

Проф. КОВАЛЬСКИЙ Б. С.

### КРЕПЛЕНИЕ КАНАТА НА БАРАБАНЕ ПРИЖИМНЫМИ ПЛАНКАМИ

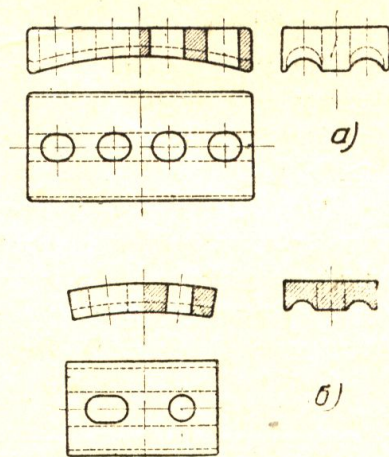
1. В последнее время на наших краностроительных заводах широко применяется закрепление конца каната на барабане с помощью прижимных планок (фиг. 1). Указанный способ крепления, будучи весьма прост в выполнении и вполне надежен, имеет ряд достоинств, к числу которых следует отнести возможность осуществления крепления в любом месте на барабане; последнее имеет значение в тех случаях, когда тележку нормального (стандартного) ряда с барабаном определенной длины применяют для высоты подъема груза меньшей предельной, так как крепление планками позволяет навивать на барабан строго необходимую длину каната.

Надежность закрепления должна быть во всех случаях убедительно обоснована расчетом, построенным на основе правильных предпосылок и оперирующим с надежными значениями коэффициентов трения, величин запаса и т. д.

В своей консультационной практике на ряде заводов автор мог отметить большое разнообразие как в методах расчета, так и в конструктивном оформлении закрепления. Указанное ненормальное положение может быть изжито введением стандарта крепления каната планками, однако, попытку издания такого стандарта, разработанного ВНИИПТО<sup>1</sup>, следует признать, по нашему мнению, несостоятельной, на чем мы ниже остановимся более подробно.

2. Для того чтобы расчет закрепления был достаточно убедителен и надежен, необходимо уточнить вопрос о коэффициентах трения между канатом и планкой, канатом и барабаном.

Имеющиеся в технической литературе данные достаточно разноречивы. Например, коэффициент трения проволочного каната на чугунном шкиве (для канатных передач) по И. И. Бобарыкову<sup>2</sup> может быть принят  $\mu_0 = 0,16 - 0,18$ , причем имеется в виду „истинный“ коэффициент трения (в отличие от „приведенного“, „результатирующего“, величина которого зависит от формы ручья и всегда выше). По П. Стефану<sup>3</sup> в расчетах приводов канатных дорог принимается значительно меньшее значение коэффициента трения —  $\mu = 0,10$ , хотя здесь уже речь идет о „результатирующем“ коэффициенте трения.



Фиг. 1

<sup>1</sup> Ст. 8—22. Разработан ВНИИПТО. Утвержден НКГМ. Срок введения 10. V 1940 г.

<sup>2</sup> И. И. Бобарыков. Детали машин. 1935 г. т. I, стр. 370.

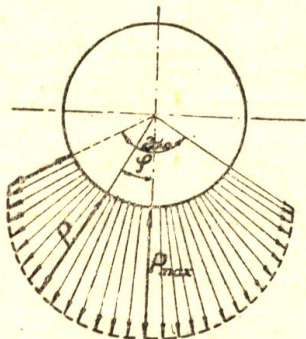
<sup>3</sup> P. Stephan. Die Drahtseilbahnen. 1926, стр. 64.



В расчетах фрикционных барабанов Р. Крель<sup>4</sup> рекомендует (для стального каната по чугуну)  $\mu = 0,129$ , и это же значение  $\mu$  повторяется у Р. Хенхена<sup>5</sup>.

Значительный интерес представляют опыты с канатом на ведущем шкиве с „подрезанным“ профилем, проведенные А. Хельборном и Ф. Хайменсом<sup>6</sup>.

Опыты показали, что коэффициент трения уменьшается с увеличением натяжения каната до известного предела, после которого практически остается постоянным. Было обнаружено, кроме того, что эта закономерность остается в силе не только в случае установившегося скольжения каната в ручье, но и в случае отсутствия скольжения („трение покоя“), когда вообще величина коэффициента значительно выше. Поскольку авторы считают необходимым в расчетах канатоведущих шкивов лебедок лифтов исходить из значений коэффициента трения при скольжении каната, ими были обработаны данные соответствующих опытов; для „истинного“ коэффициента трения получены значения  $\mu_0 = 0,08 - 0,083$ .



Фиг. 2

В нашем случае, очевидно, более логичным будет исходить из данных опытов для случая отсутствия установившегося скольжения; обработкой этих данных (вычисления не приводим) мы получили  $\mu_0 \cong 0,12$ .

Влияние формы канавки на барабане или ручья блока на величину „результатирующего“ коэффициента трения можно получить, если задаться каким-либо приближенным законом распределения давления между канатом и дном канавки. Если принять, как то часто делают, зависимость (фиг. 2)

$$p_\varphi = p_{\max} \cos \varphi, \quad (1)$$

то получим после вычислений

$$\mu = \frac{4 \sin \alpha_0}{2 \alpha_0 + \sin 2\alpha_0} \mu_0 = \xi \mu_0.$$

При	$\alpha_0 = 0$	$30^\circ$	$60^\circ$	$90^\circ$
	$\xi = 1$	1,05	1,17	1,27

Для канавок обычного (мелкого) профиля можно принять  $2\alpha_0 \cong 120^\circ$ , при этом  $\mu = 1,17 \cdot 0,12 \cong 0,14$ .

Зависимость (1), достаточно условная в применении к канатоведущим шкивам, где она обосновывается условиями износа ручья шкива, еще более условна в нашем случае. Однако принятие других, более или менее убедительных, зависимостей  $p = f(\varphi)$  очень мало отражается на величине  $\mu$ , почему мы останавливаемся на полученных выше значениях  $\mu_0$  и  $\mu$ .

Для коэффициента трения между канатом и стальной планкой, имеющей специальную канавку для каната, можно принять  $\mu = 0,14 - 0,16$ .

Таким образом, поступая, очевидно, достаточно осторожно, мы можем принять следующие значения результирующих коэффициентов трения:

<sup>4</sup> Р. Крель. Проектирование кранов. 1936, стр. 41.

<sup>5</sup> Р. Хенхен. Лебедки и краны. 1938, стр. 69.

<sup>6</sup> Ф. Хайменс и А. Хельборн. Подъемники с канатоведущими шкивами. 1937, стр. 69—70.



для каната на гладкой поверхности барабана  $\mu_0 = 12$ ,  
 " " в канавке барабана или под планкой  $\mu = 0,14$ ,  
 " " между планкой и барабаном  $\mu_1 = 0,28$ .

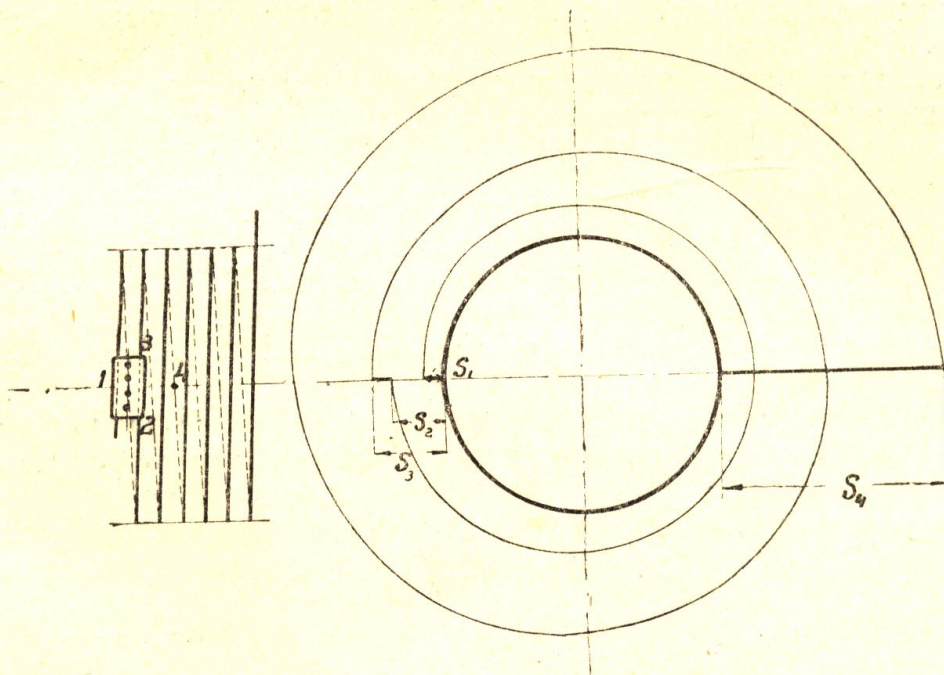
3. Связь между силой затяжки  $N$  винтов, прижимающих планку к канату, и усилием, воспринимаемым закреплением, может быть получена следующим образом (фиг. 3).

Сила трения, задерживающая конец каната между планкой и барабаном,

$$S_1 = \mu_1 \frac{N}{2}.$$

Благодаря трению между канатом и барабаном, у места вторичного прохода под планкой к канату можно приложить большее вырывающее усилие

$$S_2 = S_1 e^{2\pi\mu} = \mu_1 e^{2\pi\mu} \frac{N}{2},$$



Фиг. 3

после же выхода из-под планки

$$S_3 = S_2 + \mu_1 \frac{N}{2} = \mu_1 (1 + e^{2\pi\mu}) \frac{N}{2}.$$

Наличие  $i$  разгружающих витков позволяет довести вырывающее усилие до величины

$$S_4 = S_3 \cdot e^{2\pi i \mu} = \mu_1 (1 + e^{2\pi\mu}) e^{2\pi i \mu} \cdot \frac{N}{2},$$

откуда

$$N = \alpha S_4, \quad (2)$$

где

$$\alpha = \frac{2}{\mu_1 (1 + e^{2\pi\mu}) e^{2\pi i \mu}}; \quad (3)$$

значения  $\alpha$  при принятых выше величинах  $\mu$  и  $\mu_1$  даны в табл. 1.

Как видно из этих данных, влияние разгружающих витков весьма велико и при проектировании следует принимать  $i \geq 2$ , как то узаконено в США, Англии и др. странах<sup>7</sup>, а также на многих наших заводах, лишь в особых случаях опускаясь до  $i \geq 1,5$ , как то при-

<sup>7</sup> Технические условия на краны Ассоциации инженеров-электриков металлургической промышленности США (§ 24). Такое же правило имеет силу в Англии.



$i$	0	1	1,5	2	3	Примечание
$\alpha$	2,10	0,87	0,56	0,36	0,15	$\mu = 0,14$
$\alpha$	2,40	0,99	0,64	0,41	0,17	$\mu_0 = 0,12$

нято правилами Главной государственной инспекции у нас <sup>8</sup> и нормами 1923 г. в Германии <sup>9</sup>.

По величине  $N$  (2) определяем силу трения, действующую на прижимную планку:

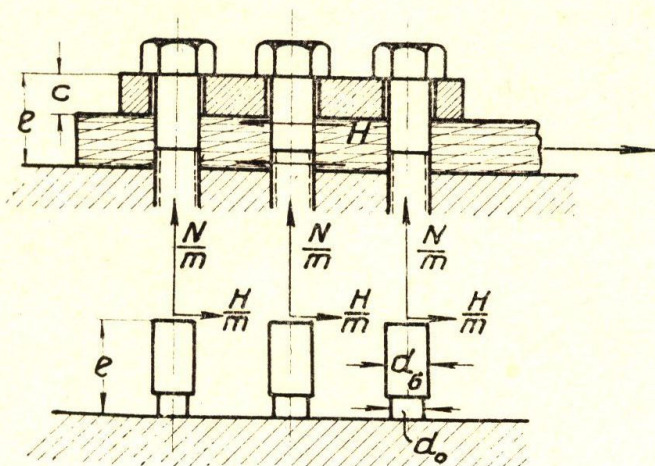
$$H = \mu N = \mu \alpha \cdot S_4.$$

4. Под воздействием сил  $N$  и  $H$  винты работают на растяжение и изгиб.

Вследствие того, что сила трения  $H$  от каната к планке передается на нижней поверхности планки, а реактивная сила в виде силы трения под головкой винта — на верхней, возникает некоторый момент  $Hc$  (фиг. 4), вызывающий перераспределение в нагрузках винтов. Пренебрегая влиянием этого момента по малости отношения  $\frac{c}{l}$ , примем, что все винты работают одинаково.

При числе винтов  $m$  напряжения в них от затяжки

$$\sigma_z = \frac{N}{mF};$$



Фиг. 4

напряжения касательные, вызванные моментом трения в резьбе винта для  $d = 16 - 36$  мм, могут быть оценены приблизительно

$$\tau \cong 0,4\sigma_z;$$

напряжения изгиба

$$\sigma_b = \frac{M}{mW} = \frac{He}{mW},$$

где  $e$  — плечо силы  $H$ , зависящее от толщины планки и степени обжатия каната под планкой. В среднем можно принять  $e \cong 1,4d_6$ , где  $d_6$  — наружный диаметр винта.

Приведенное напряжение в винте

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_z + \sigma_b)^2 + 4\tau^2}.$$

Подставляя  $d_0 \cong 0,84d_6$ ,  $e = 1,4d_6$  и  $\mu = 0,14$ , получим

$$\sigma \cong 3\sigma_z = 3 \frac{N}{mF} \cong 5,5 \frac{\alpha S_4}{md_0^2}, \quad (4)$$

<sup>8</sup> Правила устройства, освидетельствования и эксплуатации кранов, подъемных механизмов и вспомогательных при них приспособлений (§ 25). Трансжелдориздат, 1940 г. Специальными правилами для кабельных кранов (§ 167) предусматривается  $i \geq 3$ .

<sup>9</sup> Г. Бетман. Нормы для краностроения, правила техники безопасности для мостовых кранов (§ 58). Г. Т. И. 1931 г.



причем превалирующее влияние на величину  $\sigma$  оказывают напряжения изгиба.

Назначая определенный запас надежности крепления, необходимо решить вопрос о том принципиальном содержании, которое мы вкладываем в понятие „запас надежности“.

Обеспечивая канат от вырывания из закрепления, мы должны дать затяжку винтов с известным „запасом на вырывание“. Переходя же к расчету винтов на сложную деформацию, мы можем оперировать с номинальным натяжением каната, но напряжения в винтах назначить с известным запасом по отношению к пределу текучести или к временному сопротивлению; здесь, следовательно, вводится другое понятие — „запас прочности винтов“.

Можно подойти к решению вопроса и иначе, назначая „запас надежности“ для закрепления в целом; при этом, ведя расчет на  $n$ -кратную нагрузку, мы полагаем, что при этой нагрузке будут полностью исчерпаны как сцепление между канатом и планкой и барабаном, так и механическая прочность винтов и планки.

Оба метода расчета, несмотря на их принципиальное (и практическое) различие, находят себе применение в инженерной практике. Второй метод расчета дает оценку предельной, разрушающей нагрузки, не освещая вопроса о напряжениях в закреплении при действующей нагрузке. Первый же метод расчета оперирует с действующей нагрузкой и не дает оценки нагрузки предельной. Серьезным недостатком первого метода, вносящим в него большую неопределенность, является то, что давая затяжку винтов с запасом, мы не знаем ничего об игре сил трения при нагрузке номинальной и вынуждены делать те или иные предположения. Второй метод свободен от этого недостатка, так как расчет ведется по предельному значению сил трения, величине вполне определенной. Последнее обстоятельство заставляет нас отдать предпочтение второму методу — расчету по предельной нагрузке.

Назначая запас надежности крепления  $n$ , мы имеем в формуле (4)

$$S_4 = nT, \quad (5)$$

где  $T$  — натяжение сходящего с барабана каната.

Нормируя величину запаса  $n$ , следует считаться с рядом факторов, имеющих большое значение и, к сожалению, трудно поддающихся учету; к числу их надо отнести неопределенность величины затяжки винтов при запасовке канатов, неравномерность затяжки всех винтов, постепенное обжатие каната под планкой, вызывающее падение силы затяжки и необходимость повторной подтяжки, возможное уменьшение коэффициента трения и т. д. Полагая, что уточнение вопроса о величине запаса может быть произведено лишь на основе эксплуатационного опыта и специальных экспериментов, мы считаем возможным принять ориентировочно  $n = 2-3$ .

Для того чтобы закрепление явилось нормальным (стандартом) для определенного размера каната, необходимо в (5) исходить из наибольшего, допустимого по нашим нормам, натяжения каната

$T = F_k \cdot \sigma_k \cong 0,37d_k^2 \frac{\sigma_B^k}{n_z}$ , где  $\sigma_B^k$  — временное сопротивление, определяемое разрывом каната, и  $n_z$  — запас прочности в канате на разрыв, назначаемый в пределах  $n_z = 4-6$  в зависимости от условий работы каната<sup>10</sup>. Будет вполне логичным, если величину запаса надежности

<sup>10</sup> Б. Ковальский. Диаметры барабанов и блоков. „Внутризаводский транспорт и стальные конструкции“. 1935, № 6.

Технические условия проектирования мостовых электрических кранов. НКМЗ им. Сталина. 1938 г.



закрепления каната также дифференцировать, поставив в зависимость от условий работы и ответственности операций грузоподъемной машины; при этом, естественно, отпадет необходимость определять  $S_4$  в формуле (5) при  $\max n$  и  $\min n_z$ . При намеченных выше ориентировочных значениях  $n$  и  $n_z$  можно принять  $n = \frac{1}{2} n_z$ . Расхождения в величинах  $n$  и  $n_z$  вполне естественны, так как в части расчета каната на назначение величины  $n_z$  следует смотреть не с точки зрения прочности каната, а с точки зрения удовлетворительной стойкости его на износ.

На основе сделанных замечаний, формулу (4) преобразуем к виду

$$\sigma \cong \frac{\alpha}{m} \left( \frac{d_k}{d_6} \right)^2 \sigma_B^k \leq R_{пр}. \quad (4')$$

В нашей практике крановые канаты изготавливаются из проволоки с временным сопротивлением не свыше  $\sigma_B = 170 \text{ кг/мм}^2$ , что дает  $\sigma_B^k \cong 0,85 \cdot 17000 \cong 14500 \text{ кг/см}^2$ .

Несколько сложнее решить вопрос о величине  $R_{пр}$ , под каковой следует подразумевать, согласно принятым концепциям, предельное напряжение, при котором прочность винтов может считаться полностью исчерпанной.

Учитывая, что напряжения кручения в винте весьма малы, мы могли бы определить величину  $R_{пр}$  по формуле<sup>11</sup>

$$R_{пр} = \frac{\beta}{k} \sigma_s,$$

где

$k$  — коэффициент концентрации напряжений в резьбе,

$\beta$  — коэффициент упрочнения материала.

Мы не располагаем исчерпывающими данными о значениях  $\beta$  и  $k$  для винтов из Ст. 3 с метрической резьбой; на основании некоторых литературных данных можно полагать  $R_{пр} = 25 - 28 \text{ кг/мм}^2$ . Однако это значение  $R_{пр}$  не может быть нами использовано, так как, на основании (4), этому отвечали бы весьма высокие напряжения предварительной затяжки, порядка  $900 \text{ кг/см}^2$ , что создавало бы затруднения в осуществлении затяжки и делало бы ее менее надежной, не говоря уже о возможности повреждения поверхности резьбы винтов при многократной смене каната.

Ограничивая напряжения в винтах при предварительной затяжке величиной  $\sigma_z = 600 - 650 \text{ кг/см}^2$ , мы можем принять  $R_{пр} \cong 1900 \text{ кг/см}^2$  (чем создаем дополнительный запас в винтах). В этом случае имеем из (4')

$$m \cong 7,5\alpha \left( \frac{d_k}{d_6} \right)^2 \quad (6)$$

или

$$d_6 = \sqrt{7,5 \frac{\alpha}{m}} d_k. \quad (6')$$

Например, при  $d_6 = 0,9 d_k$  и  $\alpha = 0,41$  (два разгружающих витка) имеем  $m = 4$ , что отвечает размерам планки по фиг. 1а; при 3 разгружающих витках ( $\alpha = 0,17$ ) получим  $m = 2$  (фиг. 1б).

5. В стандарте<sup>12</sup> ст. 8 — 22, разработанном ВНИИПТО, крепление планок осуществляется двумя винтами ( $m = 2$ ) на гладком участке барабана.

<sup>11</sup> С. В. Серенсен. Прочность металла и расчет деталей машин. 1937, стр. 60.

<sup>12</sup> См. сноску<sup>1</sup>.



На основе наших расчетных положений, следовало бы в данном случае принять по (6')

$$d_6 \cong 1,25 d_k \text{ при } i = 2,$$

$$d_6 = 1,56 d_k \text{ при } i = 1,5.$$

По данным же стандарта имеем:

$$\begin{array}{ccc} d_k = 15 - 18 & 19,5 - 26 & 28 - 30 \\ d_6 = 18; & 22 & 27 \\ \frac{d_6}{d_k} = 1,20 - 1,00 & 1,13 - 0,85 & 0,97 - 0,90. \end{array}$$

Как видим, крепление по ст. 8 — 22 для канатов  $d_k = 15 - 30$  мм явно непригодно даже при  $i = 2$ , не говоря уже о случае  $i = 1,5$ , узаконенном § 25 правил главной инспекции Котлонадзора.

Увеличение диаметра болтов до размеров, получаемых при  $m = 2$  по (6') нерационально, так как во многих случаях толщина стенки барабана не обеспечит размещения необходимого числа ниток резьбы, особенно при  $i = 1,5$ .

Выходом из положения является или увеличение числа винтов в планке или же, оставляя по 2 винта на планку, увеличение числа креплений. Между прочим, в стандарте ст. 8 — 22 предусмотрена постановка двух планок при  $d_k > 31$  мм, однако при  $i = 1,5$  это решение также недостаточно. Крепление 2 планками занимает лишние  $\frac{1}{4}$  витка; очевидно, было бы целесообразно принять  $i_{\min} = 2$  и ввести как стандарт планку с четырьмя винтами.