УТВЕРЖДАЮ
Зам. генерального директора–
главный конструктор
АО «НПФ «ЦКБА»
_____ Лавреженкова В.П.
«27» 12 2016г.

ПОПРАВКА №1

к СТ ЦКБА 115-2015 «Арматура трубопроводная. Краны шаровые. Методика силового расчета»

В каком месте	Напечатано	Должно быть
Лист 16, подраздел 5.5, 2-ая строка снизу	μ_c	$\mu_{шт}$
Лист 17, пояснения к формуле (18)	где n – количество колец; …… …… *E* – модуль упругости материала кольца на сжатие (для резины *E*= 10 МПа).	где n – количество колец; …… …… *E* – модуль упругости материала кольца на сжатие (для резины *E*= 10 МПа); $\mu_{шт}$ – коэффициент трения между набивкой сальника и шпинделем.

Заместитель директора по научной работе — С.Н. Дунаевский

Начальник отдела технических расчетов — А.А. Чертенков

Начальник технического отдела — Т.Н. Венедиктова

$$q_y = m \cdot \frac{c+10 \cdot k \cdot \Delta P}{\sqrt{10 \cdot b}}, \quad (12)$$

где *m*, *c* и k – коэффициенты, определяемые по СТ ЦКБА 086, раздел 4.

Необходимое усилие уплотнения крана в затворе Q_y определяется по формуле (см. 5.2)

$$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos\alpha \cdot (1+\mu \cdot tg\alpha). \quad (13)$$

В случае отсутствия перепада давления на кране, усилие Q_{y0} должно определяться с учетом минимально необходимого удельного давления q_{y0}

$$Q_{y0} = q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos\alpha \cdot (1+\mu \cdot tg\alpha), \quad (14)$$

где q_{y0} следует из формулы (12)

$$q_{y0} = m \cdot \frac{c}{\sqrt{10 \cdot b}}. \quad (15)$$

5.5 Крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения в уплотнении шпинделя

Крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения в уплотнении шпинделя $M_{шт}$, определяется по формуле

$$M_{шт} = T \cdot D_{шт}/2, \quad (16)$$

где *T* – сила трения в уплотнении шпинделя, Н.

В случае сальникового уплотнения шпинделя сила *T* равна

$$T = \pi \cdot D_{шт} \cdot H \cdot P_{ос} \cdot k_{бд} \cdot \mu_{шт}, \quad (17)$$

где $D_{шт}$ - диаметр шпинделя на участке уплотнения, мм;

H – суммарная высота набивки сальника, мм;

$P_{ос}$ – осевое давление в сальнике, МПа;

$k_{бд}$ - коэффициент бокового давления;

$\mu_{шт}$ - коэффициент трения между набивкой сальника и шпинделем.

Значения $P_{ос}$, $K_{бд}$ и $\mu_{шт}$ – принимаются согласно разделу 6 СТ ЦКБА 037 в зависимости от марки набивки и параметров рабочей среды. **(Поправка № 1)**

В случае уплотнения шпинделя с помощью колец сила T принимается ориентировочно равной

$$T = \pi \cdot D_{шт} \cdot n \cdot h \cdot \varepsilon \cdot E \cdot \mu_{шт}, \quad (18)$$

где n – количество колец;

h – ширина канавки под кольцо, мм;

ε – относительная деформация кольца (для резины ε=0,3);

E – модуль упругости материала кольца на сжатие (для резины E = 10 МПа);

$\mu_{шт}$ – коэффициент трения между набивкой сальника и шпинделем.

(Поправка № 1)

6 Порядок расчета крана с плавающей пробкой

Общий вид шарового крана с плавающей пробкой показан на рисунке 1.

Обозначения величин даны в 3.1.

6.1 Задачи расчета

6.1.1 Определение усилия поджатия пробки $Q_п$.

6.1.2 Определение крутящих моментов:

- расчетный крутящий момент на выходном валу крана $M_к$;
- крутящий момент холостого хода $M_{к0}$;
- максимальный крутящий момент, развиваемый приводом $M_{пр}$;
- крутящий момент настройки привода $M_н$.

6.2 Исходные данные

Наименование рабочей среды;

температура рабочей среды;

P – расчетное давление, МПа;

$\Delta P_к$ – максимальный перепад давления на кране, МПа;

D – диаметр наружный поверхности шаровой пробки, мм;

$d_н$ – диаметр наружный поверхности уплотнения в затворе, мм;

$d_в$ – диаметр внутренний поверхности уплотнения в затворе, мм;

$D_б$ - диаметр бурта шпинделя, мм;

$D_{шт}$ - диаметр шпинделя на участке контакта с сальником, мм;

H – высота набивки сальника, мм;

h – ширина канавки под кольцо в уплотнении шпинделя, мм;