Записки Ленинградского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени горного института, том XXXII, вып. 1, 1954 г.

О РАСЧЕТЕ ПОДЪЕМНЫХ ШАХТНЫХ КАНАТОВ

Проф. Н. П. Неронов

Применяемый в настоящее время расчет подъемных шахтных канатов на прочность носит явно условный характер. В основание этого расчета положен так называемый статический коэффициент безопасности, представляющий отношение разрывающей нагрузки к нагрузке статической (вес каната и концевого груза).

Само собой разумеется, что при таком способе расчета динамическая нагрузка совершенно не учитывается и действительное значение коэффициента безопасности (динамического) остается неизвестным. Естественно было ожидать, что указанное положение привело из понятных соображений осторожности к несколько преувеличенным значениям коэффициента безопасности, особенно для глубоких шахт, где вес каната играет существенную роль. В силу этого обстоятельства в американской практике значение упомянутого коэффициента устанавливается дифференцированно, в зависимости от глубины шахты и тем меньше, чем больше упомянутая глубина. Повидимому, условия работы каната в глубоких шахтах считаются более благоприятными в смысле величины напряжений. Следует все-таки указать, что последнее утверждение, хотя и носит на первый взгляд более или менее вероятный характер, до сих пор еще не является вполне обоснованным и, кроме того, имеет исходным пунктом оценку напряжений при нормальном режиме подъема. Однако, если вести расчет каната, предусматривая возможность не только обычных эксплуатационных, но и экстренных напряжений (например при предохранительном торможении, возможном и в глубоких шахтах в последние моменты подъема), то предполагаемое преимущество длинных канатов, очевидно, отпадает. Вопрос о том, какие напряжения — обычные эксплуатационные или экстренные — должны учитываться при расчете каната, пока еще остается открытым. Одни исследователи исходят из эксплуатационных напряжений, другие — из экстренных. По нашему мнению, расчет нужно вести на эксплуатационные напряжения с последующей поверкой на экстренные, но при пониженном значении коэффициента безопасности в последнем случае.

Изложенное выше приводит к заключению, что принятый способ расчета канатов, вследствие своей условности, не может быть признан вполне рациональным и поэтому носит временный характер, хотя длительная практика частично оправдывает его применение. Отсюда понятны попытки оценить действительные напряжения в канате при различных режимах его работы, сопровождающихся, вообще говоря, навиванием или сматыванием каната с барабана. Вследствие сложности задачи агрегат проволок и прядей, образующих канат, в этих попытках был условно заменен гибкой, растяжимой, упругой нитью. В такой идеа-

лизированной постановке вопрос сделался предметом изучения представителей украинской школы и прежде всего А. Н. Динника [4, 5] и А. Ш. Локшина [6], а также других исследователей. Сложность вопроса, нуждающегося в дальнейшей теоретической разработке, еще не позволила в настоящий момент прийти к конкретным выводам, отвечающим всем запросам практики.

В последнее время появился ряд работ, предлагающих, вследствие частой смены цикла напряжений подъемного каната в процессе работы, вести расчет каната на усталостную прочность [1, 7]. Так, Г Н. Савин [1], используя в общем теорию и основные результаты предшественников и приближенно заменяя процесс навивания каната на барабан движением верхнего конца каната постоянной длины, оценивает обычные эксплуатационные напряжения в канате для трапецоидальной тахограммы с «подхватом» концевого груза. Учитывая соображения усталостной прочности и экспериментальные данные, полученные в Макеевском научно-исследовательском институте инженером В. А. Цветковым, Г. Н. Савин указывает приближенный способ практического определения динамического коэффициента безопасности в любой период работы каната (в зависимости от степени изношенности) и аналитическую зависимость между коэффициентами безопасности статическим и динамическим. При расчете на усталостную прочность местные напряжения им совершенно игнорируются, очевидно, вследствие трудностей их учета. Однако и оценка эксплуатационных напряжений производится автором весьма приближенно. Достаточно указать, что для периода равномерного вращения барабана динамические напряжения считаются отсутствующими, т. е. канат предполагается только статически растянутым силами веса системы. Между тем это предположение мало вероятно, благодаря наличию предшествующего равномерному периода равноускоренного вращения барабана, а также сильно выраженному в период равномерного вращения уменьшению длины каната, вследствие наматывания его на барабан.

Аналогично этому напряжения в период равнозамедленного вращения будут зависеть от характера всех предшествующих периодов. Вообще же говоря, основная идея автора, подкрепляемая им ссылкой на А. Ш. Локшина, о том, что «...изменением длины каната за время, когда динамические напряжения достигнут максимальной величины, можно пренебречь» [1, стр. 7], находит себе некоторое оправдание кроме периодов экстренного торможения лишь для периодов равноускоренного и равнозамедленного вращения барабана — в силу их относительно небольшой длительности. Однако для наиболее продолжительного периода равномерного вращений исходное положение вряд ли применимо, если только не ограничиваться малым интервалом времени, что, именно, и имел в виду А. Ш. Локшин. Действительно, для моментов более поздних сокращение длины каната вызовет постепенный рост максимальных напряжений, оценка которых делается необходимой, а при методе Г. Н. Савина просто невозможной. Кроме того, надо учесть неизбежность некоторых изменений в методе А. Ш. Локшина, особенно для канатов переменной длины с учетом их массы и веса, а следовательно, быть может, и пересмотра сделанных им заключений [8].

Наконец, в работе Г Н. Савина неоправданным кажется прием суммирования напряжений, относящихся к различным моментам времени, что, конечно, искажает окончательный результат. При этом допускаемая погрешность просто не поддается учету. Мелкие замечания можно было бы сделать относительно не вполне отчетливого цитирования существующей литературы при изложении разделов теоретической

части (§ 3, стр. 15—60), а также по поводу способа получения равенства (176) на стр. 87 Это равенство тождественно совпадает с одним из предыдущих на той же странице, но получается почему-то путем алгебраических комбинаций с привлечением совершенно бесполезного другого равенства.

Не вполне обоснована вычислениями и предлагаемая Г Н. Савиным табл. 23 дифференцированных значений статического коэффициента безопасности в зависимости от глубины шахты [1, стр. 103].

П. П. Нестеров [7], наряду с предложением вести расчет каната на усталостную прочность, пропагандирует новый способ свивки канатов и, в отличие от Г Н. Савина, считает необходимым учитывать производственные напряжения, т. е. напряжения, развивающиеся в материале при свивке проволок в прядь, а прядей в канат.

Итак, для работы П. П. Нестерова характерны три основных момента: предложение нового способа свивки канатов, попытка оценки производственных напряжений в канате и, наконец, расчет каната на усталостную прочность.

Новый способ свивки канатов. П. П. Нестеров констатирует, что стандарты всех стран, производящих канаты, требуют плотного прилегания друг к другу всех проволок пряди, а также прядей между собой. В то же время это требование в действительности полностью не выполняется, как это следует из приводимой им фотографии поперечных сечений различных образцов канатов, обнаруживающих зазоры как между отдельными прядями, так и между проволоками одной и той же пряди.

Стремление удовлетворить полностью указанным требованиям стандартов и побудило автора разработать такую геометрию построения шахтных круглопрядных канатов, где контакт между проволоками и прядями обеспечен. Однако невольно встает вопрос — в какой степени целесообразно стремиться к полному устранению зазоров между проволоками и прядями, последствием чего явится резкое проявление сил трения, а значит, и изнашиваемость материала. Кроме того, не исключена возможность возникновения местных напряжений, вследствие неизбежных недостатков изготовления самой проволоки или пряди. Наконец, ссылки на фотографии с обнаруженными там зазорами предполагают, что разрез каната заметно не изменил взаимного расположения проволок и прядей в сечении.

Оценка производственных напряжений. Канат представляет собой агрегат из проволок и прядей, имеющих форму винтовых линий и находящихся, благодаря взаимному контакту, хотя бы и неполному, в весьма сложном напряженном состоянии.

Приведем основания, позволяющие канат в целом рассматривать как упругую нить, подчиняющуюся закону Гука. Будем считать возможным учитывать только вертикальные перемещения подвешенного к канату груза и элементов самого каната. Тогда, пользуясь методом кинетостатики, можно утверждать, что равнодействующая T внутренних сил для произвольного сечения каната будет также вертикальна. Таким образом, мы пришли к условной схеме, по которой канат трактуется как нить постоянного сечения.

Из экспериментов В. А. Цветкова [3] вытекает, что определенные упругие свойства каната с соответствующим модулем упругости $E_к$ и линейной зависимостью между относительным удлинением ε, $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$, и напряжением σ появляются только в пределах уже полученного канатом удлинения. При этом практика отмечает неизбежность вытягива-

ния (пластическая деформация) новых канатов определенной нагрузкой. Меньшие нагрузки дадут уже упругую деформацию. Однако повышение максимальной нагрузки снова вызывает пластическую деформацию каната. Если канат с самого начала подвергся испытанию на экстренную нагрузку, то при дальнейшей его эксплуатации будет применим закон Гука, что, конечно, чрезвычайно облегчает теоретическое исследование вопроса. Правда, по мере износа каната будет происходить изменение и его модуля упругости.

Таким образом, описанная нами схема оперирует, в сущности говоря, не с действительным напряжением материала проволоки, а с результирующим натяжением T каната в данном его сечении. Переход к нормальным растягивающим напряжениям по формуле

$$\sigma = \frac{T}{F} = E_{к}\varepsilon \quad (F \quad \text{площадь сечения каната}) \qquad (1)$$

не учитывает полностью его действительного напряженного состояния, поскольку последнее неизбежно обусловливается также криволинейной формой проволок и прядей, которая создает внутренние напряжения в канате еще в процессе его производства, даже при отсутствии внешних нагрузок. Оценка этих напряжений имеет большой практический интерес. К сожалению, разрешение возникшего вопроса теоретически сложно из-за взаимного давления находящихся в контакте проволок и прядей, что исключает возможность рассмотрения одной изолированной проволоки или пряди. Мы присоединяемся к мнению А. Н. Динника, изложенному им в дополнениях к книге А. Вышомирского [9]: «В канате же проволоки, его составляющие, не свободны и применять к ним безоговорочно уравнения (15) (написанные для изолированного куска проволоки) нельзя, так как условия, в которых находятся эти проволоки, совсем иные. Задача о распределении напряжений в таком слое, состоящем из отдельных проволок, касающихся друг друга вдоль своей образующей, в теории упругости пока еще не разрешена. Решение этой задачи даст точную теорию каната и надежные расчетные формулы. Пока же приходится довольствоваться приближенной теорией, постоянно проверяя ее на опыте, чтобы определенно знать, в каких пределах мы можем ей доверять и какую ошибку при этом делаем».

В свете изложенного представляет несомненный практический и теоретический интерес попытка П. П. Нестерова оценить истинные напряжения в проволоках шахтного каната, имеющие место в процессе его производства. В численном примере приводятся напряжения в проволоках наружного концентрического ряда спирального каната с наружным диаметром $d = 21{,}12$ *мм* и структуры $1 + 6 + 12 + 18$, составленного из проволок диаметра $\delta = 3$ *мм* с временным сопротивлением разрыву $\sigma_{н} = 128$ *кг/мм*^{2}. Для упомянутого ряда, свитого из n ($n = 18$) проволок, принят угол свивки $\alpha = 17°20'$ и соответствующий ему шаг $h = 182$ *мм*.

Относительное удлинение ε крайних (наружных) волокон проволок при свивке спирального каната вычисляется по формуле

$$\varepsilon = \frac{\delta}{2\rho} \approx 0{,}0147, \qquad (2)$$

где ρ — радиус кривизны осевой линии проволоки,

$$\rho = \frac{d - \delta}{2\sin^2\alpha}. \qquad (3)$$

По указанному значению относительного удлинения при помощи специальной экспериментально полученной диаграммы ε, σ [12], после некоторой ее идеализации, находится соответствующее напряжение

$$\sigma \approx 109 \ кг/мм^2,$$

лишь на 15% отличающееся от временного сопротивления. Более точное использование диаграммы дает $\sigma = 120 \ кг/мм^2$, отличное от временного сопротивления только на 10%. Таким образом, найденное напряжение оказалось исключительно большим. П. П. Нестеров не приводит экспериментов для контроля полученной величины относительного удлинения (1,47%).

Остается подвергнуть анализу законность формулы (2) для ε.

«Придание той или иной кривизны проволокам в процессе свивки, — пишет П. П. Нестеров на стр. 7 — нужно рассматривать как изгиб проволок диаметром d вокруг какого-то диаметра D, что, согласно теории Рело, должно вызвать в них напряжение изгиба $\sigma = E\frac{\delta}{D}$ если проволока при данном соотношении $\frac{\delta}{D}$ подчиняется закону Гука» (E — модуль Юнга).

С такой формулировкой трудно согласиться. Проволокам приписывается напряженное состояние так называемого чистого изгиба, характеризующегося только растяжением или сжатием продольных волокон балки. Нетрудно показать, что это состояние в данном случае невозможно. Действительно, выделим двумя произвольно взятыми сечениями кусок изолированной проволоки произвольной длины. Напряжение в каждом из указанных сечений приводится к паре сил, расположенной в плоскости кривизны винтовой линии (осевая линия проволоки) для соответствующего сечения. Таким образом, выделенный кусок проволоки должен находиться в равновесии под действием двух пар, расположенных, вообще говоря, не в параллельных плоскостях, что не согласуется со статикой и может иметь место только при наличии внешних сил, т. е. не учитываемых давлений со стороны прилегающих проволок. Между тем последние, как это указывается А. Н. Динником, в корне меняют характер напряженного состояния, и, следовательно, применение теории чистого изгиба с заимствованными из нее формулами делается невозможным.

В итоге, переход от макроструктуры каната (схема упругой нити) к микроструктуре (агрегат проволок и прядей) в значительной степени обесценен. Даже без учета взаимного давления проволок друг на друга, что само по себе вызывает возражения, неубедительным представляется и взгляд П. П. Нестерова на напряженное состояние изолированной проволоки, основанный на применении теории чистого изгиба балок в их главной плоскости. Между тем определение напряжений в куске прямолинейной проволоки, деформированной в винтовую линию, является пространственной задачей теории упругости, решенной только в случае сил, приложенных к концам тонкого стержня [10].

Попытаемся приближенно подойти к оценке напряженного состояния проволок и с этой целью сделаем два предположения. Первое заключается в приписывании силам трения между проволоками роли второстепенного фактора, вследствие чего эти силы не учитываются, а принимаются во внимание только силы нормального давления. Второе предположение рассматривает систему сил нормального давления, действующих на выделенную проволоку со стороны соседних, как систему сил, взаимно уравновешивающихся для каждого взятого сечения.

Очевидно, второе предположение не приложимо к проволокам наружного ряда в силу одностороннего действия на них сил нормального давления и может быть реализовано с той или другой степенью точности только по отношению к проволокам тех внутренних рядов, где градиент нормального давления относительно невелик. После этого выделенный кусок проволоки будет находиться в равновесии только под действием сил, приложенных к его концам, т. е. в условиях применимости теории Кирхгофа для деформации тонких стержней [10].

Прежде чем применять уравнения этой теории, необходимо вкратце разобрать схему образования пряди для определенности, например, в прядевьющей машине корзиночного типа. Сматывающиеся с катушек

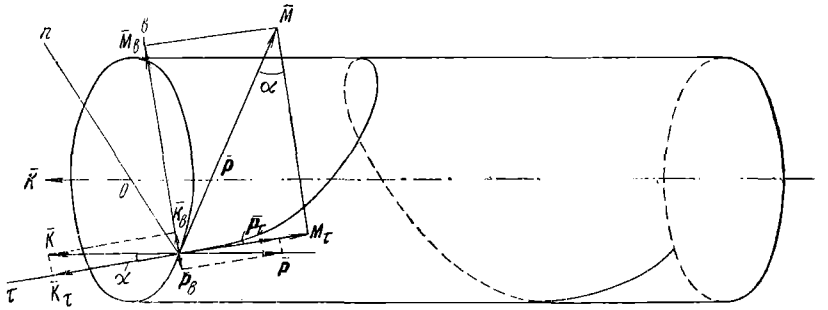


Рис.

проволоки проходят затем через так называемую розетку и сводятся прижимными планками в конический пучок, осью которого служит сердечник пряди. Сердечник имеет только прямолинейное поступательное движение, в то время, как пучок проволок кроме того же прямолинейного имеет еще круговое поступательное движение. Последнее осуществляется путем сообщения рамам катушек и самим катушкам двух вращений вокруг параллельных осей (параллельных оси сердечника) в прямо противоположных направлениях с численно равными угловыми скоростями (пара вращений). В результате сложения указанных движений и получается надлежащая форма проволок в пряди, принимающих вид винтовой линии. Отсюда можно сделать важное заключение о том, что в машинах описанного типа катушки сохраняют неизменное положение относительно горизонта и поэтому кручение проволок при изготовлении пряди исключено.

Применение теории Кирхгофа к рассматриваемой задаче дает следующий результат. Тонкий стержень, находящийся под действием сил, приложенных к его концам, займет равновесное положение с осью, расположенной по винтовой линии, при соблюдении следующих условий. Ось цилиндра, на котором лежит винтовая линия, является центральной осью системы сил, приложенных к каждому из концов стержня. Элементы динамы — $\bar{P}$ — главный вектор и $\bar{K}$ — главный момент показаны на рис. 1 и выражаются следующими формулами [10]:

$$\left.\begin{aligned} P &= \frac{A \sin\alpha}{r}\left(\frac{\sin\alpha\cos\alpha}{r} - \gamma r\right), \\ K &= A\left(\frac{\sin^2\alpha}{r} + \gamma r\cos\alpha\right), \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

где r — радиус цилиндра,

$$r = \frac{1}{2}(d - \delta);$$

A — **главная жесткость при изгибе,**

$$A = EJ = \frac{\pi\delta^4}{64} E;$$

γ — угол закручивания проволоки за единицу длины.

Как установлено выше, $\gamma = 0$ и формулы (4) упрощаются:

$$P = \frac{A \sin^2 \alpha \cos \alpha}{r^2}, \quad K = \frac{A \sin^3 \alpha}{r} \tag{5}$$

Приведем силы к центру тяжести C сечения проволоки. Новый главный вектор $\overline{P'}$ и главный момент $\overline{K'}$ найдутся из равенств

$$\overline{P'} = \overline{P}, \quad \overline{K'} = \overline{K} + \overline{M}, \tag{6}$$

где

$$\overline{M} = \overline{\text{Мом}}_C(\overline{P}), \tag{7}$$

Разложим векторы $\overline{K}$ и $\overline{M}$ по направлениям касательной τ и бинормали b к винтовой линии. Имеем (см. рисунок)

$$\overline{K} = \overline{K}_\tau + \overline{K}_b, \quad \overline{M} = \overline{M}_\tau + \overline{M}_b. \tag{8}$$

Вычисления дают

$$\left.\begin{aligned} K_\tau &= K \cos \alpha = \frac{A \sin^3 \alpha \cos \alpha}{r}, & M_\tau &= M \sin \alpha = \frac{A \sin^3 \alpha \cos \alpha}{r}, \\ K_b &= K \sin \alpha = \frac{A \sin^4 \alpha}{r}, & M_b &= M \cos \alpha = \frac{A \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{r}. \\ M &= Pr = \frac{A \sin^2 \alpha \cos \alpha}{r}, \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

После этого вектор $\overline{K'}$ также может быть разложен по направлениям τ и b и получим

$$K'_\tau = 0, \quad K'_b = K_b + M_b = \frac{A \sin^2 \alpha}{r} \tag{10}$$

Итак, в сечении проволоки действует сила $\overline{P'}$ и пара с моментом $\overline{K'_b}$, производящая изгиб проволоки в плоскости кривизны τCn ее осевой линии, где n — направление главной нормали. Крутящий момент $\overline{K'_\tau}$, в согласии с исходной установкой, оказался равным нулю. Сила $\overline{P'}$ после разложения даст осевую, нормальную к сечению проволоки силу $\overline{P'_\tau}$ и срезывающую силу $\overline{P'_b}$, причем

$$\left.\begin{aligned} P_b &= P' \sin \alpha = \frac{A \sin^3 \alpha \cos \alpha}{r^2}, \\ P'_\tau &= P' \cos \alpha = \frac{A \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha}{r^2}. \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

Таково напряженное состояние проволоки, одним из факторов которого является изгиб парой с моментом K'_b. Применяя основное уравнение теории изгиба

$$\frac{E}{\rho} = \frac{K'_b}{J} \tag{12}$$

и подставляя значения $K'_в$ и $\rho\left(\rho \quad \frac{r}{\sin^2\alpha}\right)$, убеждаемся, что оно удовлетворяется тождественно на основании равенства (10) и соотношения $A = EI$.

Произведенные вычисления дают возможность взвесить обоснованность основной концепции П. П. Нестерова о характеристике напряженного состояния, в котором находятся при свивке каната проволоки пряди. Этот взгляд частично может характеризовать напряженное состояние только внутренних проволок, если пренебречь силами трения и взаимным давлением проволок друг на друга, а также если, само собою разумеется, считать явление деформации протекающим в рамках применимости закона Гука. Наличие таких оговорок не делает очевидным исходное положение П. П. Нестерова.

Представляет некоторый интерес вычисление относительного удлинения в уже использованном нами численном примере П. П. Нестерова. Для большей обоснованности применения формулы (2) возьмем смежный с наружным внутренний ряд проволок. Для этого ряда $n = 12$ (число проволок в ряде), $d_{ср} = d - \delta = 18$ *мм* (средний диаметр ряда). Формула П. П. Нестерова

$$d_{ср} = \delta \sqrt{1 + \left(\frac{\operatorname{ctg}\frac{\pi}{n}}{\cos\alpha}\right)^2} \tag{13}$$

позволяет найти угол свивки для рассматриваемого ряда

$$\cos\alpha = \frac{\operatorname{ctg} 15^\circ}{3{,}8730}, \quad \alpha = 15^\circ 30' \tag{14}$$

Затем вычисляем искомое относительное удлинение

$$\varepsilon = \frac{\delta \sin^2\alpha}{d_{ср}} = 0{,}0178. \tag{15}$$

Обращаясь к диаграмме σ, находим соответствующее напряжение

$$\sigma_в = 125 \ кг/мм^2, \tag{16}$$

практически равное временному сопротивлению материала проволоки ($\sigma_в = 128$ *кг/мм*^{2}).

Следует заметить, что П. П. Нестеров предпочитает пользоваться идеализированной диаграммой ε, σ, полученной в результате удлиненного вдвое после максимальной нагрузки графика, затем учета уменьшения площади поперечного сечения образца и, наконец, замены криволинейного графика ломаной, состоящей из двух прямолинейных участков. В результате такой идеализалиции он получает заведомо преуменьшенные значения σ. Так, в разобранном примере σ было бы равно 115 *кг/мм*^{2}. Отметим также, что повторение вычислений для остальных рядов проволоки дает весьма малое значение напряжения.

В итоге возникает довольно естественное предположение о некоторой переоценке производственных напряжений в канате. Само собой разумеется, что за пределом пропорциональности закон Гука (1) теряет силу, поэтому примененный автором аппарат формул сопротивления материалов не может дать величины максимальных производственных напряжений.

Наконец, явление релаксации заставляет поднять вопрос о стойкости производственных напряжений в канате, несмотря на их, по всей вероятности, значительную величину.

Расчет каната на усталостную прочность. Как известно, расчет на усталостную прочность требует предварительного определения характера изменения цикла напряжений, в нашем случае — асимметричного. При этом речь идет не о расчетных напряжениях, а о так называемых местных, которые и вызывают появление в материале трещин усталости. Очевидная трудность вопроса (определение так называемого коэффициента концентрации напряжений) заставляет П. П. Нестерова ограничиться расчетными напряжениями, максимальное значение которых он разыскивает при помощи формулы для полного напряжения

$$\sigma_{полн} = \sigma_{св} + \sigma_{доп},$$

где $\sigma_{св}$ — производственные напряжения, полученные канатом в процессе свивки;

$\sigma_{доп}$ — дополнительные напряжения, возникающие в процессе эксплуатации каната.

В свою очередь

$$\sigma_{доп} = \sigma_z + \sigma_{раст} + \sigma_{изг},$$

где σ_z — растягивающее напряжение при движении концевой нагрузки и самого каната, т. е. максимальное значение эксплуатационных напряжений;

$\sigma_{раст}$ — нормальное напряжение, источником которого является изменение кривизны проволок при растяжении каната;

$\sigma_{изг}$ — напряжение изгиба при огибании канатом шкива или барабана.

Метод оценки напряжения $\sigma_{св}$ был нами рассмотрен в предыдущем разделе. Остается рассмотреть отдельные слагаемые суммы, которой выражается напряжение $\sigma_{доп}$. Присоединяемся к заключению автора о сравнительно малой величине $\sigma_{изг}$ и отсутствии аналогии между изгибом каната и прямолинейной проволоки на барабане или шкиве благодаря криволинейной форме проволок и прядей. Отсюда следует, как указывает П. П. Нестеров, более или менее вероятная возможность уменьшения общепринятых норм отношения $\frac{D}{d}$ или $\frac{D}{\delta}$, где D — диаметр барабана или шкива.

Метод, к которому прибегает автор при оценке слагаемого $\sigma_{раст}$, заключается в совершенно произвольном задании относительного изменения шага винтовой линии $\frac{dh}{h} = 0{,}01$. Затем путем несложных вычислений констатируется малая величина $\sigma_{раст}$.

Слагаемое же σ_z автор считает возможным определить без какого-либо анализа, при помощи временного сопротивления $\sigma_в$ материала проволок и статического коэффициента безопасности n:

$$\sigma_z = \frac{\sigma_в}{n}.$$

Оправданием такого приема, повидимому, является субъективная уверенность автора в том, что производственные напряжения $\sigma_{св}$ настолько велики, что нет нужды оценивать более или менее обоснованно величину σ_z. Однако благодаря этому обстоятельству весь вопрос о рациональности нового метода расчета канатов остается открытым. Заметим попутно, что цель многих исследований [4, 5, 6, 8], именно, и состояла в оценке значения σ_z при различных режимах подъема и спуска, хотя, как указывалось, в отношении практического приложения эти исследования нуждаются в дальнейшем развитии. Нет серьезных оснований

относить эксплуатационные напряжения $\sigma_э$ к малозначащим факторам, как это делает П. П. Нестеров, впредь до подтверждения этого предположения теоретическим или экспериментальным путем. Поэтому полное напряжение $\sigma_{полн}$ не кажется найденным убедительным образом.

В результате расчета каната на усталостную прочность П. П. Нестеров находит число подъемов и спусков, которое канат может совершить без разрушения крайних волокон. Затем делается попытка оценить возможность дальнейшей эксплуатации каната. К сожалению, она основана на более или менее произвольно задаваемых данных (оценка уменьшения производственных напряжений в 50% и износа металла в 20%).

Впрочем, и сам автор отказывается в данном случае гарантировать правильность своих последних заключений.

В заключение отметим, что некоторыми исследователями (Д. Г. Житковым, А. И. Колчиным и др.) были предложены эмпирические формулы, определяющие продолжительность работы каната [11].

Подводя итог приведенному обзору работ о расчете шахтных подъемных канатов, приходим к следующему заключению. Расчет на усталостную прочность принципиально представляется вполне рациональным. Однако он затрудняется, с одной стороны, отсутствием достаточно полного представления о действительной величине не только местных, но и эксплуатационных напряжений, а с другой — сложностью картины производственных напряжений при свивке канатов и вопросом об их стойкости (явление релаксации) Поэтому фактическое положение дела ставит на сегодняшний день две задачи. Первая из них заключается в теоретическом и экспериментальном определении производственных, а вторая — эксплуатационных напряжений. Только после их решения и оценки местных напряжений можно поставить вопрос о рациональном расчете канатов на обыкновенную или усталостную прочность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Савин Г Н. Динамическая теория расчета шахтных подъемных канатов. УАН, 1949.
2. Ильичев А. С. Обзор существующих теорий по расчетам рудничных канатов и результатов практических исследований напряжений. Труды совещания по шахтным подъемным канатам. АН СССР, 1944, стр. 35—37.
3. Цветков В. А. Теория динамических напряжений и пластических деформаций стальных канатов и ее применение в инженерной практике. МакНИИ, 1948.
4. Динник А. Н. О динамических напряжениях в канате подъемника Кепе при посадке клети на кулаки. «Южный инженер», 1917, № 2—3.
5. Динник А. Н. О напряжениях в подъемном канате при заклинивании клети. «Южный инженер», 1917, № 4.
6. Локшин А. Ш. О динамических напряжениях в подъемных канатах. «Горный журнал» (приложение), 1929, № 12.
7 Нестеров П. П. Методология расчета шахтных подъемных канатов на усталостную прочность. Записки Института горной механики. УАН им. М. М. Федорова, 1949, № 7.
8. Неронов Н. П. О некоторых вопросах, связанных с определением напряжений в подъемных канатах. «Прикладная математика и механика», 1940, т. IV, вып. 2.
9. Вышомирский А. Металлические подъемные канаты. Изд. Донугля, 1929, стр. 110.
10. Николаи Е. Л. К задаче об упругой линии двоякой кривизны. Петроград, 1916.
11. Боголюбский В. И., Голубев И. М., Амитин И. И. Проволочные канаты. Справочник. ГОНТИ, 1950, стр. 646—662.

Поступило 15.III. 1954 г.