических деформаций или по разрушению в рамках силовых критериев описываются несколькими классическими гипотезами прочности / 1,2 /:

- наибольших нормальных напряжений;
- наибольших линейных деформаций;
- наибольших касательных напряжений;
- энергии формоизменения.

Две первые, как правило, используются для расчётов прочности элементов из хрупкого и малопластичного материалов. Для описания образования пластических деформаций или вязкого статического разрушения пластичных конструкционных металлических материалов при двухосном растяжении чаще используют последнюю гипотезу, что было реализовано и в нашем случае.

В приложении к двухосному напряженному состоянию, какое реализуется в баллонах давления, гипотеза энергии формоизменения имеет следующий вид:

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{\sqrt{3} p D}{4 s} = \{ \sigma_{\text{T}}, \sigma_{\text{B}} \}; \quad (3)$$

где

$\sigma_{\text{пр}}$ - приведенное (эквивалентное) напряжение;

$\sigma_{\text{T}}, \sigma_{\text{B}}$ - предел текучести или прочности при одноосном растяжении.

Толщина стенки s была рассчитана на основе соотношений (1 - 3) и в соответствии с ГОСТ14249-89 /5/:

$$s \geq s_p + c, \quad (4)$$

$$s_p = \frac{p_{\text{расч}} D}{2 k \sigma_B}; \quad (5)$$

где c - прибавка для компенсации минусового допуска;
 s_p - расчётная толщина стенки обечайки;
 $p_{\text{расч}}$ - расчетное внутреннее давление;
 k – экспериментальный коэффициент, учитывающий двухосное напряженное состояние.

Соответствие других условных обозначений, использованных в (4-5), и терминов смотри далее в табл. 1 Приложения.

Допускаемое внутреннее избыточное давление $[p]$ в случаях расчёта по предельным нагрузкам и для условий испытаний рассчитано по формуле

$$[p] = \frac{2 k [\sigma] (s_0 - c)}{D}; \quad (6)$$

где s_0 - исполнительная толщина стенки;
 $[\sigma] = \sigma_B$ - допускаемое напряжение при расчёте по предельным нагрузкам ;
 $[\sigma] = \sigma_T$ - допускаемое напряжение при расчёте для условий испытаний

3. Расчет статической прочности цилиндрических обечаек

Контрольные расчеты цельнометаллических корпусов с заданными выше характеристиками проведены на основе анализа напряженно-деформированного состояния оболочек цилиндрической части корпусов.

Толщина стенки цилиндрической части корпуса баллонов и величина допускаемого внутреннего давления рассчитывались по формулам (5, 6) соответственно. Величины испытательного и расчётного давлений выбраны согласно требованиям технического регламента Таможенного союза «О безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением» (ТР ТС 032/2013) /6/.

Результаты расчетов приведены в табл. 1 Приложения.

Как видно из табл. 1, допускаемые внутренние избыточные давления из условий прочности $[R]_2$ выше соответствующих значений расчетного давлений $P_{расч}$.

Запас статической прочности по отношению к рабочему давлению составил 2.6.

4. Расчет усталостной прочности цилиндрических обечаек

Поскольку материал корпусов при рабочем и пробном давлениях находился в упругой области, то расчёт усталостной прочности проводился по формуле Мэнсона-Морроу / 3,4 /, в которой оставлено только слагаемое, учитывающее упругие деформации:

$$\varepsilon_a = \frac{1.75 (\sigma_v - \sigma_m)}{E} N^{-0.12},$$

здесь ε_a - амплитуда упругих деформаций, σ_m - величина среднего напряжения цикла.

Подставляя необходимые значения в последнюю формулу, получили, что допускаемое значение находится на уровне предела усталостной прочности 10^6 .

Заключение

1. Таким образом, расчетами показано, что корпуса баллонов углекислотных огнетушителей с рабочим давлением 14.7 МПа (150 кгс/см²) и наружным диаметром 89 мм в части прочности соответствуют требованиям ТУ 1411-003-61192961-2009 и Приложения № 2 технического регламента Таможенного союза «О безопасности оборудования, работающего под избыточным давлением» (ТР ТС 032/2013).

Запас статической прочности по отношению к рабочему давлению составил значение более 2.4.

2. Усталостная прочность корпусов баллонов углекислотных огнетушителей достаточна и находится на уровне предела усталостной прочности.

Главный специалист

по прочности, к.т.н.



Трошин В.П.