

Утверждено

Организации п/я А-3398

Главный инженер

А.А.Зак

" " 1 13 3 1982г.

Группа Г 18

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ПОЛЫЙ 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.

№ 29 срок действия установлен

с 01.01 1983г.

* Снято ограничение срока действия.

* ① Срок действия продлен до 01.01.93. до 01.01 1988г.

② Срок действия продлен до 01.01.98.

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.лолл. Полн.и лага. Взам.инв.и Инв.лолл. Полн.и лага.

2-84 7.02.87

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:

$$\frac{D_k}{D} \geq 0,75 \quad ;$$

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

$$0,20 \leq \varphi_n \leq 0,35 \quad ;$$

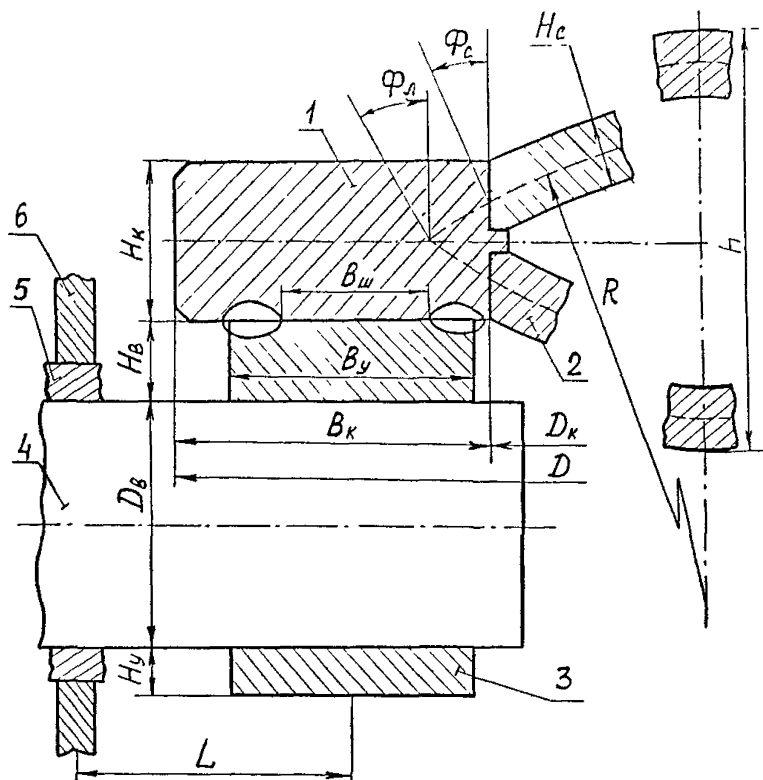
$$\varphi_n = \arccos \left(1 - \frac{H - H_c}{2R} \right)$$

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 сектс сферической оболочки:

$$R = \frac{D_k}{2 \sin \varphi_c} \quad ;$$

$$\varphi_c = 2 \arctg \frac{H - H_k}{2D_k}$$

Инв.№	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. №	Подп. и дата
2-84	1.05.87			



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

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 оперт 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 стенки 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 $(0,8+0,9)L$.

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

$$L_{ш} = 1,5D_g + H_g$$

Для расчета напряжений в сферических секторах расчетная длина ушка принимается равной

$$L_c = 1,5D_g + H_g + 0,5H_k$$

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

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

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.

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 используются остренные 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 $[\sigma_n] = \min\left(\frac{\sigma_r}{n_r}; \frac{\sigma_\theta}{n_\theta}\right)$; $n_r = 1,5$; $n_\theta = 2,6$.

Коэффициенты понижения запаса прочности выбираются в зависимости от категории напряжения:

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

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

Нарушением нормальных условий эксплуатации считается повышение давления среды 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).

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

$$A_1 = \sqrt[4]{3(1-\nu^2) \frac{R^2}{H_c^2}} ; \quad A_2 = \frac{\frac{1-\nu}{\sin 2\varphi_c} + \frac{RH_c}{B_K H_K}}{\frac{1}{2} A_1 + \frac{RH_c}{B_K H_K}} ; \quad \varphi_c = \arcsin \frac{D_K}{R} ;$$

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

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

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

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

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

$$(\sigma)_4 = \frac{1}{2} (\sigma)_1 \cdot (1-\nu) \cdot \left(1 - \frac{1}{2A_1 t_{\theta} \varphi_H} \right) + \frac{1}{2} (\sigma)_2 + \frac{Q}{L_c H_c \sin \varphi_H} .$$

2.7. Напряжения среза в ушке

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

$$(\tau)_{сн} \leq 0,75 [\sigma_H]$$

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

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

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

3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИСКА НА ЦИКЛИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

3.1. В качестве критерия циклической прочности диска принимается коэффициент суммарного усталостного повреждения I сварного шва, соединяющего ушко 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 r_i .

3.3. Амплитуда условных упругих напряжений определяется по формулам

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

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

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

где $(\sigma)_{\min}$, $(\sigma)_{\max}$ - напряжения $(\sigma)_\sigma$, соответствующие наименьшему и наибольшему значению перепада давления среды 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:

$$[N_i] = \left(\frac{0,25 E \lg \frac{100}{100 - \psi}}{n_\sigma (\sigma_\sigma)_i - \frac{0,4 \sigma_\sigma}{1 + 0,4 \frac{1 + \chi_i}{1 - \chi_i}}} \right)^2$$

$$[N_i] = \frac{1}{n_N} \left(\frac{0,25 E \lg \frac{100}{100 - \psi}}{(\sigma_\sigma)_i - \frac{0,4 \sigma_\sigma}{1 + 0,4 \frac{1 + \chi_i}{1 - \chi_i}}} \right)^2$$

Руководитель предприятия
п/я Г-4745

Главный инженер
предприятия п/я Г-4745

Зам. главного инженера

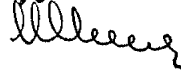
Заведующий отделом I6I

Заведующий отделом II8,
руководитель темы



26.02.82 И. Косих

26.02.82



М. Г. Сарайлов



О. Н. Шапов



М. И. Власов



Р. А. Азарашвили

Изм. №	Подп. и дата	Взам. инж.	Инж. Турб	Подп. и дата
2-84	1.02.87			

ПРИЛОЖЕНИЕ Справочное

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- D - диаметр диска, мм;
 D_k - внутренний диаметр кольца, мм;
 D_ϕ - диаметр вала, мм;
 R - радиус срединной поверхности сферического сектора, мм;
 B_k - ширина кольца, мм;
 B_y - ширина ушка, мм;
 $B_{ш}$ - ширина непровара сварного шва, мм;
 L и L_y - расстояние от середины толщины стенки корпуса до середины ширины ушка и уловное плечо момента от реакции опоры, мм;
 $L_{ш}$ 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_ϕ - 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_n - 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_ϕ - предел текучести и предел прочности материала при расчетной температуре, МПа;

- 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;
 $(\sigma)_i \div (\sigma)_e$ - приведенные напряжения в расчетных сечениях диска при нормальных условиях эксплуатации; МПа;
 $(\sigma)_{in} \div (\sigma)_{en}$ - 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 $[\sigma_n]$ - 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_e и n_N - коэффициенты запаса прочности по напряжениям и числу циклов при оценке циклической прочности;
 n_n - коэффициент, покрывающий запас статической прочности;
 n_c - коэффициент прочности сварного шва;
 K - коэффициент концентрации деформаций в сварном шве;

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

Изм.	Номер листов (страниц)				Номер докумен-та	Подпись	Дата	Срок введения изменений
	изме-нен-ных	разви-тых	по-нов-ных	аннули-рован-ных				
1	1		13		Зам. 1	Лис	10.08.87	
2	1				Зам. 2	Нем	17.02.92	
*	1	Письмо №21/2-2-373 от 13.06.96 из Управления по развитию химического и нефтяного машино-строения				Бил	21.04.97	

Изм. подл.	Полп. и дата	Взам. инв.	Инд. инв.	Полп. и дата
2-84	10.08.87			