

Утверждено

Организация п/я А-3398

Главный инженер ()

А.А.Зак

" 1 13 3 1982г.

Группа Г 18

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ПОЛЫ СВАРНОЙ ДИСК ПОВОРОТНОГО ЗАТВОРА

РД РТМ 26-07- 250-82

Методика расчета на прочность

Введен впервые

Приказом по организации п/я А-3398

от 19.03 1982г.

и 29 срок действия установлен

с 01.01 1983г.

* Снято ограничение срока действия.

* ① Срок действия продлен до 01.01.93. до 01.01 1982г.

② Срок действия продлен до 01.01.93.

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) устанавливает нормы и методы расчета на статическую и циклическую прочность полых сварных дисков поворотных затворов, имеющих мягкие резиновые уплотнения или жесткие прокладки и беспрокладочные соединения.

РТМ распространяется на расчет дисков поворотных затворов, эксплуатирующихся в условиях отсутствия резких теплосмен при рабочей температуре среды, не превышающей 360°C для углеродистых и низколегированных сталей и 450°C для хромоникелевых аустенитных сталей.

Инв. №	Доп. №	Разм. №	Исполнитель
2-84	7-02	Л-57	

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.1. РТМ предназначен для расчета на статическую и циклическую прочность полого сварного диска, образованного из кольца постоянного сечения, двух одинаковых секторов сферических оболочек и двух ушек (чертеж), значения геометрических параметров которого удовлетворяют следующим условиям:

$$\frac{D_K}{D} \geq 0,75 ;$$

$$\frac{R}{H} \geq 50 ;$$

$$0,20 \leq \varphi_a \leq 0,35 ;$$

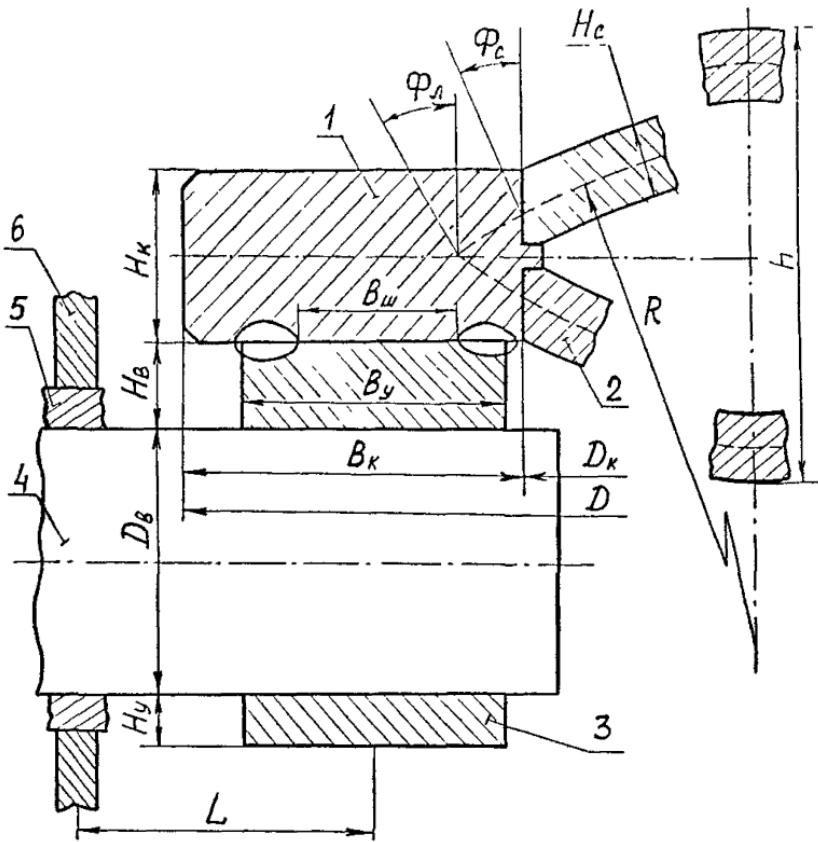
$$\varphi_a = \arccos \left(1 - \frac{H - H_c}{2R} \right)$$

РТМ допускается применять для расчета дисков, образованных из оболочек вращения с иной формой меридиана (эллиптической, овальной). В этом случае в расчет вводится радиус эквивалентного по габаритам сектора сферической оболочки:

$$R = \frac{D_K}{2 \sin \varphi_c} ;$$

$$\varphi_c = 2 \arctg \frac{H - H_K}{2D_K}$$

| Номер главы |
|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 2 - 34 | 1, 65 | ✓ | | |



1 - кольцо; 2 - сектор сферической оболочки; 3 - ушко;
4 - вал; 5 - подшипник; 6 - корпус.

Изобретатель. Член. и дата	Взам. инв. №	Извещение об изобретении
С - 84	1.02.87	

1.2. РТМ предусматривает приближенную оценку прочности диска с использованием двух расчетных схем:

- диск нагружен с обеих сторон одинаковым равномерным расчетным давлением среды, реакции опор равны нулю (первая схема нагружения);
- диск нагружен с одной стороны равномерным расчетным давлением среды и онет только на валы (вторая схема нагружения). От валов на каждое ушко передается сила Q и момент M , равные:

$$Q = \frac{\pi D^2 p}{8} ; \quad M = Q \cdot L_y.$$

Плечо момента принимается равным расстоянию от середины толщины стяжки корпуса до середины ширины ушка. В случае обеспечения высокой жесткости корпуса в районе валов, например, путем установки ребер жесткости, плечо L_y может приниматься в интервале $(0,8 \div 0,9)L$.

Принимается, что сила Q передается на кольцо в виде равномерной погонной силы, действующей на расчетной длине ушка. Для расчета напряжений в сварном шве, соединяющем ушко с кольцом, расчетная длина ушка принимается равной

$$L_w = 1,5 D_\theta + H_\theta$$

Для расчета напряжений в сферических секторах расчетная длина ушка принимается равной

$$L_c = 1,5 D_\theta + H_\theta + 0,5 H_k$$

1.3. РТМ предусматривает оценку прочности диска в следующих расчетных сечениях:

- при оценке статической прочности - в центре и на краю сферического сектора, в кольце, ушке и сварном шве, соединяющем ушко с кольцом;
- при оценке циклической прочности - в сварном шве, соединяющем ушко с кольцом.

Изобр. подп. подп. и дата	Извл. подп. подп. и дата
2-84	1.02.89

1.4. Расчетное давление и расчетная температура выбираются следующим образом:

– при оценке статической прочности расчетное давление P и расчетная температура принимаются равными рабочему давлению и рабочей температуре среды;

– при оценке циклической прочности требуется определить расчетный перепад давлений ΔP_i и число циклов нагружения N_i для каждого режима эксплуатации. Под расчетным перепадом давлений понимается разность между наибольшим и наименьшим перепадом давлений по диску в течение цикла нагружения. Циклом нагружения называется изменение перепада давлений по диску от минимума до максимума и обратно до минимума. Расчетная температура принимается равной наибольшей температуре среды в течение цикла нагружения. В расчете могут не учитываться режимы эксплуатации, для которых расчетный перепад давлений составляет менее 10% от рабочего давления.

1.5. Расчетные толщины стенок принимаются равными разности между исполнительными толщинами и прибавкой на коррозионный и эрозионный износ и технологические допуски.

1.6. Механические характеристики материалов принимаются в соответствии с расчетной температурой по данным ТУ, ГОСТов или другой действующей нормативно-технической документации.

При оценке прочности сварных соединений принимаются механические характеристики материала того элемента (включая сварной шов), для которого получаются самые низкие значения допускаемых напряжений и допускаемых циклов нагружения.

1.7. Условные обозначения, применяемые в расчетных формулах, приведены в справочном приложении.

Инв. №	Почт. и дата	Взам. и выв.	Инв. №
2-84	10.02.87		

2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИСКА НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

2.1. Критериями статической прочности диска являются приведенные напряжения, определяемые в расчетных сечениях диска согласно теории наибольших касательных напряжений. Для кольца и ушек используется отрывочные расчетные схемы, поэтому для них приведенные напряжения совпадают с напряжениями в поперечном сечении. В центре диска приведенное напряжение, учитывающее общее изгибное напряжение практически совпадает с общим мембранным напряжением $(\sigma)_1$, поэтому оценка прочности производится только по $(\sigma)_1$.

2.2. Допускаемые напряжения определяются как произведение номинального допускаемого напряжения на коэффициент понижения запаса статической прочности.

Номинальное допускаемое напряжение принимается меньшим из двух величин $[\sigma_h] = \min\left(\frac{\sigma_r}{n_r}; \frac{\sigma_\theta}{n_\theta}\right)$; $n_r = 1,5$; $n_\theta = 2,6$.

Коэффициенты понижения запаса прочности выбираются в зависимости от категории напряжения:

- для общего мембраниного напряжения в центре сферического сектора, растягивающих напряжений в кольце и ушке и срезающих напряжений в ушке $n_h = 1,0$ - в случае нормальных условий эксплуатации и $n_h = 1,35$ - в случае нарушения нормальных условий эксплуатации;

- для сумм общих изгибных и местных мембраниных напряжений на краю сферического сектора, изгибных и растягивающих напряжений в кольце и ушке n_h принимается равным: $n_h = 1,3$ - в случае нормальных условий эксплуатации и $n_h = 1,5$ - в случае нарушения нормальных условий эксплуатации.

Нарушением нормальных условий эксплуатации считается повышение давления среди более, чем на 15% по сравнению с рабочим давлением, например, при гидравлическом ударе.

2.3. Общие мембранные напряжения в центре сферического сектора

$$(\sigma)_1 = \frac{pR}{2H_c}; \quad (\sigma)_1 \leq [\sigma_H]; \quad (\sigma)_{1H} \leq 1,35[\sigma_H].$$

2.4. Местные мембранные напряжения на краю сферического сектора (первая схема нагружения).

$$(\sigma)_2 = (\sigma)_1 \cdot \left(\frac{1}{2} A_1 \cdot A_2 \sin 2\Phi_c + A_2 \cos^2 \Phi_c - 2 \right);$$

$$A_1 = \sqrt{3(1-\nu^2) \frac{R^2}{H_c^2}}; \quad A_2 = \frac{\frac{1-\nu}{\sin 2\Phi_c} + \frac{RH_c}{B_K H_K}}{\frac{1}{2} A_1 + \frac{RH_c}{B_K H_K}}; \quad \Phi_c = \arcsin \frac{D_K}{R};$$

$$(\sigma)_2 \leq 1,3[\sigma_H]; \quad (\sigma)_{2H} \leq 1,5[\sigma_H].$$

2.5. Раастягивающие напряжения в кольце (первая схема нагружения).

$$(\sigma)_3 = \frac{pR^2 \sin 2\Phi_c (A_2 - 1)}{2B_K H_K}; \quad (\sigma)_3 \leq [\sigma_H];$$

$$(\sigma)_{3H} \leq 1,35[\sigma_H].$$

2.6. Сумма местных мембранных и общих изгибных напряжений на краю сферического сектора (вторая схема нагружения).

$$(\sigma)_4 = \frac{1}{2} (\sigma)_1 (1-\nu) \left(1 - \frac{1}{2A_1 \operatorname{tg} \Phi_n} \right) + \frac{1}{2} (\sigma)_2 + \frac{Q}{L_c H_c \sin \Phi_n}.$$

Инв.номер	Полн.п.дата	Взам.иных	Инв.номер
2-84	7.02.88		

2.7. Напряжения среза в ушке

$$(\tau)_s = \frac{Q + \frac{2M}{B_y}}{2B_y \cdot H_y} ; \quad (\tau)_s \leq 0,65[\sigma_h] ;$$

$$(\tau)_{sH} \leq 0,75[\sigma_h]$$

2.8. Сумма растягивающих и изгибающих напряжений в сварном шве, соединяющем ушко с кольцом

$$(\sigma)_6 = \frac{Q}{(B_y - B_w) \cdot L_w} + \frac{6MB_y}{(B_y^3 - B_w^3) \cdot L_w \cdot n_w} ;$$

$$n_w = 0,7 ; \quad (\sigma)_6 \leq 1,3[\sigma_h] ; \quad (\sigma)_{6H} \leq 1,5[\sigma_h].$$

3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИСКА НА ЦИКЛИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

3.1. В качестве критерия циклической прочности диска принимается коэффициент суммарного усталостного повреждения I сварного шва, соединяющего узко с кольцом. Коэффициент I определяется на основе линейного суммирования усталостных повреждений, возникающих на каждом отдельно взятом режиме эксплуатации. Коэффициент I не должен превышать допускаемое значение

$$I = \sum I_i \leq [I] ; \quad [I] = 0,3.$$

3.2. Усталостное повреждение на i -том режиме равно отношению заданного и допускаемого числа циклов нагружения

$$I_i = \frac{N_i}{[N_i]} .$$

Допускаемое число циклов $[N_i]$ рассчитывается согласно п. 3.5 в зависимости от амплитуды условных упругих напряжений σ_{ai} и коэффициента асимметрии цикла γ_i .

3.3. Амплитуда условных упругих напряжений определяется по формулам

$$\sigma_{ai} = \frac{Q_i \cdot \kappa}{2(B_y - B_w)L_w} + \frac{3M_i B_y \cdot \kappa}{(B_y^3 - B_w^3)L_w} ; \quad M_i = Q_i L ; \quad Q_i = \frac{\pi D^2 \Delta P_i}{8} .$$

Коэффициент концентрации деформаций принимается равным:

- в случае наличия непровара $\kappa = 9$;

- в случае отсутствия непровара ($B_w = 0$) $\kappa = 3$.

3.4. Коэффициент асимметрии цикла равен

$$\gamma_i = \frac{(\sigma)_{6min}}{(\sigma)_{6max}}$$

Изв. подп.	Подп. и пата	Взам. и пата	Изм. подп.
2-84	1.02.127		

где $(\sigma)_{\sigma min}$, $(\sigma)_{\sigma max}$ - напряжения $(\sigma)_\sigma$, соответствующие наименьшему и наибольшему значениям перепада давления среди по диску в течение i - того цикла нагружения.

3.5. Допускаемое число циклов нагружения на i - том режиме эксплуатации определяется как меньшее из двух значений, вычисленных по формулам:

$$[N_i] = \left(\frac{0,25 E \ln \frac{100}{100 - \psi}}{n_e (\sigma_0)_i - \frac{0,4 \sigma_e}{1 + 0,4 \frac{1 + \gamma_i}{1 - \gamma_i}}} \right)^2$$

$$[N_i] = \frac{1}{n_e} \left(\frac{0,25 E \ln \frac{100}{100 - \psi}}{(\sigma_0)_i - \frac{0,4 \sigma_e}{1 + 0,4 \frac{1 + \gamma_i}{1 - \gamma_i}}} \right)^2$$

Руководитель предприятия
п/я Г-4745

26.02.82
S.I. Kosik

Главный инженер
предприятия п/я Г-4745

26.02.82
M.G. Saraylov

Зам.главного инженера

26.02.82
O.N. Shpakov

Заведующий отделом ИБИ

26.02.82
M.I. Vlasov

Заведующий отделом ИИ8,
руководитель темы

26.02.82
R.A. Azarashvili

Исполнитель	Помп. и патта	Взам. инж.	Инж. "ДУБЛ"	Помп. и патта
26.02.82	102			

ПРИЛОЖЕНИЕ
Справочное

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- D - диаметр диска, мм;
- D_k - внутренний диаметр кольца, мм;
- D_ℓ - диаметр вала, мм;
- R - радиус срединной поверхности сферического сектора, мм;
- B_k - ширина кольца, мм;
- B_y - ширина ушка, мм;
- B_w - ширина непровара сварного шва, мм;
- L и L_y - расстояние от середины толщины стенки корпуса до середины ширины ушка и условное плечо момента от реакции опоры, мм;
- L_w и L_c - расчетные длины ушка при определении напряжений в сварном шве, соединяющем ушко с кольцом, и в сферическом секторе, мм;
- H - высота диска, мм;
- H_c - расчетная толщина сферического сектора, мм;
- H_k - расчетная толщина кольца, мм;
- H_β - наименьшее расстояние от поверхности вала до кольца, мм;
- H_c - высота сечения ушка при его расчете на срез, мм;
- Φ - угол между нормалью к сферической оболочке и осью вращения диска, рад;
- Φ_L - угол, соответствующий пересечению срединной поверхности сферы и срединной плоскости диска, рад;
- Φ_c - угол, соответствующий краю сферического сектора, рад;
- P - расчетное давление среды, МПа;
- ΔP_i - расчетный перепад давлений для i -того режима эксплуатации, МПа;
- σ_t и σ_β - предел текучести и предел прочности материала при расчетной температуре, МПа;

Инв.нр.одол. Попл. лата	Взам. инв. №	Изв. инв. №	Попл. лата
2-84	7.02	47	

- E - модуль упругости материала, МПа;
 ν и ψ - коэффициент Пуассона и относительное поперечное сужение материала;
 Q - сила, передаваемая от вала на ушко, Н;
 M - момент, передаваемый от вала на ушко, Н · мм;
 $(\sigma)_1 \div (\sigma)_6$ - приведенные напряжения в расчетных сечениях диска при нормальных условиях эксплуатации; МПа;
 $(\sigma)_{4H} \div (\sigma)_{6H}$ - приведенные напряжения в расчетных сечениях диска при нарушении нормальных условий эксплуатации, МПа;
 $(\sigma)_{ai}$ - амплитуда условных упругих напряжений с учетом концентрации в сварном шве, соединяющем ушко с кольцом на i - том режиме эксплуатации, МПа;
 $[\sigma]$ и $[\sigma_H]$ - допускаемое напряжение и номинальное допускаемое напряжение, МПа;
 N_i и $[N_i]$ - заданное и допускаемое число циклов нагружения на i -том режиме эксплуатации;
 I_i - коэффициент усталостного повреждения на i -том режиме эксплуатации;
 I и $[I]$ - расчетный и допускаемый суммарные коэффициенты усталостного повреждения;
 n_T и n_B - коэффициенты запаса прочности по пределу текучести и пределу прочности при оценке статической прочности;
 n_G и n_N - коэффициенты запаса прочности по напряжениям и числу циклов при оценке циклической прочности;
 n_P - коэффициент, понижающий запас статической прочности;
 n_c - коэффициент прочности сварного шва;
 κ - коэффициент концентрации деформаций в сварном шве;

ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ РД РГМ 26-07-250-82

Изм.	Номер листов(страниц)				Номер документа	Подпись	Дата	Срок введения изменения
	измен- ных	заме- нен- ных	по- вых	аннули- рован- ных				
1	1		13		23п. 1	Нен	10987	
2	1				13п. 2	Нен	17.02.92	
*	1	Письмо N21/2-2-373 от 13 06 96 из Управления по развитию химического и нефтеперерабатывающего машино- строения				Нен	21.04.94	

Исп. "Поли. ГОП. и Пага	Взам.инв. №	Инв.нубр.	Подп.и дата
2-89			22.92

Нов. ①