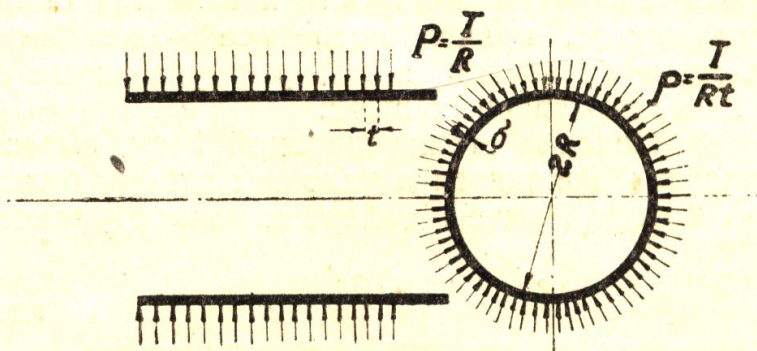


Проф. КОВАЛЬСКИЙ Б. С.

### НАПРЯЖЕНИЯ В СТЕНКЕ КРАНОВОГО БАРАБАНА

1. Расчет стенки кранового барабана, нагруженного витками подъемного каната, представляет некоторые трудности. Для упрощения расчета на практике обычно вводят ряд допущений, например, пренебрегают влиянием неполного заполнения барабана канатом, пренебрегают влиянием деформаций стенки и торцов и т. д. Расчет стенки барабана, построенный на базе указанных допущений, весьма прост, что в значительной степени оправдывает его условность, однако, естественным является стремление к уточнению расчета, к выяснению действительных усло-



Фиг. 1

вий работы стенки барабана. Уточнение расчета необходимо во всех случаях, когда мы имеем дело с проектировкой барабанов больших размеров, под большими нагрузками, когда вес и трудности изготовления (например, вальцовка толстых листов для сварных барабанов) ставят перед конструктором задачу возможно полного использования материала, обеспечивая в то же время достаточную надежность конструкции.

2. Пренебрегая трением между канатом и барабаном, мы должны принять постоянным натяжение  $T$  по всей длине навитого каната, что позволяет рассчитывать барабан как трубу, находящуюся под внешним гидростатическим давлением (фиг. 1)

$$p = \frac{T}{Rt}, \quad (1)$$

вызывающим в стенке напряжения сжатия

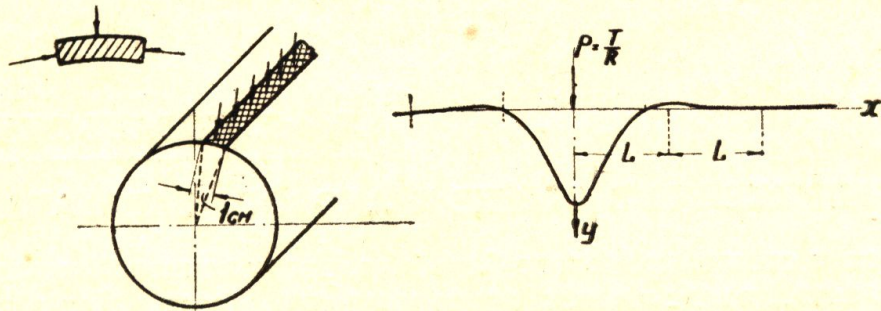
$$\sigma_s = \frac{T}{\delta \cdot t}; \quad (2)$$

здесь  $R$  — радиус барабана,  
 $t$  — шаг нарезки,  
 $\delta$  — толщина стенки.

Формула (2) является общепринятой в заводской практике и рекомендуется в учебной и справочной литературе.

Действительные условия работы стенки барабана отличаются от приведенной выше схемы. При частичном заполнении барабана канатом стенка барабана изгибается (вдоль образующей) и напряжения

изгиба могут быть весьма значительны, во всяком случае, вопрос об учете этих напряжений требует специального анализа. Следует также выяснить вопрос о падении натяжения в витках каната, собранного на барабане, под влиянием обжатия барабана по мере навивки следующих витков каната. Наконец, следует обратить внимание на особые условия работы цилиндрической стенки барабана в местах уста-



Фиг. 2

новки диафрагм жесткости и в местах сопряжения стенки и торцевых дисков, причем последнее может иметь особое значение для сварных барабанов, в которых указанные сопряжения выполняются с помощью сварных швов.

3. Полоска стенки шириной 1 см, вырезанная вдоль образующей барабана, находится в условиях работы балки на упругом основании<sup>1</sup>, для которой имеем дифференциальное уравнение упругой кривой

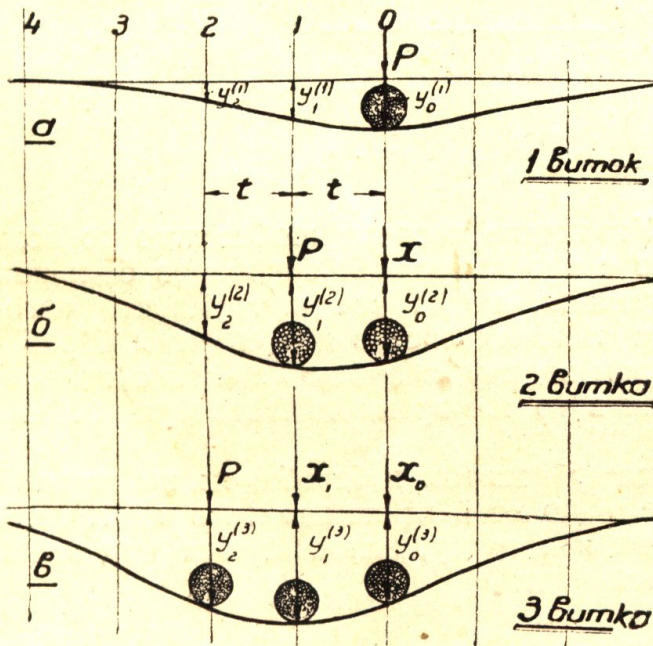
$$Dy^{IV} = -ky,$$

где

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

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

На достаточном расстоянии от торцов барабана и поперечных диафрагм полосу можно рассматривать как „бесконечно длинную“, в этом случае прогиб и изгибающий момент в любом сечении на расстоянии  $x$  от места приложения нагрузки  $P$  определяются выражениями:



Фиг. 3

$$y_x = \frac{P}{8\beta^3 D} \eta_x = \frac{\beta TR}{2E\delta} \eta_x = y_0^{(1)} \eta_x, \quad (1)$$

где

$$\eta_x = e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x), \quad (2)$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{k}{4D}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R\delta}}, \quad (3)$$

и

$$M_x = \frac{P}{4\beta} \varphi_x, \text{ где } \varphi_x = e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x). \quad (4)$$

<sup>1</sup> С. П. Тимошенко. Сопротивление материалов, ч. II, 1932 г.

Прогиб полосы в месте приложения нагрузки  $P = \frac{T}{R}$  от одного витка каната (фиг. 3а)

$$y_0^{(1)} = \frac{\beta TR}{2E\delta}.$$

После навивки второго витка каната, натяжение в первом витке упадет, и нагрузка на полосу (в сечении 0) будет  $X < P$ . Прогиб полосы от сил  $P$  и  $X$  в сечении 0 (фиг. 3б).

$$y_0^{(2)} = y_0^{(1)} \left( \frac{X}{P} + \eta_t \right),$$

следовательно, уменьшение радиуса барабана

$$\Delta_0^{(2)} = y_0^{(2)} - y_0^{(1)} = y_0^{(1)} \left( \frac{X}{P} - 1 + \eta_t \right).$$

Соответственно уменьшению радиуса барабана первоначальное упругое удлинение витка каната

$$\lambda = \frac{T}{E_k F_k} 2\pi R$$

уменьшится на величину  $2\pi\Delta_0^{(2)}$ , что изменит натяжение в канате. Имеем

$$\frac{X}{P} = 1 - \frac{2\pi\Delta_0^{(2)}}{\lambda} = 1 - \frac{\beta F_k E_k}{2\delta E} \left( \frac{X}{P} - 1 + \eta_t \right),$$

откуда

$$\frac{X}{P} = 1 - \frac{\eta_t}{1 + \frac{\beta F_k E_k}{2\delta E}}. \quad (5)$$

Формула (3) для  $\beta$  легко преобразуется к виду

$$\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)} \sqrt{\frac{d}{R}} \cdot \sqrt{\frac{d}{\delta}} \cdot \frac{1}{d} = C \frac{1}{d} \text{ см}^{-1}. \quad (31)$$

Значения  $C$  для  $R = (10 \div 15)d$  и  $\delta = (0,8 \div 1,2)d$  даны в табл. 1.

$\frac{\delta}{d}$	0,8	1,0	1,2
$R = 10d$	0,57	0,41	0,31
$R = 15d$	0,46	0,33	0,25

Для вычисления значений  $\frac{X}{P}$  принято: площадь сечения каната  $F_k \cong 0,37d^2$ , шаг нарезки барабана  $t = 1,15d$  и  $R = (10 \div 15)d$ . Кроме того, приняты следующие значения постоянных:

Модуль упругости стали  $E = 2150000$  кг/см<sup>2</sup>,  
 " " чугуна <sup>2</sup>  $E = 1000000$  " "  
 " подъемного каната <sup>3</sup>  $E_k = 850000$  " "

Значения  $\frac{X}{P}$  даны в табл. 2.

<sup>2</sup> Модуль упругости чугуна различен для разных чугунов и не является постоянной величиной, уменьшаясь с увеличением напряжений в чугуне. Таким образом падение натяжения в витках каната будет происходить более интенсивно с увеличением натяжения каната.

<sup>3</sup> Данные разных источников о величине модуля упругости канатов двойной свивки зачастую не совпадают, однако для нашего анализа уточнение этого момента излишне.

$\frac{\delta}{d}$	0,8	1,0	1,2
Чугунный барабан . . . . .	—	0,95	0,96
Стальной барабан . . . . .	0,97	0,98	—

Как видно, после навивки второго витка каната натяжение первого витка падает незначительно, причем несколько больше при чугунном барабане вследствие меньшего значения модуля упругости чугуна.

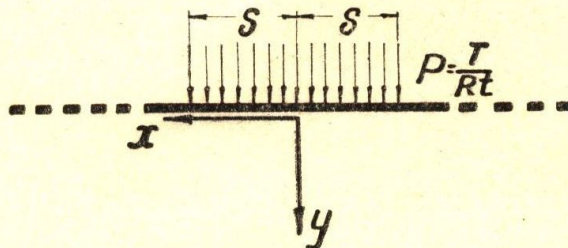
После навивки третьего витка каната изменится натяжение в первых двух. В этом случае (фиг. 3в)

$$\frac{X_0}{P} = 1 - \frac{2\pi\Delta_0^{(3)}}{\lambda} \quad \text{и} \quad \frac{X_1}{P} = 1 - \frac{2\pi\Delta_1^{(3)}}{\lambda},$$

где:

$$\Delta_0^{(3)} = y_0^{(3)} - y_0^{(1)} = y_0^{(1)} \left( \frac{X_0}{P} + \frac{X_1}{P} \eta_t - 1 + \eta_t \right),$$

$$\Delta_1^{(3)} = y_1^{(3)} - y_1^{(2)} = y_0^{(1)} \left( \frac{X_0}{P} \eta_t + \frac{X_1}{P} + \eta_t - \frac{X_1}{P} \eta_t - 1 \right).$$



Фиг. 4

Вычисления для частных случаев дают:

для чугунного барабана при

$$R = 10d \quad \text{и} \quad \delta = 1,2d$$

$$X_0 = 0,92P, \quad X_1 = 0,96P,$$

для стального барабана при

$$R = 15d \quad \text{и} \quad \delta = 0,8d$$

$$X_0 = 0,96P, \quad X_1 = 0,98P.$$

Легко показать, что и при дальнейшей навивке каната натяжение в витках изменяется весьма мало. Упрощая задачу, мы можем без заметной погрешности принять натяжение каната постоянным во всех витках. Следует попутно отметить, что полученные результаты оправдывают принятое допущение о том, что натяжение изменяется от витка к витку, оставаясь в пределах одного витка постоянным.

В статье „Напряжения в канатных барабанах кранов и лебедок“ (VDI, 1939, № 25) д-р-инж. Г. Эрнст достаточно настойчиво подчеркивает момент снижения натяжения в витках каната вследствие обжатия барабана, как фактор возможного повышения использования материала стенки и уменьшения веса барабана. Г. Эрнст ссылается на результаты опытов, проведенных на заводе М. А. Н. в Нюрнберге с маленькими барабанами ( $D = 115-185$  мм), и на некоторые приближенные подсчеты. Недостаточно полное описание опытов и отсутствие какого-либо теоретического обоснования высказанного мнения не позволяют выяснить причину переоценки Г. Эрнстом влияния упругого обжатия барабана на натяжение в витках каната<sup>4</sup>.

<sup>4</sup> Нетрудно показать, что при некоторых, достаточно далеких от обычных в нашей практике, соотношениях в размерах барабанов разгрузка витков каната протекает более интенсивно. Учитывая некоторые данные Г. Эрнста об экспериментальных барабанах, примем:  $R = 75$  мм,  $\delta = 2$  мм,  $d = 6$  мм,  $t = 7$  мм. В этом случае нагрузка стенки от витков каната выразится значениями:

$$\begin{array}{l} \text{при 2-х витках } P \text{ и } 82\% P, \\ \text{3-х } \quad \quad \quad P, 82\% P \text{ и } 77\% P. \end{array}$$

4. На основании сделанного анализа, мы можем рассматривать барабан как трубу, нагруженную гидростатическим давлением  $p = \frac{T}{Rt}$  на некотором участке  $2s$  (фиг. 4).

Прогиб барабана посередине длины загрузки

$$y = \frac{p}{8\beta^3 D} \cdot 2 \int_0^s e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x) dx = \frac{p}{4\beta^3 D} (1 - e^{-\beta s} \cos \beta s) = \\ = \frac{TR}{\delta t E} (1 - e^{-\beta s} \cos \beta s) = \frac{\sigma_0 R}{E} (1 - e^{-\beta s} \cos \beta s),$$

что отвечает напряжениям сжатия

$$\sigma_d = -\frac{y}{R} E = \sigma_0 (1 - e^{-\beta s} \cos \beta s). \quad (6)$$

Изгибающий момент в том же сечении

$$M = \frac{p}{4\beta} \cdot 2 \int_0^s e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) dx = \frac{p}{2\beta^2} e^{-\beta s} \sin \beta s = \\ = \sigma_0 \frac{\delta^2}{2\sqrt{3(1-\mu^2)}} e^{-\beta s} \sin \beta s$$

и напряжения изгиба

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{6M}{\delta^2} = \sigma_0 \sqrt{\frac{3}{1-\mu^2}} e^{-\beta s} \sin \beta s \cong \sigma_0 \cdot 1,8 e^{-\beta s} \sin \beta s. \quad (7)$$

На фиг. 5 даны кривые  $\sigma_d = f_1(\beta s)$  и  $\sigma_b = f_2(\beta s)$ .

5. Элемент стенки барабана работает на изгиб вдоль образующей и на сжатие в перпендикулярном направлении. Очевидно, что в худших условиях находится внутренняя поверхность стенки, для которой изгиб дает напряжения растяжения (при  $\beta s > \pi$  напряжения изгиба меняют знак, однако, величина их при этом относительно мала).

Принимая критерием прочности для стальных барабанов теорию наибольших касательных напряжений, мы должны в расчетах исходить из приведенных напряжений

$$\sigma_{пр} = \sigma_d + \sigma_b = \sigma_0 [1 + e^{-\beta s} (1,8 \sin \beta s - \cos \beta s)] \leq R. \quad (8)$$

Значение  $\max \sigma_{пр}$  находим из условия

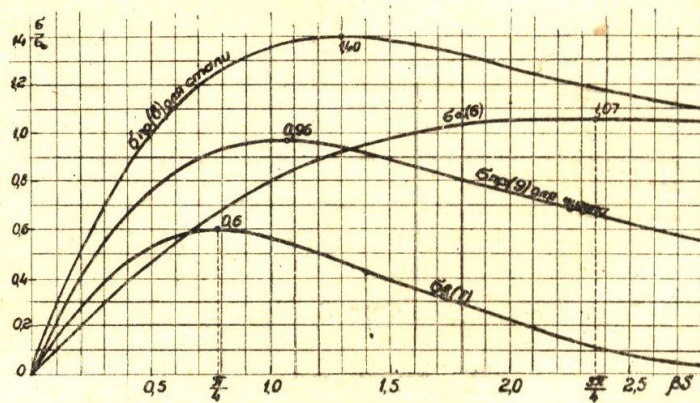
$$\frac{d\sigma_{пр}}{d(\beta s)} = \sigma_0 e^{-\beta s} (2,8 \cos \beta s - 0,8 \sin \beta s) = 0,$$

откуда

$$\beta s \cong 1,3 \text{ и } \max \sigma_{пр} \cong 1,4.$$

С увеличением длины загрузки значения  $\sigma_{пр}$  уменьшаются, стремясь к  $\sigma_{пр} = \sigma_0$ . Кривая  $\sigma_{пр} = \Phi_1(\beta s)$  дана на фиг. 5; там же приведена кривая  $\sigma_{пр} = \Phi_2(\beta s)$  на основании теории прочности Мизес-Генки, согласно которой

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_d^2 + \sigma_b \sigma_d}.$$



Фиг. 5

В последнем случае имеем  $\max \sigma_{\text{пр}} \cong 1,25 \sigma_0$  при  $\beta s \cong 1,5$ . Для барабанов из чугунного литья уравнение прочности на основании теории Мора имеет вид<sup>5</sup>

$$\sigma_z + k\sigma_d \leq R_z, \text{ где } k = \frac{R_z}{R_d}.$$

Поскольку в нашем случае речь идет о напряжениях растяжения при изгибе, мы считаем более правильным исходить из соотношений:

$$\frac{\sigma_b}{\omega} + k\sigma_d \leq R_z,$$

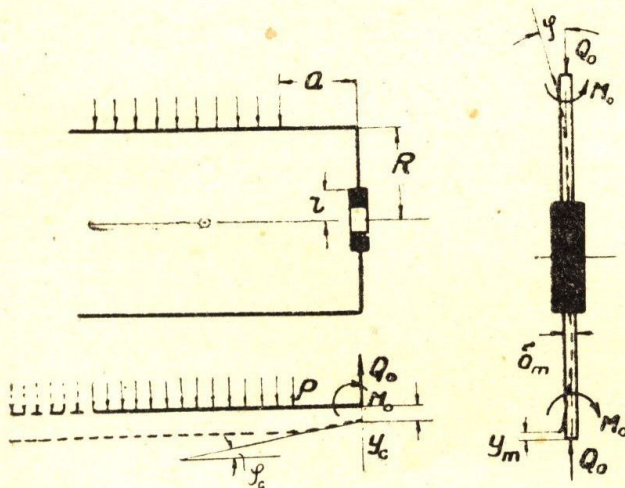
где  $\omega$  — коэффициент, зависящий от формы сечения, физических свойств чугуна, наличия литейной корки, величины нагрузки<sup>6</sup>, или

$$\sigma_b + k_1\sigma_d \leq R_b, \text{ где } k_1 = \frac{R_b}{R_d} \cong \frac{1}{2}.$$

После подстановки  $\sigma_d$  (6) и  $\sigma_b$  (7) имеем

$$\sigma_{\text{пр}} = \sigma_0 [1,8e^{-\beta s} \sin \beta s + 0,5(1 - e^{-\beta s} \cos \beta s)] \leq R_b. \quad (9)$$

Кривая  $\sigma_{\text{пр}} = f(\beta s)$  согласно (9) построена на фиг. 5; при  $\beta s \cong 1,06$  имеем  $\max \sigma_{\text{пр}} = 0,96 \sigma_0$ .



Фиг. 6

Торцевой диск под влиянием  $Q_0$  и  $M_0$  получает некоторое радиальное обжатие  $y_m$  и поворот (на окружности)  $\varphi_m$ .

Уравнений совместности деформаций

$$y_c = y_m \text{ и } \varphi_c = \varphi_m \quad (10)$$

достаточно для определения неизвестных  $Q_0$  и  $M_0$ , после чего не представляет затруднений найти напряжения в любом сечении стенки или диска.

Не приводя вычислений, даем значения  $y_c$  и  $\varphi_c$  в окончательном виде:

$$y_c = \frac{p}{k} e^{-\beta a} (\cos \beta a - \sin \beta a) - \frac{2\beta}{k} Q_0 + \frac{2\beta^2}{k} M_0, \quad (11)$$

$$\varphi_c = \frac{\beta p}{k} 2e^{-\beta s} \sin \beta a + \frac{2\beta^2}{k} Q_0 - \frac{4\beta^3}{k} M_0. \quad (12)$$

<sup>5</sup> А. Н. Дымов. Строительная механика машин. 1933, стр. 73.

<sup>6</sup> К. Бах. Детали машин, т. I. 1929, стр. 106.

Радиальным обжатием торцевого диска можно пренебречь, принимая  $y_c = y_m = 0$ , так как величина  $y_m \cong \frac{Q_0 R}{E \delta_m} (1 - \mu)$  относительно мала. Для угла поворота имеем выражение<sup>7</sup> (пренебрегая деформацией ступицы)

$$\varphi_m = \frac{M_0}{k_m}, \quad \text{где} \quad k_m = \frac{D_m}{R} \cdot \frac{1 + \mu + \frac{r^2}{R^2}(1 - \mu)}{1 - \frac{r^2}{R^2}}$$

и

$$D_m = \frac{E \delta_m^3}{12(1 - \mu^2)}.$$

Решение ур-ний (10) дает

$$M_0 = \frac{p}{2\beta^2} \cdot \frac{1}{1 + \psi} e^{-\beta a} (\cos \beta a + \sin \beta a) \quad (13)$$

и

$$Q_0 = \frac{p}{2\beta} \left[ \frac{1}{1 + \psi} e^{-\beta a} (\cos \beta a + \sin \beta a) + e^{-\beta a} (\cos \beta a - \sin \beta a) \right], \quad (14)$$

где

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{1}{2} \frac{k}{\beta^3 k_m} = 2\beta R \left( \frac{\delta}{\delta_m} \right)^3 \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \mu + \frac{r^2}{R^2}(1 - \mu)} \cong \\ &\cong 2,6 \sqrt{\frac{R}{\delta}} \left( \frac{\delta}{\delta_m} \right)^3 \frac{1 - \frac{r^2}{R^2}}{1 + \mu + \frac{r^2}{R^2}(1 - \mu)}. \end{aligned} \quad (15)$$

Из (13) легко получить

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = 1,8 \sigma_0 \frac{1}{1 + \psi} e^{-\beta a} (\cos \beta a + \sin \beta a). \quad (16)$$

Очевидно, что с увеличением жесткости диска ( $k_m$ ) уменьшается величина  $\psi$  и возрастают напряжения изгиба. При  $\psi = 0$  ( $k_m = \infty$ ) и  $a = 0$  получим  $\sigma_b = 1,8 \sigma_0$ ; при  $\psi = \infty$  ( $k_m = 0$ )  $\sigma_b = 0$ , как и следовало ожидать.

Формула (16) дает конструктору некоторый критерий для выбора размеров торцевого диска. Например, можно отметить влияние толщины диска  $\delta_m$ , с уменьшением которой резко падают напряжения  $\sigma_b$ .

При обычных на практике соотношениях  $\frac{R}{\delta}$ ,  $\frac{\delta}{\delta_m}$  и  $\frac{r}{R}$  имеем всегда  $\psi > 1$  и, следовательно,  $\sigma_b < \sigma_0$ .

В цитированной ранее статье<sup>8</sup> д-р-инж. Г. Эрнст, указывая на случаи появления трещин в стенке экспериментального барабана из чугуна, в первую очередь в месте сопряжения ее с торцевым диском, делает вывод, что зону сопряжения необходимо разгружать, помещая на ней несколько запасных витков. Мы не разделяем опасений Г. Эрнста и считаем, что напряжения изгиба  $\sigma_b$  могут иметь серьезное значение лишь в случаях большой жесткости торцевого диска, что, возможно, и имело место в опытах Г. Эрнста.

В каждом отдельном случае конструктор может решить вопрос о том, как уменьшить  $\sigma_b$ , — увеличивая ли зону  $a$  или уменьшая величину  $k_m$ .

7. В сварных барабанах следует обеспечить передачу момента

<sup>7</sup> Тимошенко С. П. и Лессельс Дж. Прикладная теория упругости. 1930.

<sup>8</sup> Dr.-Ing. H. Ernst. Beanspruchung der Seiltrommeln von Kranen und Winden. VDI-Zeitschrift № 25, 1939, стр. 760.

$M_0$  и перерезывающей силы  $Q_0$  сварным швом, соединяющим стенку с торцом (фиг. 7).

Напряжения в шве при этом определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M_0}{W} + \frac{Q_0}{F} \leq R_s,$$

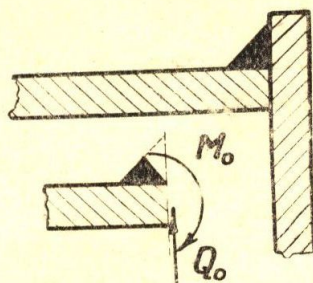
где  $W$  и  $F$  — момент сопротивления и площадь сечения шва.

Следует предостеречь от недооценки напряжений в шве, встречающейся у некоторых авторов, например, у Р. Хенхена<sup>9</sup>.

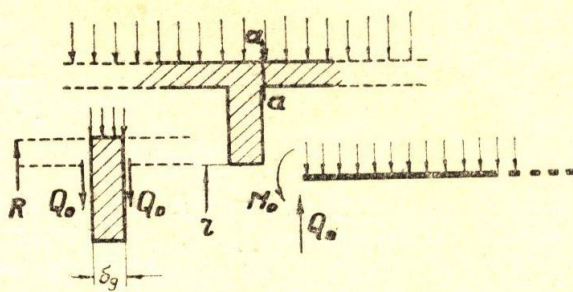
Расчет сварных швов в канатном барабане рассмотрен нами отдельно<sup>10</sup>, и здесь мы на нем не останавливаемся.

8. Аналогично предыдущему мы можем определить напряжения в стенке у места постановки диафрагм жесткости (фиг. 8). Например, для схемы загрузки по фиг. 8 следует принять в (10)  $\varphi_c = 0$  и  $y_c = y_g$ , где  $y_g$  — радиальное обжатие диафрагмы. Обозначая коэффициент упругой податливости диафрагмы через  $k_g$ , имеем

$$y_g = \frac{N}{k_g} = \frac{2Q_0 + \delta_g p}{k_g}. \quad (17)$$



Фиг. 7



Фиг. 8

Подставляя значения  $\varphi_c$  и  $y_c$  в уравнения (11), (12) и решая их, получим (согласно схеме фиг. 8 следует принять  $a = 0$ ):

$$M_0 = \rho \frac{p}{2\beta^2} \text{ и } Q_0 = \rho \frac{p}{\beta}, \text{ где } \rho = \frac{1 - \beta\delta_g\gamma}{1 + 2\gamma} \text{ и } \gamma = \frac{k}{\beta k_m}. \quad (18)$$

По значениям  $M_c$  и  $y_c$  находим

$$\sigma_d = \frac{y_c}{R} E = \sigma_0 (1 - \rho) \quad (19)$$

и

$$\sigma_b = \frac{6M}{\delta^2} = \sigma_0 \cdot 1,8\rho. \quad (20)$$

Для стальных барабанов имеем расчетную формулу

$$\sigma_{пр} = \sigma_d + \sigma_b = \sigma_0 (1 + 0,8\rho) \leq R_d, \quad (21)$$

для чугунных барабанов

$$\sigma_{пр} = \sigma_b + \frac{1}{2} \sigma_d = \sigma_0 (0,5 + 1,3\rho) \leq R_b. \quad (22)$$

При  $k_g = \infty$  формулы (21) и (22) дают ( $\rho = 1$ )

$$\sigma_{пр} = 1,8\sigma_0,$$

с уменьшением же  $k_g$  величина напряжений изгиба падает и приближается к  $\sigma_b = 0$  тем более, чем меньше высота ребра жесткости

<sup>9</sup> R. Hänchen. Schweissen im Hebezeuge. „Die Electroschweissung“, №№ 2, 3, 6, 7 1935. Р. Хенхен. Лебедки и краны. 1938, стр. 599—600.

<sup>10</sup> Б. С. Ковальский. К расчету сварных крановых барабанов. „Научные записки“ Харьковского авиационного института. 1940, т. III, вып. 2 (8).



отличается от толщины стенки. Для диафрагмы в виде плоского кольца

$$k_g = \frac{E\delta_g}{R\left(\frac{R^2+r^2}{R^2-r^2}-\mu\right)}$$

и

$$\gamma = \frac{k}{\beta k_g} = \frac{1}{\beta R} \cdot \frac{\delta}{\delta_g} \left( \frac{R^2+r^2}{R^2-r^2} - \mu \right). \quad (23)$$

Значения  $\gamma$  ограничены пределами  $0 < \gamma < \frac{1}{\beta \delta_g}$ , соответственно чему  $1 > \rho > 0$ . Для примерной оценки  $\gamma$  (23) примем:  $\delta_g = \delta$ ,  $R = 10\delta$ ,  $r = 0,7R$ ; при этом по (3)  $\beta \cong 0,4 \delta^{-1}$  и  $\rho \cong 0,32$ , откуда, согласно (21),  $\sigma_{пр} = 1,26\sigma_0$ , что ниже  $\max \sigma_{пр}$  по (8); для чугунного барабана по (22)  $\sigma_{пр} \cong 0,91\sigma_0$ , что также ниже  $\max \sigma_{пр}$  по (9). При несколько менее податливой диафрагме мы получим большие напряжения, как то ясно из следующих данных:

	$\rho = 0,0$	0,3	0,6	1,0
$\frac{\sigma_{пр}}{\sigma_0} =$ для стали	1	1,24	1,48	1,8
для чугуна	0,5	0,89	1,28	1,8

Ясно, что увеличение жесткости диафрагмы может создать в стенке весьма высокие напряжения, что особенно важно для чугунных барабанов; однако утверждение д-ра инж. Г. Эрнста о необходимости избегать вообще постановки кольцевых ребер жесткости<sup>11</sup> является ошибочным. Постановка диафрагм резко повышает устойчивость стенки барабана, чем достигается уменьшение толщины стенки и уменьшение веса барабана; в то же время, как мы показали выше, такое решение в большинстве случаев не вызывает снижения прочности и является, следовательно, рациональным.

Попутно укажем, что в барабанах с левой и правой нарезками, например, в мостовых кранах, постановка диафрагмы в зоне между нарезками вообще не вызывает никаких осложнений при сколь угодно малой упругой податливости диафрагмы.

9. На основе сделанного анализа напряженного состояния стенки канатного барабана мы показали несостоятельность ряда утверждений д-ра инж. Г. Эрнста.

Мы показали, что упругое обжатие барабана под витками каната заметно не снижает (при обычных соотношениях размеров) напряжений в стенке и, следовательно, этот фактор не создает каких-либо серьезных резервов для облегчения стенки.

С другой стороны, выяснено, что напряжения изгиба в местах сопряжения стенки с торцевым диском или у диафрагм жесткости в большинстве случаев не имеют решающего значения и этот момент не следует переоценивать, хотя в ряде случаев он и требует специального анализа.

Рассматривая работу стенки барабана в области упругих деформаций, мы, естественно, могли предложить критерием прочности только выражение

$$\sigma_{пр} \leq R_{доп},$$

где  $\sigma_{пр}$  — приведенное напряжение, определяемое для стали на основе теории наибольших касательных напряжений или теории Мизес-Генки, для чугуна — на основе теории Мора. Вопрос назначения величины  $R_{доп}$  здесь не рассматривается, представляя собою особую проблему, освещение которой выходит за пределы анализа напряженного состояния стенки барабана.

<sup>11</sup> См. сноску <sup>8</sup>.

Мы считаем, что анализ работы стенки канатного барабана должен быть продлен за счет рассмотрения работы стенки в области пластических деформаций, что позволит перейти к расчету барабана по критической нагрузке. Очевидно, что такой расчет выявит некоторые возможности в повышении использования материала стенки. Освещение затронутого вопроса должно явиться объектом специальной работы, здесь же мы должны отметить один момент, имеющий, по нашему мнению, серьезное значение.

Как видно из формулы (5), влияние обжатия барабана на натяжение в витках каната проявляется тем заметнее, чем меньше модуль упругости материала стенки.

На границе между зоной упругих деформаций и деформаций пластичных будет иметь место значительное уменьшение модуля упругости, так что на некотором участке барабана натяжение в канате будет изменяться весьма резко, завися только от величины коэффициента трения  $\mu$  между канатом и барабаном:

$$T_x = T e^{-\mu 2\pi \frac{x}{t}};$$

здесь  $x$  — расстояние от конца каната, идущего с барабана на полиспаст.

Ввиду различия в запасах для каната и для стенки барабана, в момент появления пластичных деформаций в стенке канат будет работать упруго и влияние падения модуля упругости стенки не будет парализовано снижением модуля упругости каната. Таким образом стенка барабана окажется под меньшей нагрузкой, чем то мы получим, полагая справедливым и для данного состояния сделанный ранее анализ о влиянии обжатия барабана.

В заключение отметим, что примененный нами метод расчета может быть использован во многих случаях, нами не рассмотренных, например, при малой длине барабана, в расчетах стенки фрикционных барабанов и т. д.