

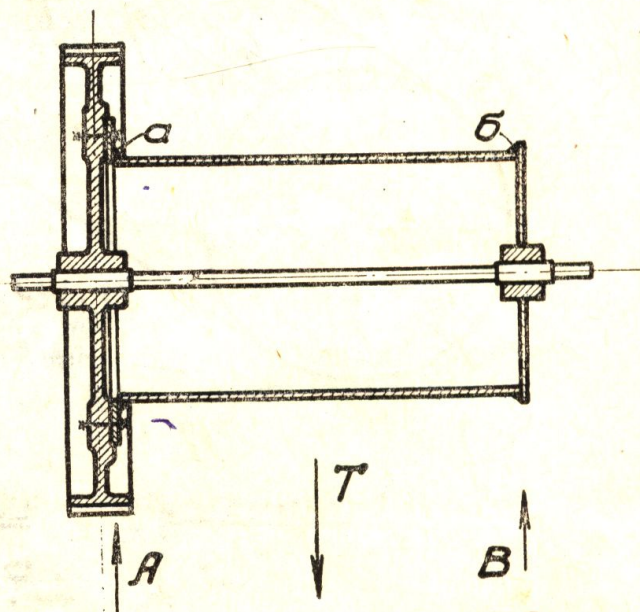
Проф. КОВАЛЬСКИЙ Б. С.

### К РАСЧЕТУ СВАРНЫХ КРАНОВЫХ БАРАБАНОВ

1. Расчет сварных крановых барабанов имеет некоторые специфические особенности, учет которых в реальной заводской проектировке может явиться причиной грубых ошибок; освещение некоторых моментов расчета мы считаем тем более необходимым, что в литературных источниках эти моменты не освещены или же даны в неверной трактовке.

Речь идет о расчете швов, которыми к цилиндрической стенке барабана привариваются торцевые боковины или фланцы, служащие для соединения барабана с ведущим зубчатым колесом (фиг. 1).

По Р. Хенхену<sup>1</sup> швы *a* и *b* следует рассчитывать только на срез. Шов *b* передает перерезывающую силу *B* и напряжения в нем



Фиг. 1

$$\tau = \frac{B}{F}, \quad (1)$$

где *F* — площадь кольцевого сечения шва.

Шов *a* работает аналогично от силы *A*

$$\tau = \frac{A}{F} \quad (1')$$

и, кроме того, передает от фланца крутящий момент *M*, вызывающий напряжения кручения

$$\tau = \frac{M}{W}, \quad (2)$$

где *W* — полярный момент сопротивления шва.

Указанный метод расчета, даже при малой толщине сварных швов, приводит к исключительно низким напряжениям и создает этим ошибочное представление о действительной работе швов.

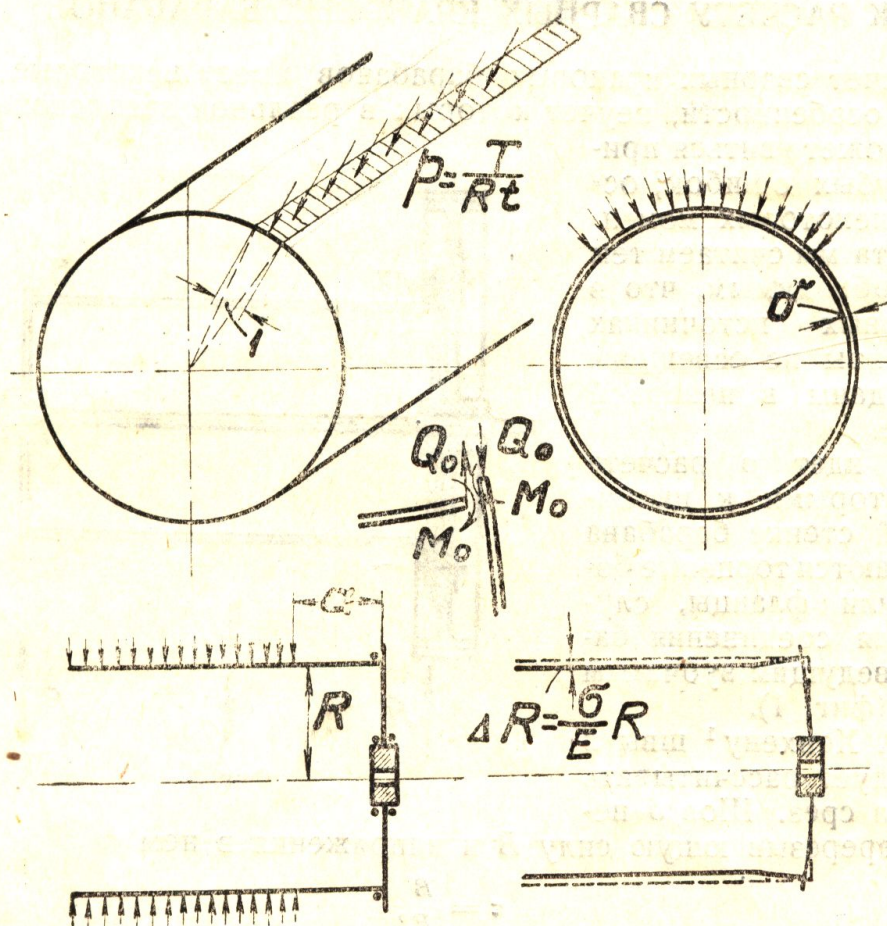
Проделанный нами анализ показывает, что напряжения в сварных швах в действительности обычно много выше, чем то дают формулы (1) и (2). Этим самым расчет в том виде, в каком он приведен у Р. Хенхена, практически может быть почти во всех случаях исключен.

<sup>1</sup> Р. Хенхен — Лебедки и краны, 1938 г., стр. 599—600.

2. Полагая натяжение навитого на барабан каната постоянным (в действительности, в меру обжатия барабана, натяжение каната падает), мы можем рассматривать барабан находящимся под внешним гидростатическим давлением  $p$ , действующим на длине барабана, заполненной витками каната (фиг. 2)

$$p = \frac{T}{Rt}, \quad (3)$$

где  $T$  — натяжение каната,  
 $R$  — радиус барабана,  
 $t$  — шаг нарезки.



Фиг. 2

При толщине стенки барабана  $\delta$ , напряжения сжатия в ней

$$\sigma_d = \frac{T}{\delta t}, \quad (4)$$

что вызывает уменьшение радиуса барабана  $R$  на величину

$$\Delta R = \frac{\sigma_d}{E} R. \quad (5)$$

Приварка цилиндрической стенки по торцу к боковине или фланцу препятствует деформации обжатия барабана и вызывает в месте сварки реакции  $M_0$ ,  $Q_0$  (фиг. 2). Величины  $M_0$ ,  $Q_0$  зависят от размеров деталей барабана и от конструктивного решения узлов и могут быть определены из условий

$$y_c = y_m, \quad (6)$$

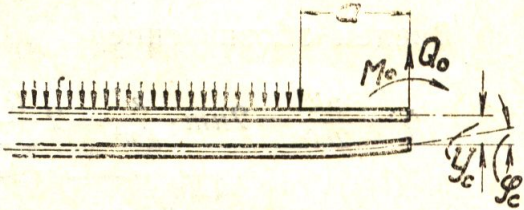
$$\varphi_c = \varphi_m, \quad (7)$$

где  $y_c$  — уменьшение радиуса барабана в месте сопряжения его с торцевым диском (или фланцем),

$y_m$  — соответствующее уменьшение радиуса торцевого диска,  $\varphi_c$  и  $\varphi_m$  — углы поворота стенки и диска в месте их сопряжения. Так как деформации  $y$  и  $\varphi$  стенки и диска являются функциями  $M_0$  и  $Q_0$ , то для определения последних достаточно уравнений (6), (7); этим по существу вопрос исчерпывается, так как определение напряжений в сварном шве от  $M_0$  и  $Q_0$  весьма элементарно.

3. Полоску (шириной = 1 см), вырезанную вдоль образующей барабана, можно рассматривать как балку на упругом основании<sup>1</sup>; дифференциальное уравнение упругой оси балки

$$D_c y^{IV} = -ky, \quad (8)$$



Фиг. 3

где  $k = \frac{E\delta}{R^2}$  — коэффициент упругой податливости,

$D_c = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$  — цилиндрическая жесткость полоски.

„Характеристика“ упругих свойств системы (балка — основание)

$$m = \sqrt[4]{\frac{k}{4D_c}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{R^2\delta^2}}. \quad (9)$$

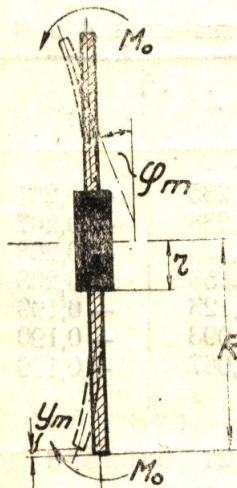
Схема нагрузки балки дана на фиг. 3.

Значения  $y_c$  и  $\varphi_c$  могут быть получены или непосредственным решением уравнения (8) или же пользуясь готовыми решениями для отдельных случаев нагрузки, имеющимися во многих курсах и справочниках<sup>2</sup>.

Не приводя здесь преобразований, приводим решения в окончательном виде ( $\alpha = ma$ )

$$y_c = \frac{p}{k} e^{-\alpha} (\cos \alpha - \sin \alpha) - \frac{2m}{k} Q_0 + \frac{2m^2}{k} M_0, \quad (10)$$

$$\varphi_c = \frac{pm}{k} \cdot 2e^{-\alpha} \sin \alpha + \frac{2m^2}{k} Q_0 - \frac{4m^3}{k} M_0. \quad (11)$$



Фиг. 4

Значения  $y_m$  и  $\varphi_m$ , входящие в уравнения (6), (7), будут различны в зависимости от того, идет ли речь о торцевом диске или о фланце. Рассмотрим случай приварки к стенке торцевого диска.

Пренебрегая деформацией ступицы, имеем<sup>3</sup> (фиг. 4)

$$\varphi_m = nM_0, \quad (12)$$

где

$$n = \frac{R}{D_m} \cdot \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \mu + \frac{r^2}{R^2}(1 - \mu)}, \quad (13)$$

$$D_m = \frac{Es^3}{12(1-\mu^2)}. \quad (14)$$

<sup>1</sup> Тимошенко С. П. — Соппротивление материалов, ч. II, 1932.

<sup>2</sup> Корневиц Э. Ф. и Эндер Г. В. — Формулы для расчета балок на упругом основании, 1932 г. Уманский А. А. — Специальный курс строительной механики, ч. I, 1935 г.

<sup>3</sup> Тимошенко С. П. и Лессельс Дж. — Прикладная теория упругости, 1930 г.

Принимая  $y_m = 0$ , т. к. радиальное обжатие торцевого диска весьма мало, имеем уравнения (6), (7) в виде

$$Q_0 - mM_0 = \frac{p}{2m} e^{-\alpha} (\cos \alpha - \sin \alpha) \quad (6')$$

$$Q_0 - 2mM_0 = -\frac{p}{m} e^{-\alpha} \sin \alpha + \frac{nk}{2m^2} M_0. \quad (7')$$

Введем обозначение

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{nk}{2m^2} = 2nm \cdot \frac{k}{4m^4} = 2 \frac{R}{D_m} \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \mu + \frac{r^2}{R^2}(1 - \mu)} \sqrt[4]{\frac{3(1 - \mu^2)}{R^2 \delta^2}} \cdot D_c = \\ &= 2 \sqrt[4]{3(1 - \mu^2)} \left(\frac{\delta}{s}\right)^3 \sqrt{\frac{R}{\delta}} \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \mu + \frac{r^2}{R^2}(1 - \mu)}. \end{aligned} \quad (15)$$

На основании (6'), (7'), имеем

$$M_0 = \rho \frac{p}{2m^2}, \quad \text{где} \quad \rho = \frac{1}{1 + \psi} A \quad (16)$$

и

$$Q_0 = \sigma \frac{p}{2m}, \quad \text{где} \quad \sigma = \frac{1}{1 + \psi} A + B. \quad (17)$$

В частных случаях выражения (16), (17) упрощаются.

При относительно большой жесткости торцевого диска  $D_m$ , можно принять  $\psi = 0$ ; в этом случае

$$\rho = A \quad \text{и} \quad \sigma = A + B, \quad (18)$$

где

$$A = e^{-\alpha} (\cos \alpha + \sin \alpha) \quad \text{и} \quad B = e^{-\alpha} (\cos \alpha - \sin \alpha).$$

Значения  $A$  и  $B$  даны в таблице.

Таблица значений  $A$  и  $B$

$\alpha$	$A$	$B$	$\alpha$	$A$	$B$	$\alpha$	$A$	$B$
0	1,000	1,000	0,7	0,700	0,060	1,4	0,285	-0,201
0,1	0,991	0,810	0,8	0,635	-0,010	1,5	0,238	-0,207
0,2	0,965	0,640	0,9	0,571	-0,066	1,6	0,196	-0,208
0,3	0,927	0,488	1,0	0,508	-0,111	1,7	0,158	-0,205
0,4	0,878	0,357	1,1	0,448	-0,146	1,8	0,123	-0,199
0,5	0,823	0,242	1,2	0,390	-0,172	1,9	0,093	-0,190
0,6	0,763	0,143	1,3	0,336	-0,190	2,0	0,067	-0,179

Если при  $\psi = 0$  имеем также  $\alpha = 0$  (канат заполняет барабан до торца), то

$$\rho = 1 \quad \text{и} \quad \sigma = 2. \quad (18')$$

Если же  $\psi \neq 0$  при  $\alpha = 0$ , то

$$\rho = \frac{1}{1 + \psi} \quad \text{и} \quad \sigma = 1 + \rho. \quad (18'')$$

Из рассмотрения формул для  $M_0$  и  $Q_0$  легко сделать некоторые выводы, которые могут быть использованы при конструировании барабанов.

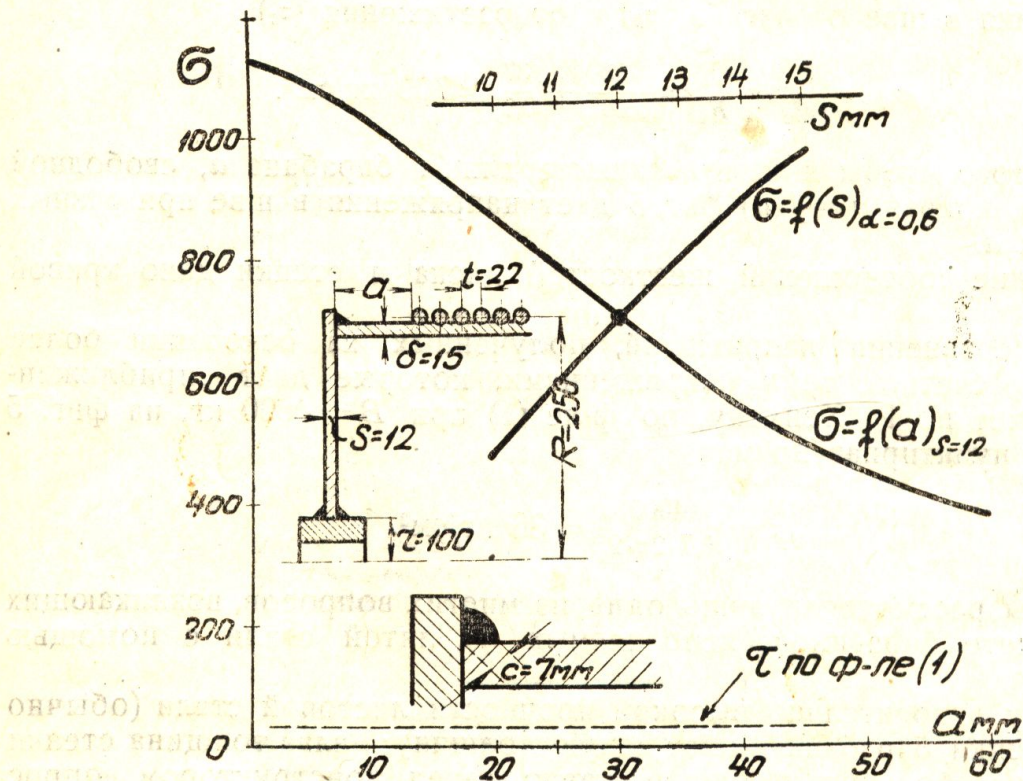
Во-первых, можно констатировать, что значения реакций  $M_0$  и  $Q_0$  уменьшаются при уменьшении жесткости торцевого диска, т. е. с увеличением  $\psi$  (15); таким образом назначение больших толщин  $s$  торцевого диска нецелесообразно, так же как нецелесообразна и по-

становка лишних ребер жесткости, чем часто злоупотребляют на практике.

Во-вторых, следует обратить внимание на уменьшение  $M_0$  и  $Q_0$  при увеличении размера части длины барабана  $a$  у торца, незаполненной канатом.

4. Для иллюстрации сделанных выше выводов, рассмотрим расчет сварного шва у торцевого диска барабана.

Все размеры даны на фиг. 5. Натяжение каната  $T = 4000$  кг.



Фиг. 5

По формуле (15) при  $\mu = 0,3$

$$\psi = 2 \sqrt[4]{3(1-0,3^2)} \left(\frac{15}{12}\right)^3 \cdot \sqrt{\frac{250}{15}} \cdot \frac{1 - \frac{100^2}{250^2}}{1,3 + 0,7 \cdot \frac{100^2}{250^2}} = 12,2.$$

По формуле (9)

$$m = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{R^2 \delta^2}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-0,3^2)}{25^2 \cdot 1,5^2}} \cong 0,2 \text{ см}^{-1}.$$

По формуле (3)

$$p = \frac{T}{R \cdot t} = \frac{4000}{25 \cdot 2,2} = 73 \text{ кг/см}^2.$$

При  $a = 30$  мм.

$$\alpha = ma = 0,2 \cdot 3 = 0,6,$$

$$A = 0,763, \quad B = 0,143$$

$$\rho = \frac{A}{1 + \psi} = \frac{0,763}{1 + 12,2} = 0,058,$$

$$\sigma = \rho + B = 0,058 + 0,143 = 0,201.$$

При этом

$$M_0 = \rho \frac{p}{2m^2} = 0,058 \cdot \frac{73}{2 \cdot 0,2^2} = 53 \text{ кг см},$$

$$Q_0 = \sigma \frac{p}{2m} = 0,201 \cdot \frac{73}{2 \cdot 0,2} = 37 \text{ кг}.$$

При толщине шва (длина шва = 1 см)  $h = 1$  см,

$$c = 0,7h = 0,7 \text{ см},$$

момент сопротивления

$$W = \frac{1 \cdot 0,7^2}{6} = 0,082 \text{ см}^3,$$

площадь сечения

$$F = 1 \cdot 0,7 = 0,7 \text{ см}^2.$$

Напряжения в шве от изгиба ( $\sigma_b$ ) и от растяжения ( $\sigma_z$ ):

$$\sigma_{св} = \frac{M_0}{W_0} + \frac{Q_0}{F} = \frac{53}{0,082} + \frac{37}{0,7} \cong 700 \text{ кг/см}^2.$$

Для того чтобы показать влияние длины барабана  $a$ , свободной от каната, кривая  $\sigma = f(a)$  фиг. 5 дает напряжения в шве при разных значениях  $a$ .

Влияние соотношений жесткостей диска и стенки дано кривой  $\sigma = f(s)$ .

Для сравнения напряжений, полученных на основании более точного расчета, с теми напряжениями, которые дает „приближенный“ расчет по Р. Хенхену, по ф-ле (1) при  $B = 4000$  кг, на фиг. 5 нанесена пунктирная прямая

$$\tau = \frac{4000}{0,7 \cdot 2\pi \cdot 25} = 36 \text{ кг/см}^2.$$

5. Мы рассмотрели лишь один из многих вопросов, возникающих при расчете барабанов, исполняемых из литой стали с помощью сварки.

Ввиду относительно высокой прочности листовой стали (обычно Ст. 3), стенки барабана имеют малую толщину; малая толщина стенки в барабанах больших размеров ставит перед конструктором вопрос об ее устойчивости. На практике для повышения устойчивости стенки применяют постановку ребер жесткости; без надлежащего анализа такое решение может оказаться недостаточно рациональным и, как легко показать, в некоторых случаях, увеличивая число ребер жесткости, мы не только не увеличиваем устойчивости стенки, а, наоборот, ее понижаем. Далее, представляет интерес решение вопроса о методе постановки ребер жесткости, т. е. о том, располагать ли ребра жесткости по образующим цилиндра или, что часто рациональнее, варить кольца-диафрагмы.

Освещение затронутых вопросов будет дано нами отдельно.