

Практика не всегда оправдывает высокие пределы прочности. На главном клетьевом подъеме рудника Темир-Тау (Кузнецкий металлургический комбинат) в течение многих лет работают канаты с $\sigma_{нч} = 180-190 \text{ кг/мм}^2$, однако срок их службы составляет всего 130—150 дней. Обследуя подъемную установку, мы выяснили, что снижение выносливости канатов здесь вызывается преждевременным усталостным разрушением проволок от абразивного повреждения пылью руды и породы. В таких условиях канаты из проволок с меньшими значениями $\sigma_{нч}$ будут работать значительно лучше.

Изучая вопрос о выборе предела прочности, нами рассмотрена его связь с другими факторами, определяющими технико-экономическую рациональность подъемной установки. К таким факторам относятся: размеры каната и подъемной машины, условия эксплуатации и конструкция каната.

В результате изучения разработан метод проектирования подъемной машины, каната, а также выбора целесообразной величины $\sigma_{нч}$.

Метод проектирования, применяемый в настоящее время, основывается на зависимостях:

$$d = f(\sigma_{нч}, \gamma_0), \quad (1)$$

$$D_б, B = f(d), \quad (2)$$

где d — диаметр каната,

γ_0 — условный объемный вес каната,

$D_б, B$ — диаметр и ширина барабана подъемной машины.

Величина γ_0 для стандартных подъемных канатов составляет 8900—10000 кг/м^3 и при расчете каната на прочность принимается с любым значением, лежащим в указанных пределах.

Размеры барабанов подъемной машины, получаемые согласно приведенным зависимостям, имеют наиболее существенное значение для подъемной установки, так как они всецело определяют ее экономику. Но, как видно, эти размеры определяются через величины $\sigma_{нч}, \gamma_0$, которые менее важны, к тому же выбраны с известной произвольностью. Следовательно, требования экономической целесообразности здесь не получают должного отражения.

Считаем полезным изменить принцип проектирования, связав интересующие нас величины зависимостью вида

$$\sigma_{нч} = f(D_б, B). \quad (3)$$

Выбрав обоснованные размеры органов навивки, можно найти необходимое рациональное значение предела прочности.

При проектировании подъемной машины следует исходить из максимального использования ее грузоподъемности и навивочной поверхности. Это обстоятельство в современной практике и литературе совершенно не акцентируется и недостаточно учитывается.

Предлагается следующая методика проектирования.

1. Выбирается подъемная машина по ее грузоподъемности, согласно неравенству

$$F_{\text{макс}} > Q_0, \quad (4)$$

где $F_{\text{макс}}$ — максимальное статическое натяжение каната в кг, допускаемое конструкцией машины,

Q_0 — концевая нагрузка каната в кг.

2. Определяется величина навивочной поверхности барабана

$$\frac{\pi D_б B \cdot 10^3}{d + \varepsilon} = H_д + l_з + l_{вм}, \quad (5)$$

где $\pi = 3,14$,

ε — зазор между двумя смежными витками каната на барабане в мм,

H_0 — допускаемая к навивке максимальная длина рабочей части каната в м,

l_3 — длина запасной части каната в м,

$l_{\text{вт}}$ — длина витков трения в м.

В расчетах обычно принимается: $\varepsilon = 2 - 3$ мм, $l_3 = 30 - 35$ м,

$l_{\text{вт}} = \pi D_0 n_{\text{вт}}$, где $n_{\text{вт}} = 3$ — число обязательных витков трения. Из уравнения (5) определяется диаметр каната

$$d = \frac{\pi D_0 B \cdot 10^3}{H_0 + l_3 + l_{\text{вт}}} - \varepsilon. \quad (6)$$

Разделив обе части уравнения (6) на $D_0 \cdot 10^3$, получаем

$$\frac{d}{D_0 \cdot 10^3} = \frac{\pi B}{H_0 + l_3 + l_{\text{вт}}} - \frac{\varepsilon}{D_0 \cdot 10^3}. \quad (7)$$

Величина $\frac{\varepsilon}{D_0 \cdot 10^3} \leq 0,001$ и ею можно пренебречь.

В соответствии с требованиями Правил безопасности и в зависимости от величины концевой нагрузки и высоты подъема принимается наиболее подходящее соотношение $\frac{D_0 \cdot 10^3}{d}$ в пределах

$$\frac{D_0 \cdot 10^3}{d} = 80 - 100.$$

Из уравнения (7) определяется величина H_0

$$H_0 = (80 - 100) \pi B - (l_3 + l_{\text{вт}}). \quad (8)$$

3. Производится проверка подъемной машины по навивочной поверхности, согласно условию

$$H_0 \geq H, \quad (9)$$

где H — расчетная высота подъема.

4. Из уравнения (6) определяется величина d . По каталогу выбирается канат стандартного диаметра, ближайшего к расчетному в сторону увеличения или уменьшения, и выписываются значения d , p , s , где p — вес 1 м длины каната в кг,

s — площадь сечения металла каната в мм².

5. Необходимая величина предела прочности определяется по уравнению

$$\sigma_{\text{пч}} \geq \frac{(Q_0 + p H_0) m}{s} \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}, \quad (10)$$

где m — статический запас прочности каната, принимаемый по нормам Правил безопасности,

H_0 — расчетная длина отвеса каната.

По полученному $\sigma_{нч}$ принимается стандартная величина. Выбранный канат оценивается с точки зрения выносливости, определяемой его внутренними свойствами и условиями подъемной установки, на которой он будет работать. При этом учитываются:

а) Конструкция каната.

Канаты типа ЛК с линейным касанием проволок весьма выносливы в эксплуатации и будут оправдывать применение более высоких пределов прочности. Обычная конструкция канатов, особенно конструкция $6 \times 37 + I_{oc}$ при диаметрах до 39 мм не обеспечивает использование металла до наступления усталости, а поэтому здесь нецелесообразно принимать высокопрочный материал проволок;

б) Условия работы каната.

Принимается во внимание интенсивность работы подъемной установки (частота подъемных операций), наличие и возможное влияние факторов, понижающих усталостную прочность металла (коррозия, абразивность, условия механического износа), состояние шахтного ствола, способ загрузки сосудов, тип подъемного двигателя и способ управления им.

Выносливость каната должна сочетаться с фактором тяжести условий его работы.

6. Производится проверка:

а) на грузоподъемность машины

$$F_{\max} \geq Q_0 + pH_0, \quad (11)$$

б) на запас прочности каната

$$m = \frac{\sigma_{нч} s}{Q_0 + pH_0}. \quad (12)$$

Для круглых стандартных канатов отечественного производства имеет место соотношение

$$s = 0,37 d^2. \quad (13)$$

Подставив в уравнение (10) значение s из (13) и d из (6), получим:

$$\sigma_{нч} \geq \frac{(Q_0 + pH_0) m}{0,37 \left(\frac{\pi D_0^2 B \cdot 10^3}{H_0 + l_3 + l_{вм}} - \varepsilon \right)^2}. \quad (14)$$

Уравнение (14) показывает, что предел прочности есть функция многих величин, в том числе и размеров подъемной машины, а поэтому она соответствует виду связи (3), положенному в основу метода расчета.

Сравним на конкретном примере результаты расчетов по существующему и предлагаемому методам.

Пусть дано: глубина шахты—300 м, необходимая конечная нагрузка каната—8000 кг.

Требуется выбрать подъемную машину и канат для выдачи грузов.

Выполнив необходимые операции, получим данные, которые приведены в таблице.

Из таблицы видно, что объем расчетных и других операций по обоим методам примерно одинаков. Большое различие получено в отношении подъемной машины: при однорядной навивке каната на барабане существующий метод дает машину $2 \times 4 \times 1,7$, предлагаемый— $2 \times 3 \times 1,5$.

Таблица

Метод расчета	Способ получения величин	Величины, участвующие в расчетах																
		Размеры машины, м		H , м	H_0 , м	l_3 , м	$n_{вт}$	$l_{вт}$, м	ε , мм	H_0 , м	$\frac{D_0}{d}$	d , мм	ρ , кг/м	S , мм ²	γ_0 , кг/м ³	$\sigma_{пл}$, кг/мм ²	Q_z^* , кг	m
		D_0	B															
Существующий	Принято	—	—	—	—	30	3	—	3	—	80	—	—	—	9500	150	—	6,5
	Получено расчетом	2,72	1,74	340	350	—	—	—	—	—	—	—	3,85	—	—	—	6,96	
	Выбрано по каталогу к применению	4	1,7	—	—	—	—	—	—	—	—	34	3,8	—	—	—	65000	—
Предлагаемый	Принято	3	1,5	—	—	30	3	—	3	—	90	—	—	—	—	—	—	6,5
	Получено расчетом			340	350	—	—	28,3	—	366	—	30,5	—	—	—	165	—	6,7
	Выбрано по каталогу к применению	3	1,5	—	—	—	—	—	—	—	—	31	3,1	358	—	170	—	—

*) Q_z — обозначает величину суммарного разрывного сопротивления всех проволок каната. Все прочие обозначения приведены ранее.

Предлагаемый метод имеет существенные преимущества. Своей структурой он учитывает грузонесущую способность подъемной машины, ее резервы, лучше удовлетворяет экономическим требованиям расчета. На ряде этапов проектирования шахтного подъема (выбор подъемной машины, принятие отношения $\frac{D_6}{d}$, предела прочности, оценка принятого каната) метод стимулирует творческую инициативу проектировщика и ограничивает возможную необоснованную рецептуру.

Данный метод позволяет производить анализ некоторых важных вопросов. Так, нами проанализировано 104 случая различных комбинаций концевых нагрузок канатов и глубин шахт, имеющих место в Кузбассе. В каждом случае увязывались все факторы, через которые сказывается влияние предела прочности проволок на размеры подъемного каната и машины.

Анализ показал, что для нынешних условий Кузбасса наиболее целесообразно применять предел прочности металла каната 160 кг/мм^2 . Эта величина предела имеет наибольшую повторяемость (47 раз), наибольшее число совпадений со смежными значениями $\sigma_{пч}$, дающими для равных условий одинаковые размеры диаметра каната (29 совпадений с $\sigma_{пч} = 170 \text{ кг/мм}^2$ и 32—с $\sigma_{пч} = 150 \text{ кг/мм}^2$). Практическая надобность в пределах прочности свыше 160 кг/мм^2 встречается только в 28 случаях, причем 11 из них относятся к глубинам шахт более 300 м, то есть к будущим условиям Кузбасса. Канаты с пределом прочности проволок от 160 до 180 кг/мм^2 при одинаковых концевых нагрузках не требуют изменения типоразмеров подъемных машин и обеспечивают на них транспортировку грузов на одинаковую высоту. Исключение составляют редкие случаи, встречающиеся при глубинах шахт свыше 250 м.

Таким образом, применение в Кузбассе большого числа подъемных канатов с пределом прочности проволок свыше 160 кг/мм^2 не вызывается реальной необходимостью, а в материальном отношении приносит ощутительный ущерб: пределы прочности $170\text{—}180 \text{ кг/мм}^2$ по сравнению с 160 кг/мм^2 удорожают канат на 10—15% [3].

Как видно из изложенного, вопрос расчета и выбора подъемного каната имеет важное экономическое значение. При его решении должны обязательно учитываться требования экономичности. Предлагаемый для этой цели метод отражает указанные требования в более полной мере, чем существующий.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ж и т к о в Д. Г., П о с п е х о в И. Т. Стальные канаты для подъемнотранспортных машин. Металлургиздат, 1953.
2. Ц в е т к о в В. А. Составление нормативов расхода материалов на угольных шахтах. Отчет Восточного научно-исследовательского института МУП, 1951.
3. Материалы и оборудование, применяемые в угольной промышленности. Том I, часть I. Углетехиздат, 1955.