

**Научно-производственное предприятие  
"Маштест"**

Утверждаю  
Генеральный директор, д.т.н.

  
Осадчий Я.Г.

14 декабря 2015 года

**Расчет на прочность**

**баллонов бесшовных стальных**

**диаметром 108 мм на давление 14,7 МПа (150 кг/см<sup>2</sup>)**

**производства ООО «ЯРПОЖИНВЕСТ»**

**MT-1159-15**

**г. Королёв, 2015**

## С о д е р ж а н и е

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

## *1. Анализ конструктивной схемы корпусов*

Бесшовные баллоны углекислотных огнетушителей производства ООО "ЯРПОЖИНВЕСТ" с рабочим давлением **14.7 МПа (150 кгс/см<sup>2</sup>)** и наружным диаметром **108 мм** имеют минимальную толщину стенки цилиндрической части **3.6 мм**.

Минимальное значение предела прочности для стали 20, из которой изготовлены баллоны, согласно сертификату качества № 3802 от 14.09.15 равно **50 кгс/мм<sup>2</sup>** (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  $\sigma_o$

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

и меридиональные напряжения  $\sigma_m$

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

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:

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

где

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

$\sigma_{\text{T}}, \sigma_{\text{В}}$  - 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  $[P]_2$  выше соответствующих значений расчетного давлений  $P_{расч}$ .

Запас статической прочности по отношению к рабочему давлению составил 2.7.

#### ***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  $\varepsilon_a$  - амплитуда упругих деформаций,  $\sigma_m$  - 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/см<sup>2</sup>) 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.И.