Технический комитет по стандартизации
«Трубопроводная арматура и сильфоны» (ТК 259)

Акционерное общество «Научно-производственная фирма
«Центральное конструкторское бюро арматуростроения»

СТАНДАРТ ЦКБА

СТ ЦКБА 115–2015

Арматура трубопроводная

КРАНЫ ШАРОВЫЕ

Методика силового расчета

НПФ «ЦКБА»
2017

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН Акционерным обществом «Научно-производственная фирма «Центральное конструкторское бюро арматуростроения» (АО «НПФ «ЦКБА»)

2 УТВЕРЖДЁН И ВВЕДЁН В ДЕЙСТВИЕ **Приказом от « 26» марта 2015 г № 18**

3 СОГЛАСОВАН Техническим комитетом по стандартизации «Трубопроводная арматура и сильфоны» (ТК 259)

4 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

5 ПЕРЕИЗДАНИЕ в 2017 году с учетом Поправки № 1 и изменения № 1

По вопросам заказа стандартов ЦКБА
обращаться в АО «НПФ ЦКБА»
по телефону (812) 611-10-00, факс 458-72-22
195027, Россия, С-Петербург, пр. Шаумяна, 4, корп.1, лит «А»
standard@ckba.ru

Инв. № 2-2015 [illegible] 04.07.17

© АО «НПФ «ЦКБА», 2015 г.

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен без разрешения АО «НПФ «ЦКБА»

Содержание

1 Назначение и область применения 4

2 Нормативные ссылки 4

3 Термины и обозначения 5

4 Описание расчетных моделей 6

5 Основные соотношения 10

6 Порядок расчета крана с плавающей пробкой 17

7 Порядок расчета крана с пробкой в опорах 20

Приложение А (справочное) Пример силового расчета крана с плавающей пробкой 24

Приложение Б (справочное) Пример силового расчета крана с пробкой в опорах 27

Инв. № 2-2015 Дата 30.03.15

СТАНДАРТ ЦКБА

Арматура трубопроводная
КРАНЫ ШАРОВЫЕ
Методика силового расчета

Дата введения – 01.07.2015

1 Назначение и область применения

Настоящий стандарт распространяется на краны шаровые, имеющие конструкцию с плавающей пробкой, или пробкой в опорах.

Стандарт содержит методики расчета усилий и моментов, необходимых для обеспечения герметичности крана в затворе и для управления краном.

Стандарт может применяться при разработке кранов шаровых для трубопроводов различного назначения.

2 Нормативные ссылки

2.1 В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие нормативные документы:

ГОСТ 24856–2014 Арматура трубопроводная. Термины и определения

СТ ЦКБА 037-2006 Арматура трубопроводная. Узлы сальниковые. Конструкция, основные размеры и технические требования

СТ ЦКБА 057-2008 Арматура трубопроводная. Коэффициенты трения в узлах арматуры

СТ ЦКБА 072-2009 Арматура трубопроводная. Крутящие моменты и размеры маховиков и рукояток

СТ ЦКБА 086-2010 Арматура трубопроводная. Технические данные и характеристики для силовых расчетов

3 Термины и обозначения

3.1 В настоящем стандарте применены термины по ГОСТ 24856.

3.2 В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

b – ширина поверхности уплотнения в затворе, мм;

D – диаметр шаровой поверхности пробки, мм;

$D_б$ – диаметр бурта шпинделя, мм;

$D_{оп}$ - диаметр цапф пробки в кранах с пробкой в опорах, мм;

$D_с$ - диаметр поверхности уплотнения седла у крана с пробкой в опорах, мм;

$D_{шт}$ - диаметр шпинделя на участке уплотнения (сальником или кольцами), мм;

d – диаметр окружности, называемой линией уплотнения, ограничивающей эффективную площадь уплотнения в затворе, мм;

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

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

H – высота набивки сальника, мм;

h – ширина канавки в уплотнении шпинделя, мм;

n – количество уплотнительных колец в уплотнении шпинделя;

$k_{пр}$ - коэффициент запаса по максимальному моменту на приводе;

$k_н$ - коэффициент запаса по настройке привода;

$k_у$ - коэффициент запаса по герметичности крана в затворе;

$M_б$ - крутящий момент для преодоления сил трения в бурте шпинделя, Н·мм;

$M_з$ - крутящий момент для преодоления трения в затворе, Н·мм;

$M_к$ – максимальный крутящий момент на выходном валу крана, необходимый для поворота пробки, Н·мм;

$M_{к0}$ – крутящий момент холостого хода, Н·мм;

$M_{оп}$ - крутящий момент для преодоления сил трения в опорах пробки (в кранах с пробкой в опорах), Н·мм;

$M_н$ - крутящий момент настройки привода, Н·мм;

$M_{пр}$ - максимальный крутящий момент, развиваемый приводом, Н·мм;

$M_{шт}$ - крутящий момент для преодоления сил трения в уплотнении шпинделя, Н·мм;

P – расчетное давление, МПа;

$\Delta P_к$ – максимальный перепад давления среды на кране (между входным и выходным патрубками), МПа;

$\Delta P_с$ – максимальный перепад давления среды на седле (между патрубком и внутренней полостью в кранах с пробкой в опорах), МПа;

Q - усилие на пробку в уплотнении затвора, Н;

$Q_б$ - усилие выталкивания шпинделя, действующее на бурт, Н;

$Q_п$ – необходимое усилие поджатия седла или уплотнительного кольца, Н;

$Q_{ск}$ – усилие на пробку от максимального перепада давления среды на кране, Н;

$Q_{сс}$ – усилие на пробку от максимального перепада давления среды на седле, Н;

$Q_у$ - необходимое усилие уплотнения затвора при максимальном перепаде давления среды, Н;

$Q_{у0}$ -необходимое усилие уплотнения затвора при отсутствии перепада давления среды, Н;

q – удельное давление в уплотнении, нормальное к поверхности пробки, МПа;

$q_у$ - удельное давление в уплотнении, необходимое для герметичности в затворе при максимальном перепаде давления среды, МПа;

$q_{у0}$ – минимально необходимое удельное давление в уплотнении затвора, МПа;

α – половина центрального угла с вершиной в центре пробки, определяющего положение средней линии уплотнения на поверхности пробки, рад;

μ, $\mu_{оп}$ - коэффициенты трения в затворе и в опоре пробки;

$\mu_{шт}$, $\mu_б$ – коэффициенты трения в уплотнении шпинделя и в бурте шпинделя.

4 Описание расчетных моделей

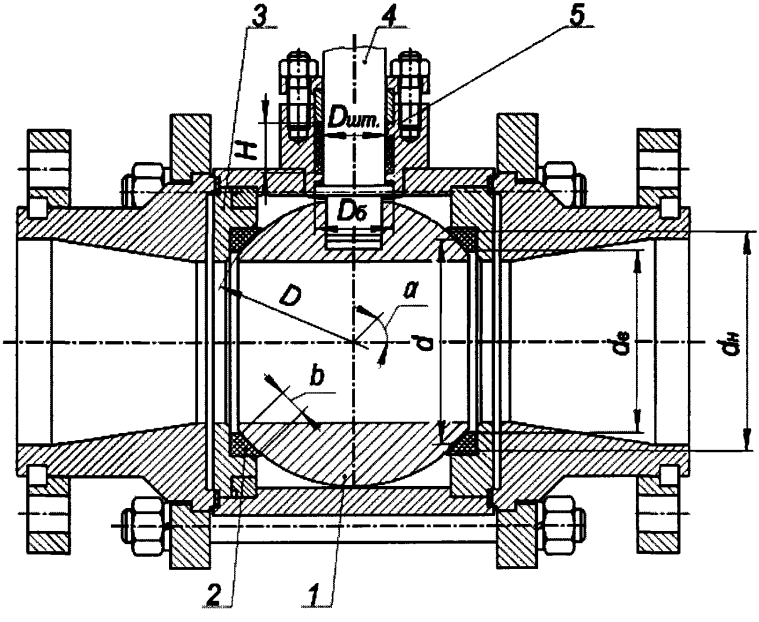
4.1 В настоящем стандарте рассматриваются краны шаровые двух конструктивных типов – с плавающей пробкой (рисунок 1) и с пробкой в опорах (рисунок 2).

В кранах обоих типов герметичность в затворе создается усилиями, действующими между пробкой и уплотнительными кольцами или седлами; эти усилия имеют две составляющие.

Инв. № 4 - 2015 Дата 30.03.15

Первая составляющая усилий взаимодействия – это усилие поджатия. В кранах с плавающей пробкой усилие поджатия уплотнительных колец к пробке обычно создается затягом шпилек соединения корпус - патрубки. В кранах с пробкой в опорах усилие поджатия седел к пробке создается с помощью пружин.

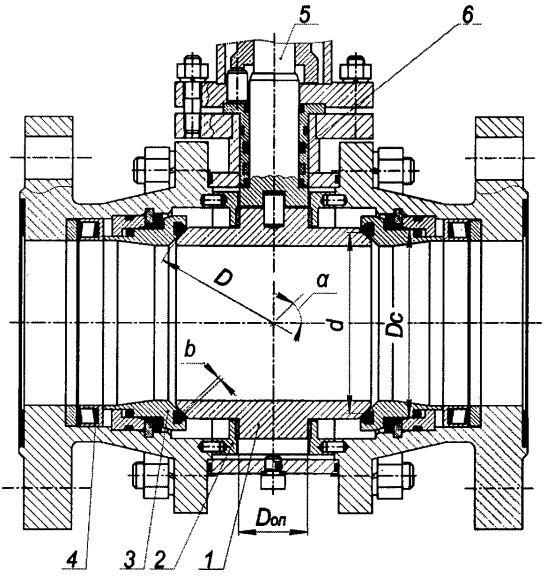
Вторая составляющая усилий, влияющих на герметичность, зависит от перепада давления в закрытом положении крана. В кранах с плавающей пробкой герметичность зависит от усилия $Q_{ск}$, вызванного перепадом давления на кране $\Delta P_к$, то есть разностью давлений между входным и выходным патрубками. В кранах с пробкой в опорах герметичность зависит от усилия $Q_{сс}$, вызванного перепадом давления на седле $\Delta P_с$, то есть между патрубком и внутренней полостью крана. В этих кранах усилие $Q_{ск}$ передается через опоры на корпус и не влияет на герметичность в затворе.



1 – пробка; 2 – уплотнительное кольцо; 3 – обойма; 4 – шпиндель; 5 – сальник

Рисунок 1 – Кран шаровой с плавающей пробкой

Инв. № 8 - 2015 Дата 20.05.15



1 –пробка; 2 – опора; 3 – седло; 4 – обойма с пружинами; 5 – шпиндель;
6 – уплотнительное кольцо шпинделя

Рисунок 2 – Кран шаровой с пробкой в опорах

Усилие $Q_{ск}$ определяется как произведение перепада давления $\Delta P_к$ на площадь круга, ограниченного линией уплотнения в затворе. Усилие $Q_{сс}$ определяется как произведение перепада давления $\Delta P_с$ на площадь кольца, ограниченного двумя окружностями, первая из которых есть линия уплотнения в затворе, а вторая лежит на поверхности уплотнения седла.

Управление кранами обеспечивается крутящим моментом от привода, необходимым для преодоления сил трения в узлах затвора, шпинделя, сальника, опор.

4.2 В методиках силового расчета кранов обоих типов использованы следующие общие положения и допущения:

- удельные давления, возникающие на поверхностях уплотнения в затворе, симметричны относительно оси трубопровода;

- податливость узлов уплотнения в затворе значительно превышает податливость других элементов крана, благодаря чему влияние последних на герметичность не учитывается;

- податливость узлов уплотнения в затворе со стороны входного и выходного патрубков одинакова;

- краны должны обеспечить герметичность в затворе во всем диапазоне изменения перепада давления среды от нуля до максимального значения ΔP;

- для сохранения герметичности во всем диапазоне перепада давления достаточно обеспечить ее при максимальном перепаде и при отсутствии перепада;

- герметичность кранов в затворе должна быть обеспечена с учетом коэффициента запаса по уплотнению $k_у$. Рекомендуемое значение данного коэффициента при максимальном перепаде давления $k_у$ = 1,1–1,2, а при отсутствии перепада $k_{у0}$ = 1,0;

- расчетный крутящий момент, необходимый для управления краном $М_к$, определяется для режима начала открытия крана;

- максимальный крутящий момент, развиваемый механизированным приводом $М_{пр}$, должен удовлетворять условию $М_{пр} \geq k_{пр} \cdot М_к$,

где $k_{пр}$ - коэффициент запаса по максимальному моменту на приводе, принимаемый с учетом условий эксплуатации и требований НД отдельных отраслей промышленности ($k_{пр}$=1,1–2,0).

В случае применения ручного привода размер рукоятки (маховика) может определяться по стандарту СТ ЦКБА 072;

- крутящий момент настройки механизированного привода $М_н$ должен удовлетворять условию $М_н \geq k_н \cdot М_к$,

где $k_н$ – коэффициент запаса по настройке привода ($k_н$=1,1–1,2).

4.3 В методике расчета крана с плавающей пробкой используются следующие дополнительные положения:

- герметичность в затворе обеспечивается узлом уплотнения со стороны выходного патрубка (влияние узла уплотнения со стороны входного патрубка не учитывается);

- усилие на пробку от перепада давления среды на кране $Q_{ск}$ изменяет значения усилий между пробкой и уплотнительными кольцами следующим

Инв. № 2-2015 Демир 30.03.15

образом: со стороны входного патрубка из усилия поджатия $Q_п$ вычитается $0,5 \cdot Q_{ск}$, а со стороны выходного патрубка к усилию поджатия $Q_п$ прибавляется $0,5 \cdot Q_{ск}$. В случае, если $Q_{ск} \geq 2 \cdot Q_п$, усилие на пробку от уплотнительного кольца, расположенного со стороны входного патрубка равно нулю, а со стороны выходного патрубка равно $Q_{ск}$;

- крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения между пробкой и уплотнительными кольцами, определяется с учетом следующих усилий от колец, действующих на пробку:

- если $Q_{ск} < 2 \cdot Q_п$, то суммарное усилие на пробку от колец равно $2 \cdot Q_п$;

- если $Q_{ск} \geq 2 \cdot Q_п$, то на пробку действует усилие $Q_{ск}$ от выходного кольца.

4.4 В методике расчета крана с пробкой в опорах используются следующие дополнительные положения:

- герметичность в затворе обеспечивается узлом уплотнения со стороны входного патрубка (входным седлом) с учетом максимального перепада давления между входным патрубком и внутренней полостью крана ΔP_c, а влияние выходного седла не учитывается. В случае повреждения входного седла герметичность крана, имеющего седла с двойным поршневым эффектом, обеспечивается выходным седлом;

- крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения в затворе, определяется с учетом усилий поджатия обоих седел и усилия от перепада давления среды на одном из седел $2 \cdot Q_п + Q_{сс}$. В необходимых случаях рассматривается также режим, при котором в обоих патрубках будет давление PN, а во внутренней полости давление будет равно нулю. В этом случае крутящий момент для преодоления сил трения в затворе должен определяться с учетом усилия $2 \cdot (Q_п + Q_{сс})$.

5 Основные соотношения

В настоящем разделе приводятся соотношения и расчетные формулы, общие для шаровых кранов с плавающей пробкой и пробкой в опорах. Они используются в разделах 6 и 7, содержащих методики силового расчета кранов.

5.1 Геометрические соотношения

На рисунке 3 схематически изображена пробка шарового крана в закрытом положении. Используется прямоугольная система координат с началом в центре

пробки (точка О), ось x совпадает с осью трубопровода и является осью симметрии уплотнения, ось y совпадает с осью вращения пробки, а ось z совпадает с осью проходного отверстия. На рисунке показана линия уплотнения пробки, в качестве которой может приниматься (в запас герметичности и работоспособности) средняя линия контакта пробки и уплотнительного кольца. При наличии экспериментального подтверждения, линию уплотнения можно приблизить к внутренней линии контакта, например, поместить на расстоянии b/4.



Рисунок 3 – Пробка шарового крана

На рисунке 4 изображена четвертая часть поверхности пробки.

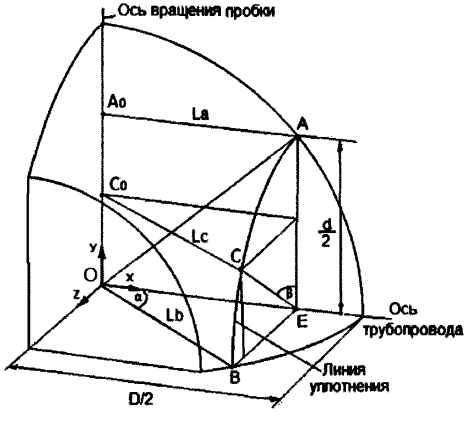


Рисунок 4 – Геометрические параметры пробки

Инв. № подл. | Подпись и дата

На линии уплотнения пробки показаны три точки, из которых точка А лежит в плоскости ху, точка В – в плоскости xz, а точка С занимает промежуточное положение. Положение точек на линии уплотнения определяется центральным углом β, измеряемым от прямой АЕ, лежащей в плоскости ху.

В точке А угол $\beta = 0$, а в точке В угол $\beta = \pi/2$.

Диаметр поверхности пробки D и диаметр линии уплотнения d связаны соотношением

$$d = D \cdot \sin\alpha;\ \sin\alpha = d/D;\ \alpha = \arcsin d/D. \quad (1)$$

При вращении крана, на линии уплотнения возникают силы трения, создающие крутящие моменты относительно оси вращения «у». Плечи этих сил переменны по длине линии уплотнения.

Из рисунка 4 следует, что в произвольной точке С плечо силы трения L_c связано с диаметром d и углами α и β соотношением

$$L_c = \frac{d}{2 \cdot tg\alpha} \cdot \sqrt{(1 + tg^2\alpha \cdot \sin^2\beta)}. \quad (2)$$

Из рисунка 4 также видно, что в точках А и В плечи L_a и L_b (длины линий AA_0 = ЕО и ВО) равны

$$L_a = 0{,}5 \cdot D \cdot \cos\alpha = 0{,}5 \cdot d / tg\alpha;\ L_b = 0{,}5 \cdot D. \quad (3)$$

5.2 Соотношение между осевой силой и удельным давлением

При отсутствии крутящего момента соотношение между силой Q, действующей на пробку, и соответствующими контактными напряжениями q и $\mu \cdot q$ на поверхности уплотнения (рисунок 5), определяется из условия равновесия пробки.

Инв. № дубл. Взам. инв. № 30.03.15

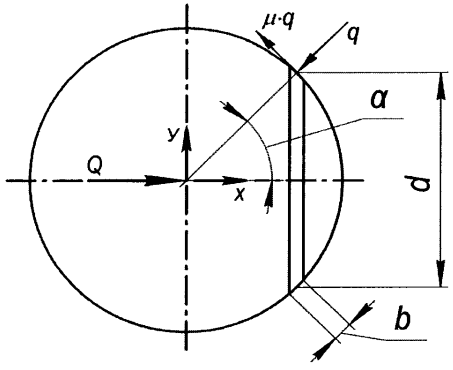


Рисунок 5 – Осевая сила и контактные напряжения

Контактное напряжение q нормально к поверхности пробки (удельное давление), а контактное напряжение трения $\mu \cdot q$ лежит в касательной плоскости и направлено по нормали к конической поверхности, связывающей центр пробки с точкой контакта.

Уравнение равновесия пробки имеет вид

$$Q = (q \cdot \cos\alpha + \mu \cdot q \cdot \sin\alpha) \cdot \pi \cdot d \cdot b. \quad (4)$$

Из равенства (4) следует

$$Q = q \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos\alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\alpha); \quad q = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot b \cdot \cos\alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\alpha)}. \quad (5)$$

5.3 Соотношение между моментом вращения пробки и осевой силой

На рисунке 6 схематически изображена четвертая часть пробки шарового крана в проекции на плоскость x-z, перпендикулярную к оси вращения пробки (ось y). На линии уплотнения пробки показаны точки A, B и C. При вращении пробки траектории этих точек образуют на поверхности пробки дуги окружностей. Траектория точки A лежит в плоскости, параллельной плоскости x-z и отстоящей от нее на расстоянии d/2; траектория точки B лежит в самой плоскости x-z; траектория произвольной точки C лежит в плоскости, занимающей промежуточное положение между названными плоскостями.

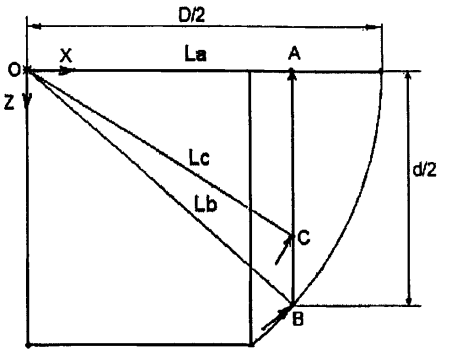


Рисунок 6 – Плечи сил трения в точках линии уплотнения

В точках А, В и С стрелками показаны силы трения; они действуют на элементарных участках площадью $0{,}5 \cdot d \cdot b \cdot \Delta\beta$ и равны $\mu \cdot q \cdot 0{,}5 \cdot d \cdot b \cdot \Delta\beta$. Эти силы направлены по касательной к траекториям точек в сторону, обратную вращению пробки. Плечи сил трения относительно оси вращения пробки «у» – L_a, L_b и L_c.

В произвольной точке С крутящий момент силы трения ΔM_C относительно оси вращения пробки «у» равен

$$\Delta M_C = \mu \cdot q \cdot 0{,}5 \cdot d \cdot b \cdot \Delta\beta \cdot L_C . \qquad (6)$$

Суммарный крутящий момент *M*, необходимый для преодоления сил трения между уплотнительным кольцом и пробкой при вращении, определяется как интеграл

$$M = 4\int_0^{\pi/2} dM_C . \qquad (7)$$

После подстановки соотношений (3), (5) и (6) в равенство (7) получаем:

$$M = \frac{\mu \cdot d \cdot Q}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1 + \mu \cdot \mathrm{tg}\alpha)} \cdot k_m, \qquad (8)$$

где

$$k_m = \int_0^{\pi/2} \sqrt{(1 + \mathrm{tg}^2\alpha \cdot \sin^2\beta)}\, d\beta . \qquad (9)$$

Инв. № 1-2015 Дата 10.03.15

Интеграл, определяющий значение коэффициента k_m , не имеет представления в замкнутой форме. Значения этого коэффициента, рассчитанные численным методом в интервале значений угла α = (0,6 – 0,8) рад (34,4° – 45,8°) показаны на рисунке 7.

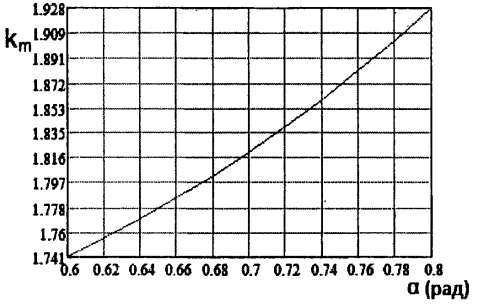


Рисунок 7 – Зависимость коэффициента k_m от угла α

Значение коэффициента k_m можно приближенно представить в виде

$$k_m = 1{,}13 + \alpha. \qquad (10)$$

С учетом равенства (10) крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения, вызванных осевой силой Q, действующей между одним уплотнительным кольцом и пробкой, определяется по формуле

$$M = (1{,}13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot Q}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1 + \mu \cdot \mathrm{tg}\alpha)}. \qquad (11)$$

5.4 Усилие, необходимое для обеспечения герметичности крана в затворе

Для сохранения герметичности крана в затворе, уплотнительное кольцо или седло должно быть прижато к пробке усилием, создающим достаточное удельное давление на поверхности уплотнения.

Удельное давление q_y, обеспечивающее герметичность при перепаде давления ΔP, можно определить по формуле (12) Д.Ф. Гуревича, либо принять из другого проверенного источника, или по опытным данным изготовителя арматуры

Инв. № д - 2015 Подпись 30.03.15

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

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)

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

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

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

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)**

Инв. № 1-2015 Киев 27.12.2016

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 $M_{ко}$;
- 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;

Инв. № д-2015 Дата 24.12.2015

n - количество колец в уплотнении шпинделя;

$k_{пр}$ - коэффициент запаса по максимальному моменту на приводе ($k_{пр}$ = 1,1–2,0. Принимается в зависимости от условий эксплуатации и требований НД отдельных отраслей промышленности);

$k_н$ - коэффициент запаса по настройке привода ($k_н$ = 1,1–1,2);

$k_у$ - коэффициент запаса по герметичности крана в затворе ($k_у$ = 1,1–1,2);

марка материала уплотнительного кольца;

марка материала набивки сальника.

6.3 Входящие величины

$d = (d_н + d_в)/2$ - диаметр уплотнения в затворе (см. 5.1), мм.

$b = (d_н - d_в)/(2 \cdot \cos\alpha)$ - ширина уплотнительного кольца в затворе, мм;

α = arcsin d/D - половина центрального угла уплотнения, рад;

m, *c* и *k* – коэффициенты, используемые для определения необходимых удельных давлений в затворе $q_у$ и $q_{у0}$. Принимается по СТ ЦКБА 086 (см. также 5.4);

μ – коэффициент трения между пробкой и уплотнительным кольцом;

$\mu_б$ - коэффициент трения между буртом шпинделя и втулкой;

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

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

$k_{бд}$ - коэффициент бокового давления.

$P_{ос}$, $k_{бд}$ и $\mu_{шт}$ – принимаются по СТ ЦКБА 037 в зависимости от марки набивки и параметров рабочей среды.

μ и $\mu_б$ принимаются по СТ ЦКБА 057 в зависимости от сочетания материалов.

Примечание – В зависимости от размеров, указанных в КД, в качестве исходных данных могут быть приняты *d* и *b* вместо $d_н$ и $d_в$.

6.4 Расчет усилий

6.4.1 Необходимые удельные давления при максимальном перепаде давления ΔP и при отсутствии перепада

$$q_у = m \cdot \frac{c+10 \cdot k \cdot \Delta Р_к}{\sqrt{10 \cdot b}}, \text{ МПа;}$$

$$q_{у0} = m \cdot \frac{c}{\sqrt{10 \cdot b}}, \text{ МПа.}$$

6.4.2 Необходимые усилия уплотнения в затворе при максимальном перепаде давления ΔP и при отсутствии перепада

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

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

6.4.3 Усилие на пробку от максимального перепада давления среды на кране

$$Q_{ск} = 0{,}25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta P_к.$$

6.4.4 Усилие на бурт шпинделя

$$Q_б = 0{,}785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P.$$

6.4.5 Необходимое усилие поджатия пробки

$$Q_п = \max \{1{,}1 \cdot (Q_y - 0{,}5 \cdot Q_{ск}); Q_{y0}\}.$$

6.5 Расчет крутящих моментов

6.5.1 Крутящий момент для преодоления сил трения в затворе

$$M_з = \max (M_{з1}, M_{з2}),$$

где $M_{з1} = (1{,}13 + \alpha) \cdot \dfrac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Q_п}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1+ \mu \cdot tg\alpha)}$;

$$M_{з2} = (1{,}13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot Q_{ск}}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1+ \mu \cdot tg\alpha)}.$$

6.5.2 Крутящий момент для преодоления сил трения в бурте шпинделя:

$$M_б = Q_б \cdot \mu_б \cdot (D_б + D_{шт})/4.$$

(Измененная редакция, Изм. № 1)

6.5.3 Крутящий момент для преодоления сил трения в сальнике определяется в соответствии с 5.5.

6.5.4 Расчетный крутящий момент на выходном валу крана

$$M_к = M_з + M_б + M_{шт}.$$

6.5.5 Крутящий момент холостого хода

$$M_{к0} = M_{з1} + M_{шт}.$$

6.5.6 Максимальный крутящий момент, развиваемый приводом

$$M_{пр} \geq k_{пр} \cdot M_к,$$

где $k_{пр}$ = 1,1–2,0 (принимается с учетом условий эксплуатации и требований НД отдельных отраслей промышленности).

6.5.7 Крутящий момент настройки привода

$$M_н = k_н \cdot M_к,$$

где $k_н$ = 1,1–1,2.

6.6 Пример силового расчета крана с плавающей пробкой приведен в приложении А.

7 Порядок расчета крана с пробкой в опорах

Общий вид шарового крана с пробкой в опорах показан на рисунке 2.

Обозначения величин даны в 3.1.

7.1 Задачи расчета

7.1.1 Определение усилия поджатия пробки $Q_п$.

7.1.2 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 $M_н$.

7.2 Исходные данные

Наименование рабочей среды;

температура рабочей среды;

P – расчетное давление, МПа;

$\Delta P_к$ – максимальный перепад давления среды на кране (между входным и выходным патрубками), МПа;

$\Delta P_с$ – максимальный перепад давления среды на седле (между патрубком и внутренней полостью), МПа;

перепад давления среды между патрубком и внутренней полостью (односторонний; односторонний и двусторонний);

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;

$D_{оп}$ - диаметр цапф пробки в опорах, мм;

$D_с$ - диаметр уплотнения седла, мм;

H – высота набивки сальника, мм;

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

n - количество колец в уплотнении шпинделя;

$k_у$ - коэффициент запаса по герметичности крана в затворе;

$k_р$ - коэффициент настройки привода;

марка материала пробки;

марка материала опоры пробки;

марка материала уплотнения шпинделя.

7.3 Входящие величины

$d = (d_н + d_в)/2$ - диаметр средний уплотнения в затворе, мм.

$b = (d_н - d_в)/(2 \cdot \cos\alpha)$ - ширина уплотнительного кольца в затворе, мм;

$\alpha = \arcsin d/D$ - половина центрального угла уплотнения, рад;

m, c и k – коэффициенты, используемые для определения необходимых удельных давлений в затворе $q_у$ и $q_{у0}$. Принимается по СТ ЦКБА 086 (см. 5.4);

μ – коэффициент трения между пробкой и уплотнительным кольцом в затворе;

$\mu_б$ - коэффициент трения между буртом шпинделя и втулкой;

$\mu_{оп}$ - коэффициент трения между цапфой пробки и опорой;

$\mu_{шт}$ - коэффициент трения в уплотнении шпинделя;

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

$k_{бд}$ - коэффициент бокового давления.

$P_{ос}$, $k_{бд}$ и $\mu_{шт}$ – принимаются по СТ ЦКБА 037 в зависимости от марки набивки и параметров рабочей среды.

μ, $\mu_б$ и $\mu_{оп}$ принимаются по СТ ЦКБА 057 в зависимости от сочетания материалов и наличия смазки.

Примечание – В зависимости от размеров, указанных в КД, в качестве исходных данных могут быть приняты $d_н$ и $d_в$, или d и b.

7.4 Расчет усилий

7.4.1 Необходимое удельное давление при максимальном перепаде давления на седле $\Delta P_с$ и при отсутствии перепада

$$q_у = m \cdot \frac{c + 10 \cdot k \cdot \Delta Pc}{\sqrt{10 \cdot b}}, \text{ МПа;}$$

$$q_{y0} = m \cdot \frac{c}{\sqrt{10 \cdot b}}, \text{ МПа.}$$

7.4.2 Необходимое усилие уплотнения в затворе при максимальном перепаде давления на седле ΔP_c и при отсутствии перепада

$$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos\alpha \cdot (1+\mu \cdot \operatorname{tg}\alpha).$$

$$Q_{y0} \geq q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos\alpha \cdot (1+ \mu \cdot \operatorname{tg}\alpha).$$

7.4.3 Усилие прижатия седла к пробке от максимального перепада давления между входным патрубком и внутренней полостью крана

$$Q_{cc} = 0{,}25 \cdot \pi \cdot (D_c^2 - d^2) \cdot \Delta P_c.$$

7.4.4 Усилие на опоры пробки от максимального перепада давления среды на кране

$$Q_{ск} = 0{,}25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta P_к.$$

7.4.5 Усилие на бурт шпинделя

$$Q_б = 0{,}785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P.$$

7.4.6 Необходимое усилие поджатия седла к пробке

$$Q_п = \max \{k_y \cdot (Q_y - Q_{cc}); Q_{y0}\},$$

где k_y=1,1–1,2.

7.5 Расчет крутящих моментов

7.5.1 Крутящий момент для преодоления сил трения в затворе при одностороннем перепаде давления

$$M_{з1} = (1{,}13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot (2 \cdot Qп + Qcc)}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1+ \mu \cdot \operatorname{tg}\alpha)}.$$

7.5.2 Крутящий момент для преодоления сил трения в затворе при двустороннем перепаде давления

$$M_{з2} = (1{,}13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot 2 \cdot (Qп + Qcc)}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1+ \mu \cdot \operatorname{tg}\alpha)}.$$

7.5.3 Крутящий момент для преодоления сил трения в затворе при отсутствии перепада давления

$$M_{з0} = (1{,}13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Qп}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1+ \mu \cdot \operatorname{tg}\alpha)}.$$

Инв. № 2015 Дата 30.03.15

7.5.4 Крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения в опорах пробки

$$M_{оп} = Q_{ск} \cdot \mu_{оп} \cdot D_{оп} / 2$$

7.5.5 Крутящий момент для преодоления сил трения в бурте шпинделя

$$M_б = Q_б \cdot \mu_б \cdot (D_б + D_{шт})/4.$$

(Измененная редакция, Изм. № 1)

7.5.6 Крутящий момент для преодоления сил трения в уплотнении шпинделя определяется в соответствии с пунктом 5.5.

7.5.7 Максимальный крутящий момент на выходном валу крана при одностороннем перепаде давления

$$M_{к1} = M_{з1} + M_{оп} + M_б + M_{шт}$$

7.5.8 Максимальный крутящий момент на выходном валу крана при двустороннем перепаде давления

$$M_{к2} = M_{з2} + M_б + M_{шт}$$

7.5.9 Максимальный крутящий момент на выходном валу крана

$$M_к = \text{мах}\ (M_{к1}, M_{к2})$$

7.5.10 Крутящий момент холостого хода

$$M_{к0} = M_{з0} + M_{шт}.$$

7.5.11 Максимальный крутящий момент, развиваемый приводом

$$M_{пр} \geq k_{пр} \cdot M_к,$$

где $k_{пр}$ = 1,1–2,0 (принимается с учетом условий эксплуатации и требований НД отдельных отраслей промышленности).

7.5.12 Крутящий момент настройки привода

$$M_н = k_н \cdot M_к,$$

где $k_н$ = 1,1–1,2.

7.6 Пример силового расчета крана с пробкой в опорах приведен в приложении Б.

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

Приложение А
(справочное)

Пример силового расчета крана с плавающей пробкой

Выполнены силовые расчеты кранов шаровых с плавающей пробкой трех типоразмеров ЦКБ М39510 -025, -050, -100 (см. рисунок 1).

1 Задачи расчета

1.1 Определение усилия поджатия пробки $Q_п$.

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 $M_н$.

2 Исходные данные

Наименование	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
Рабочая среда	-	морская вода		
Температура рабочей среды	^0C	50		
P	МПа	1,6		
$\Delta P_к$	МПа	1,6		
D	мм	34	75	140
$d_н$	мм	29	56	104
$d_в$	мм	20	48	88
$D_б$	мм	15,5	23,5	38
$D_{шт}$	мм	10	18	30
H	мм	9	9	24
Материал уплотнительного кольца в затворе	–	Фторопласт 4		
Материал набивки сальника	–	Фторопласт 4		
Коэффициент запаса по герметичности в затворе $k_у$	–	1,1		
Коэффициент запаса по настройке привода $k_н$	–	1,1		

Инв. № д - 2015 Дата 30.03.15

3 Входящие величины

Формула	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
$d = (d_н + d_в)/2$	мм	24,5	52	96
$\alpha = \arcsin d/D$	рад	0,805	0,766	0,756
$b = (d_н - d_в)/(2 \cdot \cos\alpha)$	мм	6,50	5,55	11,00
m	-	1,0		
c	-	18		
k	-	0,9		
$P_{ос} = 1{,}1 \cdot P + 10{,}0$	МПа	11,8		
$k_{бд}$	-	0,41		
μ	-	0,1		
$\mu_{шт}$	-	0,1		
$\mu_б$	-	0,2		

4 Расчет усилий

Формула	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
$q_{y0} = m \cdot \frac{c}{\sqrt{10 \cdot b}}$	МПа	2,23	2,42	1,72
$q_y = m \cdot \frac{c + 10 \cdot k \cdot \Delta P_к}{\sqrt{10 \cdot b}}$	МПа	4,02	4,35	3,09
$Q_{y0} = q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos\alpha \cdot (1 + \mu \cdot tg\alpha)$	Н	855	1731	4533
$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos\alpha \cdot (1 + \mu \cdot tg\alpha)$	Н	1538	3115	8160
$Q_{ск} = 0{,}25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta P_к$.	Н	754	3398	11581
$Q_б = 0{,}785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P$	Н	126	407	1130
$T = \pi \cdot D_{шт} \cdot H \cdot P_{ос} \cdot k_{бд} \cdot \mu_{шт}$	Н	136	246	1091
$Q_п = \max\{k_y \cdot (Q_y - 0{,}5 \cdot Q_{ск}); Q_{y0}\}$	Н	1277	1731	4533

5 Расчет крутящих моментов

Формула	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
$M_{з1} = (1{,}13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Qп}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1 + \mu \cdot tg\alpha)}$	Н·мм	4845	14290	69600
$M_{з2} = (1{,}13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot Qск}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1 + \mu \cdot tg\alpha)}$	Н·мм	1430	14030	88910
$M_з$ = max ($M_{з1}$, $M_{з2}$)	Н·мм	4845	14290	88910
$M_б = Q_б \cdot \mu_б \cdot (D_б + D_{шт})/4$,	Н·мм	160	845	3845
$M_{шт} = T \cdot D_{шт}/2$	Н·мм	682	2210	16365
$M_к = M_з + M_б + M_{шт}$	Н·мм	5687	17345	109120
$M_{к0} = M_{з1} + M_{шт}$	Н·м	5,5	16,5	86
$M_н = k_н \cdot M_к$	Н·м	6,3	19	120

Инв. № д-2015 Дата 07.04.17

Приложение Б
(справочное)

Пример силового расчета крана с пробкой в опорах

Выполнен силовой расчет крана шарового с пробкой в опорах ЦКБ - 133 – 2006, DN 100, PN 6.3, t до 75 ^0C (см. рисунок 2).

1 Задачи расчета

1.1 Определение усилия поджатия пробки $Q_п$.

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 $M_н$.

2 Исходные данные

Наименование	Ед. измер.	Значение
Рабочая среда	-	вода
Температура рабочей среды	^0C	75
P	МПа	6,3
$\Delta P_к$	МПа	6,3
ΔP_c	МПа	6,3
Перепад давления среды между патрубком и внутренней полостью	–	Односторонний
D	мм	155
d	мм	110
b	мм	4
$D_с$	мм	115
$D_б$	мм	42
$D_{шт}$	мм	30
$D_{оп}$	мм	42
h	мм	7,5
n	–	2
Материал уплотнительного кольца в затворе	–	Фторопласт 4
Материал кольца в уплотнении шпинделя	–	Резина
Коэффициент запаса по герметичности в затворе $k_у$	–	1,1
Коэффициент запаса по настройке привода $k_н$	–	1,1

Инв № А - 2015 Дата 30.03.15

3 Входящие величины

Формула	Ед. измер.	Значение
$\alpha = \arcsin d/D$	рад	0,788
m	-	1,0
c	-	18
k	-	0,9
E	МПа	10,0
ε	-	0,3
μ	-	0,1
$\mu_{оп}$	-	0,2
$\mu_{шт}$	-	0,1
$\mu_{б}$	-	0,3

4 Расчет усилий

Формула	Ед. измер.	Значение
$q_{y0} = m \cdot \frac{c}{\sqrt{10 \cdot b}}$	МПа	2,85
$q_y = m \cdot \frac{c+10 \cdot k \cdot \Delta P}{\sqrt{10 \cdot b}}$	МПа	11,81
$Q_{y0} = q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos\alpha \cdot (1 + \mu \cdot tg\alpha)$	Н	3053
$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos\alpha \cdot (1 + \mu \cdot tg\alpha)$	Н	12675
$Q_{ск} = 0{,}25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta P$	Н	59870
$Q_{сс} = 0{,}25 \cdot \pi \cdot (D_c^2 - d^2) \cdot \Delta P$	Н	5567
$Q_б = 0{,}785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P_р$	Н	4450
$T = \pi \cdot D_{шт} \cdot n \cdot h \cdot \varepsilon \cdot E \cdot \mu_{шт}$,	Н	424
$Q_п = \max \{k_y \cdot (Q_y - Q_{сс}); Q_{y0}\}$	Н	7815

Инв. № д - 2015 Дата 30.03.15

5 Расчет крутящих моментов

Формула	Ед. измер.	Значение
$M_з = (1{,}13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot (2 \cdot Qп + Qсс)}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1 + \mu \cdot tg\alpha)}$	Н·мм	$1{,}825 \cdot 10^5$
$M_{з0} = (1{,}13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Qп}{\pi \cdot \sin\alpha \cdot (1 + \mu \cdot tg\alpha)}$	Н·мм	$1{,}346 \cdot 10^5$
$M_{оп} = Q_{ск} \cdot \mu_{оп} \cdot D_{оп}/2$	Н·мм	$2{,}515 \cdot 10^5$
$M_б = Q_б \cdot \mu_б \cdot (D_б + D_{шт})/4$,	Н·мм	24050
$M_{шт} = T \cdot D_{шт}/2$	Н·мм	6360
$M_к = M_з + M_{оп} + M_б + M_{шт}$	Н·мм	$4{,}64 \cdot 10^5$
$M_к$	Н·м	464
$M_{к0} = M_{з0} + M_{шт}$	Н·м	141
$M_н = k_н \cdot M_к$	Н·м	510

Инв. № а - 2015 Дата 07.04.15

Лист регистрации изменений

Изм.	Номера листов (страниц)				Всего листов (стр.) в докум.	№ докум.	Вх. № документа и дата	Под-пись	Дата
	изме-нённых	заме-нён-ных	но-вых	анну-лиро-ванных					
–	16, 17	–	–	–	31	Поправка № 1	–		27.12.2016
1	**19, 23**	**26,29**	**–**	**–**	**31**	**Изм. № 1**	**Пр. №35 от 14.06.2017**		**01.08.2017**

Инв. № д-2015 Дата 01.08.17

Генеральный директор
ЗАО «НПФ «ЦКБА» В.П. Дыдычкин

Заместитель генерального директора –
главный конструктор В.А. Горелов

Заместитель директора по научной работе С.Н. Дунаевский

Начальник отдела технических расчётов А.А. Чертенков

Исполнитель:
главный специалист
отдела технических расчётов Р.А. Азарашвили

СОГЛАСОВАНО

Председатель ТК 259 М.И. Власов

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

gost.e-ecolog.ru