

## РОЗРОБКА КОРИСНИХ КОПАЛИН

УДК 622.23.054.7

С.І. Башинський, аспір.

С.В. Кальчук, к.т.н., доц.

Житомирський державний технологічний університет

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ АЛМАЗНОГО КАНАТНОГО УСТАТКУВАННЯ  
ЗА КРИТЕРІЕМ ПОТУЖНОСТІ ГОЛОВНОГО ПРИВОДУ

*Викладено теоретичний розрахунок для обґрунтування вибору алмазного канатного устаткування. Розглянуто визначення міцнісних характеристик каната на основі потужності головного двигуна канатної установки. Проаналізовано комплексний вплив канатної установки та властивостей гірських порід на вибір алмазного канату.*

**Вступ.** У 90-ті роки минулого століття було виготовлено перший алмазний канат методом металокераміки. З того часу алмазні канатні установки розпочали новий виток в своєму розвитку. Виготовлення алмазних перлин методом металокераміки та пластифікація каната значно підвищили ресурс інструмента, що дозволило застосовувати алмазний канат на високоабразивних гірських породах.

В останні роки спостерігається популяризація алмазних канатних установок на українських кар'єрах природного каменю. Проте через низький рівень культури виробництва та персоналу, на гірничих підприємствах не проводяться розрахунки на відповідність установки та самого каната. Тобто, алмазні канати з малим значенням межі міцності на розтяг ставлять на потужні установки, де інструмент працює на граничних навантаженнях, що призводить до підвищеного зношення та руйнування інструмента. Та навпаки, більш міцні канати застосовуються на малопотужних установках, не використовуючи увесь свій ресурс.

**Мета досліджень.** Основною метою даних досліджень є розробка алгоритму обґрунтування розрахунку обладнання або алмазного інструмента, що працює на каменевидобувних кар'єрах України. Адаптувати алгоритм для перевірки вже існуючих комплектів обладнання, до складу яких входить як робочий орган канат, армований алмазними втулками.

**Основний зміст статті.** Продуктивність різання алмазним канатом залежить від потужності алмазної канатної установки (АКУ). Необхідна потужність головного приводу установки чисельно дорівнює добутку сили, що розвивається на головному шківі, та швидкості руху канату:

$$P_0 = F_{\max} \cdot v, \text{ (Вт)}, \quad (1)$$

де  $P_0$  – необхідна потужність приводу АКУ, Вт;

$F_{\max}$  – максимальне тягове зусилля на приводі, Н;

$v$  – швидкість руху канату, м/с.

Необхідна потужність головного приводу установки менша від потужності головного двигуна на величину втрат при передачі крутного моменту від двигуна до головного шківів. З огляду на це введемо коефіцієнт запасу. Цей запас потужності потрібен для подолання непередбачуваних додаткових сил опору різанню, але він не повинен бути надто високим, оскільки це призведе до руйнування інструмента. Сучасні АКУ обладнані захисними пристроями, що автоматично вимикають установку при споживанні більшої кількості енергії головним двигуном. Знову ж таки, порогове значення струму, що споживається головним двигуном, повинно налаштовуватися для кожного типу каната.

Таким чином, необхідна потужність головного двигуна АКУ:

$$P_0 = k_1 \cdot k_2 \cdot P_0, \text{ (Вт)}, \quad (2)$$

де  $k_1$  – к.к.д. механізму передачі крутного моменту;

$k_2$  – коефіцієнт запасу.

Коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) системи передачі, окрім к.к.д. самої передачі «двигун–шків», включає в себе втрати, спричинені тертям в підшипниках. На деяких сучасних установках для зменшення цих втрат головний шків встановлюють прямо на валу головного двигуна.

Якщо відома потужність головного двигуна, то необхідна потужність системи передачі визначається формулою:

$$P_0 = \frac{P_0}{k_1 \cdot k_2}, \text{ (Вт)}. \quad (3)$$

З виразів (1) та (3) виразимо максимальне тягове зусилля на приводі:

$$F_{\max} = \frac{P_0}{v \cdot k_1 \cdot k_2}, \text{ (Н)}. \quad (4)$$

Припустимо, що передача руху на канат відбувається за законами тертя тонкого еластичного тіла. Тоді найбільше тягове зусилля на шківу чисельно дорівнює різниці між натягом гілки канату, що набігає, та натягом гілки, що збігає зі шківу:

$$F_{\max} = F_n - F_z, \text{ (Н)}. \quad (5)$$

Відношення між  $F_n$  та  $F_z$  можна визначити за формулою Ейлера:

$$F_n \leq F_z \cdot e^{\mu\alpha}, \text{ (Н)}, \quad (6)$$

де  $e$  – основа натурального логарифма;

$\mu$  – коефіцієнт тертя між шківом та алмазним канатом;

$\alpha$  – кут обхвату шківів канатом.

Розв'язок рівнянь (5) та (6) дозволяє визначити зусилля натягу для гілки, що збігає:

$$F_z = F_{\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ (Н)} \quad (7, \text{ а})$$

та гілки, що набігає на шків:

$$F_n = F_{\max} \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ (Н)}. \quad (7, \text{ б})$$

Для того, щоб канат виконував різання гірської породи, йому надають попереднього натягу. Сила натягу створюється натяжним механізмом, принципом дії якого є переміщення канатної установки по напрямним рейкам від розпилу з певним фіксованим зусиллям. Натяжний механізм підтримує натяг в заданих межах, компенсуючи послаблення під час різання та усуває провисання канату на лінії «пропил–шків». Початкове статичне зусилля натяжного механізму додається до натягу, що створюється обертальним моментом шківів.

Оскільки статичний натяг рівномірно розподіляється по всьому контуру, то можна визначити максимальне зусилля розтягу в канаті. З виразів (5) та (6) є очевидним, що максимальне зусилля розтягу спостерігається у гілці канату, що набігає на шків.

Дійсна сила натягу в збіжній гілці:

$$F'_z = F_z + \frac{F_c}{2}, \text{ (Н)}, \quad (8)$$

де  $F_c$  – загальне статичне зусилля натягу, викликане натяжним механізмом, Н.

Дійсна сила натягу у гілці, що набігає, або максимальне зусилля розтягу в канаті:

$$F'_n = F_n + \frac{F_c}{2}, \text{ (Н)}. \quad (9)$$

Це максимальне зусилля натягу повинно бути чисельно рівне границі міцності на розтяг дровів сталевих канатів із певним запасом:

$$F'_n = \frac{\sigma_p^{sp}}{\nu} \cdot f = [\sigma]_p \cdot f, \text{ (Н)}, \quad (10)$$

де  $\sigma_p^{sp}$  – межа міцності на розтяг сталевих дровів каната, Па;

$[\sigma]_p$  – допустима напруга на розтяг, Па;

$\nu$  – коефіцієнт запасу;

$f$  – площа поперечного перерізу сталевих канатів, м<sup>2</sup>.

Для знаходження маси троса  $p$ , тобто знаходження аналітичної залежності між величинами  $p$  та  $f$ , скористаємося принципом фіктивної густини:

$$p = f \cdot \gamma \cdot c = f \cdot \gamma_0, \text{ кг/м}, \quad (11)$$

де  $p$  – маса погонного метра троса, кг/м;

$\gamma$  – питома вага троса, кг/м<sup>3</sup>;

$c$  – коефіцієнт, що враховує збільшення довжини дроту при сплітанні троса;

$\gamma \cdot c = \gamma_0$  – фіктивна густина троса, кг/м<sup>3</sup>.

Тоді, площу поперечного перерізу сталевих канатів можна визначити як:

$$f = \frac{p}{\gamma_0}, \text{ м}^2. \quad (12)$$

Об'єднавши рівняння (10) та (12), отримаємо:

$$F'_n = \frac{\sigma_p^{sp}}{\nu} \cdot \frac{p}{\gamma_0}, \text{ (Н)}. \quad (13)$$

Розв'язавши останнє рівняння відносно  $p$ , маємо:

$$p = \frac{F'_n \cdot \gamma_0}{\sigma_p^{cp}} \cdot v, \text{ кг/м.} \quad (14)$$

Відповідно до визначеного  $p$  вибирають відповідний канат. Коефіцієнт запасу контролюється за такою формулою:

$$v' = \frac{F_p^{cp}}{F_n}, \quad (15)$$

де  $v'$  – дійсний коефіцієнт запасу;

$F_p^{cp}$  – зусилля розриву для обраного канату.

Даний алгоритм розрахунку застосовується при виборі каната для канатної установки з відомою потужністю головного двигуна. При потребі вибору установки під певний тип каната наведений вище розрахунок проводять у зворотному порядку. Залежність між дійсним та розрахунковим коефіцієнтом запасу виражається формулою:

$$v' = k_g \cdot v, \quad (16)$$

де  $k_g$  – коефіцієнт втоми каната.

Для подальшого розрахунку потужності головного двигуна канатної установки застосовується вищенаведений алгоритм в зворотному порядку.

**Висновки.** Прямий хід розрахунку дає змогу перевірити або обрати необхідний канат для наявної або попередньо обраної канатної установки, для якої відома робоча потужність головного двигуна. Обернений хід, навпаки, дозволяє визначити або перевірити необхідну робочу потужність головного двигуна установки згідно з раніше обраним типом алмазного каната. Згідно з визначеною потужністю можна зробити вибір алмазної канатної установки.

Розглянуті алгоритми розрахунків придатні для перевірки обладнання, що працює в кар'єрах. На сьогоднішній день це є актуально, оскільки більшість власників каменевидобувних підприємств купують робоче обладнання без будь-яких попередніх розрахунків.

#### ЛІТЕРАТУРА:

1. *Машнев М.М., Красковский Е.Я., Лебедев П.А.* Теория механизмов и машин и детали машин: Учебное пособие для студентов немашиностроительных специальностей вузов: 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. – 512 с.
2. *Siniša Dunda* Theoretical development of the estimate of diamond wire sawing plant. Rudarsko-geološko-naftni zbornik, Zagreb, 1996. – Vol.6. – Pp. 103–109.

БАШИНСЬКИЙ Сергій Іванович – аспірант кафедри геотехнологій ім. проф. Бакка М.Т. Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- каменевидобування;
- фізичні процеси в гірництві;
- комп'ютерні технології.

E-mail: [ip\\_bass@i.ua](mailto:ip_bass@i.ua)

КАЛЬЧУК Сергій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри геотехнологій ім. проф. Бакка М.Т. Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- каменевидобування;
- фізичні процеси в гірництві.

Подано 29.04.2008

**Башинський С.І., Кальчук С.В.** Методика розрахунку алмазного канатного устаткування за критерієм потужності головного приводу

**Башинский С.И., Кальчук С.В.** Методика расчета алмазного канатного оборудования за критерием мощности главного привода

**Bashinsky S., Kalchuk S.** Methodology of diamond wire plant estimating with criteria of main drive power

УДК 622.23.054.7

**Методика расчета алмазного канатного оборудования за критерием мощности главного привода /С.И. Башинский, С.В. Кальчук**

Изложено теоретический расчет для обоснования выбора алмазного канатного оборудования. Рассмотрено определение прочностных характеристик каната на основе мощности главного двигателя канатной установки. Также проанализировано комплексное влияние канатной установки та свойств

горных пород на выбор алмазного каната. Расчет основывается на теории трения тонкого эластичного тела.

УДК 622.23.054.7

**Methodology of diamond wire plant estimating with criteria of main drive power / S. Bashinsky, S. Kalchuk**

This article contains a theoretical estimation of choice explanation of diamond wire equipment. This algorithm allows to estimate needed strength characteristic of diamond wire if the power of main engine is known. Also it allows to choose the wire plant for some types of diamond wire. In this way estimation must be used back to front. This estimation is based on the friction theory of elastic thin body.