

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

Закрытое акционерное общество «Научно-производственная фирма  
«Центральное конструкторское бюро арматуростроения»

---



**ЦКБА**

**СТАНДАРТ ЦКБА**

---

**СТ ЦКБА 115–2015**

**Арматура трубопроводная  
КРАНЫ ШАРОВЫЕ**

**Методика силового расчета**

Санкт–Петербург  
2015

## Предисловие

- 1 РАЗРАБОТАН Закрытым акционерным обществом «Научно-производственная фирма «Центральное конструкторское бюро арматуростроения» (ЗАО «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

***По вопросам заказа стандартов ЦКБА  
обращаться в ЗАО «НПФ «ЦКБА»  
по тел/факс: (812) 458-72-04, 458-72-36  
195027, Россия, С-Петербург, пр.Шаумяна, 4, корп.1, лит.А, а/я 33  
E-mail: [standard@ckba.ru](mailto:standard@ckba.ru)***

© ЗАО «НПФ «ЦКБА», 2015 г.

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен без разрешения ЗАО «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

# 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;

$D_6$  – диаметр бурта шпинделя, мм;

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

$D_c$  – 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;

$d_b$  – диаметр внутренней поверхности уплотнения в затворе, мм;

$d_n$  – диаметр наружной 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;

$k_n$  – коэффициент запаса по настройке привода;

$k_y$  – коэффициент запаса по герметичности крана в затворе;

$M_6$  – крутящий момент для преодоления сил трения в бурте шпинделя, Н·мм;

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

$M_k$  – 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;

$M_n$  – 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;

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

$\Delta P_c$  – 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;

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

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

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

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

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

$Q_{y0}$  - необходимое усилие уплотнения затвора при отсутствии перепада давления среды, Н;

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

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

$q_{y0}$  – минимально необходимое удельное давление в уплотнении затвора, МПа;

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

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

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

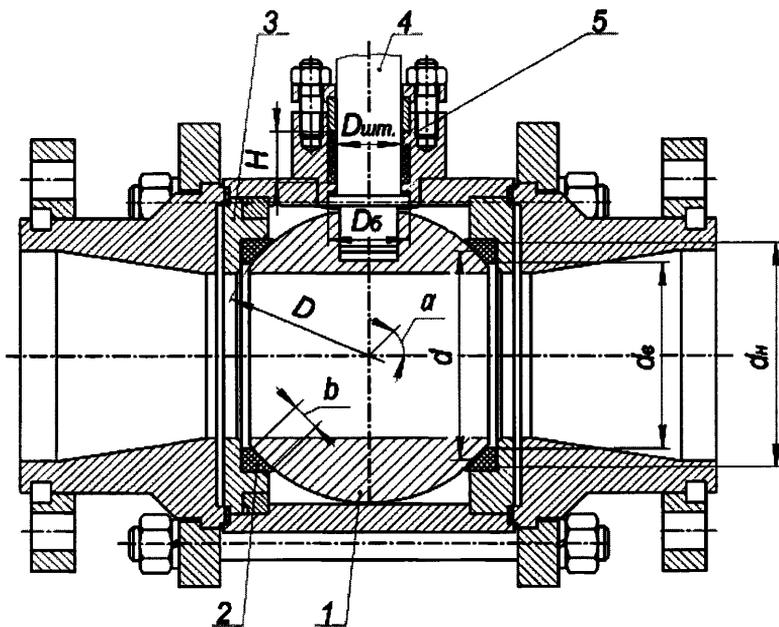
## 4 Описание расчетных моделей

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.

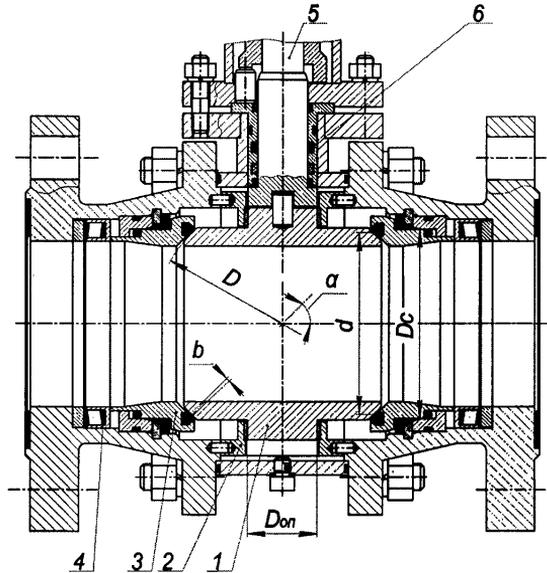
Первая составляющая усилий взаимодействия – это усилие поджатия. В кранах с плавающей пробкой усилие поджатия уплотнительных колец к пробке обычно создается затягом шпилек соединения корпус - патрубки. В кранах с пробкой в опорах усилие поджатия седел к пробке создается с помощью пружин.

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  $\Delta P_k$ , 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  $\Delta P_c$ , 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 – шпindelь; 5 – сальник

Рисунок 1 – Кран шаровой с плавающей пробкой



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

Рисунок 2 – Кран шаровой с пробкой в опорах

Усилие  $Q_{ск}$  определяется как произведение перепада давления  $\Delta P_k$  на площадь круга, ограниченного линией уплотнения в затворе. Усилие  $Q_{сc}$  определяется как произведение перепада давления  $\Delta P_c$  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  $\Delta P$ ;

- 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  $k_y$ . Рекомендуемое значение данного коэффициента при максимальном перепаде давления  $k_y = 1,1-1,2$ , а при отсутствии перепада  $k_{y0} = 1,0$ ;

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

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

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  $M_n$  должен удовлетворять условию  $M_n \geq k_n \cdot M_k$ ,

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

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

образом: со стороны входного патрубка из усилия поджатия  $Q_n$  вычитается  $0,5 \cdot Q_{ск}$ , а со стороны выходного патрубка к усилию поджатия  $Q_n$  прибавляется  $0,5 \cdot Q_{ск}$ . В случае, если  $Q_{ск} \geq 2 \cdot Q_n$ , 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  $Q_{ск} < 2 \cdot Q_n$ , то суммарное усилие на пробку от колец равно  $2 \cdot Q_n$ ;
- если  $Q_{ск} \geq 2 \cdot Q_n$ , 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  $\Delta P_c$ , 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  $2 \cdot Q_n + Q_{сс}$ . В необходимых случаях рассматривается также режим, при котором в обоих патрубках будет давление  $P_n$ , а во внутренней полости давление будет равно нулю. В этом случае крутящий момент для преодоления сил трения в затворе должен определяться с учетом усилия  $2 \cdot (Q_n + Q_{сс})$ .

## 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  $O$ ), 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.

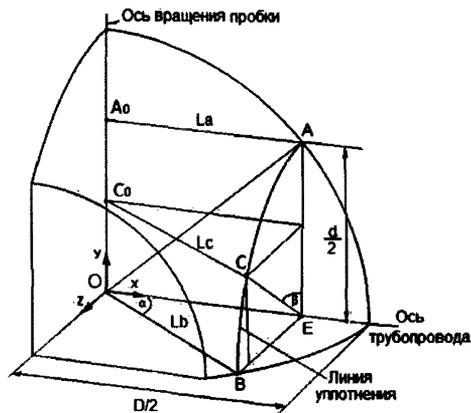


Рисунок 4 – Геометрические параметры пробки

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

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  $\alpha$  и  $\beta$  соотношением

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

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

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

## 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.

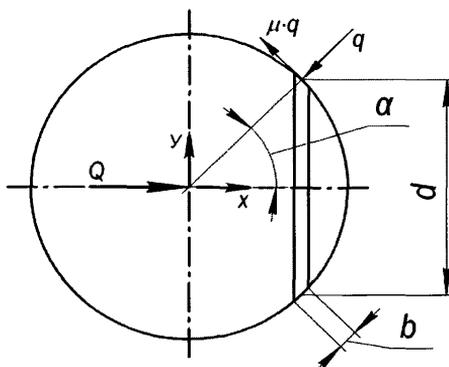


Рисунок 5 – Осевая сила и контактные напряжения

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 А, В и С. При вращении пробки траектории этих точек образуют на поверхности пробки дуги окружностей. Траектория точки А лежит в плоскости, параллельной плоскости  $x-z$  и отстоящей от нее на расстоянии  $d/2$ ; траектория точки В лежит в самой плоскости  $x-z$ ; траектория произвольной точки С лежит в плоскости, занимающей промежуточное положение между названными плоскостями.

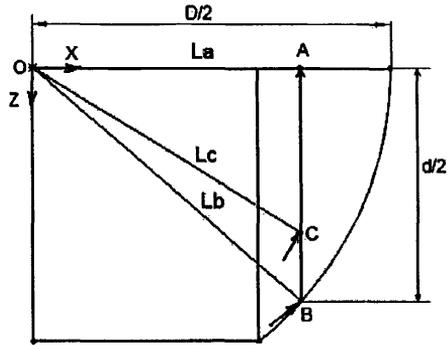


Рисунок 6 – Плечи сил трения в точках линии уплотнения

В точках А, В и С стрелками показаны силы трения; они действуют на элементарных участках площадью  $0,5 \cdot d \cdot b \cdot d\beta$  и равны  $\mu \cdot q \cdot 0,5 \cdot d \cdot b \cdot d\beta$ . 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  $\Delta M_C$  относительно оси вращения пробки «у» равен

$$\Delta M_C = \mu \cdot q \cdot 0,5 \cdot d \cdot b \cdot d\beta \cdot L_c. \quad (6)$$

Суммарный крутящий момент  $\hat{M}$ , необходимый для преодоления сил трения между уплотнительным кольцом и пробкой при вращении, определяется как интеграл

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

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

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

где

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

Интеграл, определяющий значение коэффициента  $k_m$ , не имеет представления в замкнутой форме. Значения этого коэффициента, рассчитанные численным методом в интервале значений угла  $\alpha = (0,6 - 0,8)$  рад ( $34,4^\circ - 45,8^\circ$ ) показаны на рисунке 7.

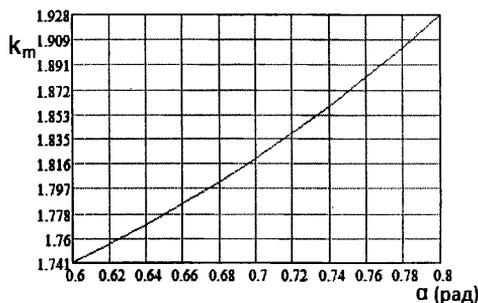


Рисунок 7 – Зависимость коэффициента  $k_m$  от угла  $\alpha$

Значение коэффициента  $k_m$  можно приближенно представить в виде

$$k_m = 1,13 + \alpha. \quad (10)$$

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

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

#### 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  $\Delta P$ , можно определить по формуле (12) Д.Ф. Гуревича, либо принять из другого проверенного источника, или по опытным данным изготовителя арматуры

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

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)

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

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

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

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

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

где  $n$  – количество колец;

$h$  – ширина канавки под кольцо, мм;

$\varepsilon$  – относительная деформация кольца (для резины  $\varepsilon=0,3$ );

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

$\mu_{\text{шт}}$  – 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  $Q_{\text{п}}$ .

6.1.2 Определение крутящих моментов:

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

### 6.2 Исходные данные

Наименование рабочей среды;

температура рабочей среды;

$P$  – расчетное давление, МПа;

$\Delta P_{\text{к}}$  – максимальный перепад давления на кране, МПа;

$D$  – диаметр наружный поверхности шаровой пробки, мм;

$d_{\text{н}}$  – диаметр наружный поверхности уплотнения в затворе, мм;

$d_{\text{в}}$  – диаметр внутренней поверхности уплотнения в затворе, мм;

$D_{\text{б}}$  – диаметр бурта шпинделя, мм;

$D_{\text{шт}}$  – диаметр шпинделя на участке контакта с сальником, мм;

$H$  – высота набивки сальника, мм;

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

$n$  - количество колец в уплотнении шпинделя;

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

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

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

марка материала уплотнительного кольца;

марка материала набивки сальника.

### 6.3 Входящие величины

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

$b = (d_n - d_b)/(2 \cdot \cos \alpha)$  - 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  $q_y$  и  $q_{y0}$ . Принимается по СТ ЦКБА 086 (см. также 5.4);

$\mu$  – коэффициент трения между пробкой и уплотнительным кольцом;

$\mu_b$  - 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.

$\mu$  и  $\mu_b$  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  $d_n$  и  $d_b$ .

### 6.4 Расчет усилий

6.4.1 Необходимые удельные давления при максимальном перепаде давления  $\Delta P$  и при отсутствии перепада

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

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

6.4.2 Необходимые усилия уплотнения в затворе при максимальном перепаде давления  $\Delta P$  и при отсутствии перепада

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

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

6.4.3 Усилие на пробку от максимального перепада давления среды на кране

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

6.4.4 Усилие на бурт шпинделя

$$Q_6 = 0,785 \cdot D_{\text{шт}}^2 \cdot P.$$

6.4.5 Необходимое усилие поджатия пробки

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

## 6.5 Расчет крутящих моментов

6.5.1 Крутящий момент для преодоления сил трения в затворе

$$M_3 = \max (M_{31}, M_{32}),$$

где  $M_{31} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Q_{\text{п}}}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$ ;

$$M_{32} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot Q_{\text{ск}}}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}.$$

6.5.2 Крутящий момент для преодоления сил трения в бурте шпинделя:

$$M_6 = Q_6 \cdot \mu_6 \cdot (D_6 + D_{\text{шт}}) / 2.$$

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

$$M_{\text{к}} = M_3 + M_6 + M_{\text{шт}}.$$

6.5.5 Крутящий момент холостого хода

$$M_{\text{х0}} = M_{31} + M_{\text{шт}}.$$

6.5.6 Максимальный крутящий момент, развиваемый приводом

$$M_{\text{пр}} \geq k_{\text{пр}} \cdot M_{\text{к}},$$

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

6.5.7 Крутящий момент настройки привода

$$M_H = k_H \cdot M_K,$$

где  $k_H = 1,1-1,2$ .

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  $M_K$ ;
- крутящий момент холостого хода  $M_{к0}$ ;
- максимальный крутящий момент, развиваемый приводом  $M_{пр}$ ;
- крутящий момент настройки привода  $M_n$ .

### 7.2 Исходные данные

Наименование рабочей среды;

температура рабочей среды;

$P$  – расчетное давление, МПа;

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

$\Delta P_c$  – 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;

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

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

$D_6$  - диаметр бурта шпинделя, мм;

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

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

$D_c$  - диаметр уплотнения седла, мм;

$H$  – высота набивки сальника, мм;

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

$n$  – количество колец в уплотнении шпинделя;

$k_y$  – коэффициент запаса по герметичности крана в затворе;

$k_p$  – коэффициент настройки привода;

марка материала пробки;

марка материала опоры пробки;

марка материала уплотнения шпинделя.

### 7.3 Входящие величины

$d = (d_n + d_b)/2$  – диаметр средний уплотнения в затворе, мм.

$b = (d_n - d_b)/(2 \cdot \cos \alpha)$  – 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  $q_y$  и  $q_{y0}$ . Принимается по СТ ЦКБА 086 (см. 5.4);

$\mu$  – коэффициент трения между пробкой и уплотнительным кольцом в затворе;

$\mu_b$  – 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.

$\mu$ ,  $\mu_b$  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  $d_n$  и  $d_b$ , или  $d$  и  $b$ .

### 7.4 Расчет усилий

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

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

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

7.4.2 Необходимое усилие уплотнения в затворе при максимальном перепаде давления на седле  $\Delta P_c$  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

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

7.4.5 Усилие на бурт шпинделя

$$Q_6 = 0,785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P.$$

7.4.6 Необходимое усилие поджатия седла к пробке

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

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

$$M_{31} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot (2 \cdot Q_n + Q_{cc})}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}.$$

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

$$M_{32} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot 2 \cdot (Q_n + Q_{cc})}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}.$$

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

$$M_{30} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Q_n}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}.$$

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

$$M_б = Q_б \cdot \mu_б \cdot (D_б + D_{шт}) / 2.$$

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

$$M_к = \max (M_{к1}, M_{к2})$$

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.

## 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  $Q_{\text{п}}$ .

1.2 Определение крутящих моментов:

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

#### 2 Исходные данные

Наименование	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
Рабочая среда	-	морская вода		
Температура рабочей среды	$^{\circ}\text{C}$	50		
$P$	МПа	1,6		
$\Delta P_{\text{к}}$	МПа	1,6		
$D$	мм	34	75	140
$d_{\text{н}}$	мм	29	56	104
$d_{\text{в}}$	мм	20	48	88
$D_{\text{б}}$	мм	15,5	23,5	38
$D_{\text{шт}}$	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 $k_{\gamma}$	-	1,1		
Коэффициент запаса по настройке привода $k_{\text{н}}$	-	1,1		

## 3 Входящие величины

Формула	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
$d = (d_H + d_B)/2$	мм	24,5	52	96
$\alpha = \arcsin d/D$	рад	0,805	0,766	0,756
$b = (d_H - d_B)/(2 \cdot \cos \alpha)$	мм	6,50	5,55	11,00
$m$	-	1,0		
$c$	-	18		
$k$	-	0,9		
$P_{oc} = 1,1 \cdot P + 10,0$	МПа	11,8		
$k_{бд}$	-	0,41		
$\mu$	-	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
$q_y = m \cdot \frac{c + 10 \cdot k \cdot \Delta P_k}{\sqrt{10 \cdot b}}$	МПа	4,02	4,35	3,09
$Q_{y0} = q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	Н	855	1731	4533
$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	Н	1538	3115	8160
$Q_{ск} = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta P_k$	Н	754	3398	11581
$Q_б = 0,785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P$	Н	126	407	1130
$T = \pi \cdot D_{шт} \cdot H \cdot P_{oc} \cdot k_{бд} \cdot \mu_{шт}$	Н	136	246	1091
$Q_n = \max \{k_y \cdot (Q_y - 0,5 \cdot Q_{ск}); Q_{y0}\}$	Н	1277	1731	4533

## 5 Расчет крутящих моментов

Формула	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
$M_{31} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Q_{\text{п}}}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$	Н·мм	4845	14290	69600
$M_{32} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot Q_{\text{ск}}}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$	Н·мм	1430	14030	88910
$M_3 = \max (M_{31}, M_{32})$	Н·мм	4845	14290	88910
$M_6 = Q_6 \cdot \mu_6 \cdot (D_6 + D_{\text{шт}}) / 2,$	Н·мм	320	1689	7690
$M_{\text{шт}} = T \cdot D_{\text{шт}} / 2$	Н·мм	682	2210	16365
$M_k = M_3 + M_6 + M_{\text{шт}}$	Н·мм	5847	18190	113000
$M_{k0} = M_{31} + M_{\text{шт}}$	Н·м	5,5	16,5	86
$M_H = k_H \cdot M_k$	Н·м	6,4	20	124

## 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 °С (см. рисунок 2).

#### 1 Задачи расчета

1.1 Определение усилия поджатия пробки  $Q_n$ .

1.2 Определение крутящих моментов:

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

#### 2 Исходные данные

Наименование	Ед. измер.	Значение
Рабочая среда	-	вода
Температура рабочей среды	°С	75
$P$	МПа	6,3
$\Delta P_k$	МПа	6,3
$\Delta P_c$	МПа	6,3
Перепад давления среды между патрубком и внутренней полостью	-	Односторонний
$D$	мм	155
$d$	мм	110
$b$	мм	4
$D_c$	мм	115
$D_6$	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 $k_y$	-	1,1
Коэффициент запаса по настройке привода $k_n$	-	1,1

## 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
$\varepsilon$	-	0,3
$\mu$	-	0,1
$\mu_{оп}$	-	0,2
$\mu_{шт}$	-	0,1
$\mu_6$	-	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
$Q_{y0} = q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	Н	3053
$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	Н	12675
$Q_{ск} = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta P$	Н	59870
$Q_{cc} = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_c^2 - d^2) \cdot \Delta P$	Н	5567
$Q_6 = 0,785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P_p$	Н	4450
$T = \pi \cdot D_{шт} \cdot n \cdot h \cdot \varepsilon \cdot E \cdot \mu_{шт}$	Н	424
$Q_n = \max \{k_y \cdot (Q_y - Q_{cc}); Q_{y0}\}$	Н	7815

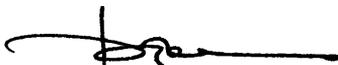
## 5 Расчет крутящих моментов

Формула	Ед. измер.	Значение
$M_3 = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot (2 \cdot Q_{\text{п}} + Q_{\text{сс}})}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$	Н·мм	$1,825 \cdot 10^5$
$M_{30} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Q_{\text{п}}}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$	Н·мм	$1,346 \cdot 10^5$
$M_{\text{оп}} = Q_{\text{ск}} \cdot \mu_{\text{оп}} \cdot D_{\text{оп}} / 2$	Н·мм	$2,515 \cdot 10^5$
$M_{\text{б}} = Q_{\text{б}} \cdot \mu_{\text{б}} \cdot (D_{\text{б}} + D_{\text{шт}}) / 2,$	Н·мм	48100
$M_{\text{шт}} = T \cdot D_{\text{шт}} / 2$	Н·мм	6360
$M_{\text{к}} = M_3 + M_{\text{оп}} + M_{\text{б}} + M_{\text{шт}}$	Н·мм	$4,921 \cdot 10^5$
$M_{\text{к}}$	Н·м	490
$M_{\text{к0}} = M_{30} + M_{\text{шт}}$	Н·м	141
$M_{\text{н}} = k_{\text{н}} \cdot M_{\text{к}}$	Н·м	540

## Лист регистрации изменений

Изм.	Номера листов (страниц)				Всего листов (стр.) в докум.	№ докум.	Вх. № документа и дата	Подпись	Дата
	изменённых	заменённых	новых	аннулированных					
—	16, 14	—	—	—	31	Попр. №1	—	Лещу	27.12.2016

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