

ния принципа минимума энергозатрат машиниста и повышения экономичности системы «машиниста – выемочный комбайн» в технологии комплексно-механизированной угледобычи должны быть предусмотрены элементы механизации перемещения машиниста по лаве; для повышения экономичности системы «машинист – выемочный комбайн» в процессе добычи управление таким параметром, как ширина захвата, является более предпочтительным, чем увеличение скорости подачи комбайна. В высоконагруженных забоях, при высоком коэффициенте готовности процесса угледобычи, рациональным будет такой режим работы очистного комбайна, при котором обеспечивается постоянство его скорости подачи  $v_n = \text{const}$ , что обеспечит значительную экономию энергозатрат машиниста.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Уткин В.Л. Биомеханика физических упражнений: Учеб. пособие. – М.: Просвещение, 1989. – 210 с.
2. Попов Г.И. Прогностическое тестирование спортсменов // Сборник трудов РГАФК. – М. – 1998. – Т. 3. – С. 35-42.
3. Зациорский В.М., Алешинский С.Ю., Якунин Н.А. Биомеханические основы выносливости. – М.: Физкультура и спорт, 1982. – 207 с.
4. Кияшко И.А. Процессы подземных горных работ. – Киев: Вища школа, 1992. – 335 с.

УДК 622.647.2

Лисица Н.И.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОЛИКОВ С ВИБРОИЗОЛИРОВАННЫМ КОРПУСОМ

В статті наведені результати обчислювання раціональних параметрів (мас, жорсткостей) пунктів завантаження стрічкових конвейерів, які транспортують великокускові вантажі.

### DEFINITION OF RATIONAL PARAMETERS OF ROLLERS WITH THE VIBROISOLATED CASE

In a paper results of an evaluation of rational parameters (masses, rigidities) items of loading of belt conveyors which transport largelumpy weights are reduced.

Так как при погрузке крупнокускового груза на ленточный конвейер удар неизбежен, то необходимо обратиться к искусственному подбору жесткостей и масс опорных элементов конвейера, принимая в качестве критерия величину энергии, воспринимаемой лентой и роликами в момент соударения с ними груза, превышение которой приводит к местным разрушениям конвейерной ленты.

Теоретические и экспериментальные исследования [1] процесса взаимодействия крупнокускового груза с опорными элементами пунктов нагрузки показывают, что на его динамику существенное влияние оказывает масса роликоопоры, участвующая в соударении. Для уменьшения энергии взаимодействия, расходуемой на местные деформации ленты и роликов, необходимо максимально снижать массу роликоопоры, участвующей в соударении.

Для пунктов погрузки ленточных конвейеров, работающих в тяжелых условиях (максимальный размер падающих кусков – 0,8 м и более; высота па-

дения – 3-5 м) ИГТМ НАН Украины рекомендует принять податливые роlikоопоры. Основными достоинствами податливых роlikоопор являются: простота в изготовлении, монтаже и наладке; высокая податливость системы подвески в вертикальной плоскости и малая в горизонтальной; нелинейная зависимость между приложенной нагрузкой и перемещением роликoв; малая масса роlikоопоры, участвующая в соударении (практически масса одного ролика с элементами крепления его к канатам, так как поступательно могут двигаться лишь средние роликo, а боковые совершают вращательное движение вокруг боковых стоек). Величина массы податливых роlikоопор, участвующей в соударении, находится в пределах 40-70 кг в зависимости от ширины ленты и конструкции ролика и при значительной высоте погрузки и массе падающих кусков груза все еще остается значительной, что приводит к резкому уменьшению срока службы ленты и опорных элементов.

Соударяемую массу можно снизить в 2-3 раза, если податливые роlikоопоры оборудовать роликoами с упругой связью между корпусом и подшипниковыми стаканами [2]. При этом жесткость упругих элементов ролика должна быть такова, чтобы в соударении участвовала только масса корпуса ролика и исключалось влияние остальной массы ролика. Таким образом, в первой фазе соударения с грузом участвует только масса корпуса ролика, что снижает динамические нагрузки на ленту и роликoи и, следовательно, увеличивает срок их службы. Такая упругая система наиболее эффективно будет работать в том случае, если при взаимодействии с крупнокусковым грузом исключается взаимное соударение масс внутри ролика.

Расчетная схема взаимодействия груза с амортизирующим роликoм на упругой подвеске представлена на рис. 1. Здесь:  $m_1$  – масса оси, подшипников со стаканами и элементов крепления ролика к канатам;  $m_2$  – суммарная масса куска и корпуса ролика;  $C_1$  и  $C_2$  – жесткости упругих связей;  $h$  – высота падения куска;  $\Delta$  – максимально возможное перемещение корпуса ролика относительно подшипниковых стаканов;  $x_1$ ,  $x_2$  – координаты перемещения масс  $m_1$  и  $m_2$  от положения статического равновесия. Примем, что погрузка осуществляется непосредственно на ролик, амортизирующей способностью ленты пренебрегаем по сравнению с вертикальной податливостью системы подвески, груз после соударения совершает колебания в вертикальной плоскости вместе с роликoм.

Уравнения движения масс будут

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= -C_1 x_1 + C_2 (x_2 - x_1) \\ m_2 \ddot{x}_2 &= -C_2 (x_2 - x_1) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Решение системы уравнений (1) при следующих начальных условиях

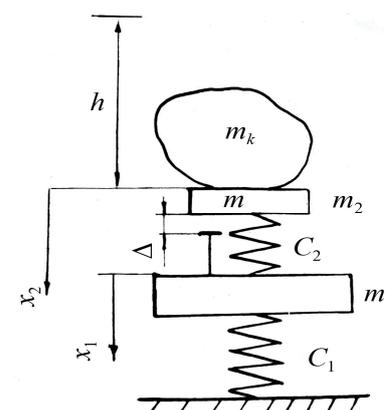


Рис. 1 – Расчетная схема взаимодействия куска груза с виброизолирующей системой пункта погрузки

$$\begin{aligned} \text{в } t = 0 \quad x_1 = 0, \quad \dot{x}_1 = 0, \\ x_2 = 0, \quad \dot{x}_2 = V, \\ V = (m_\varepsilon/m_2)\sqrt{2gh}, \end{aligned}$$

будет

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{V}{p_1(\lambda_{21} - \lambda_{22})} \sin p_1 t + \frac{V}{p_2(\lambda_{22} - \lambda_{21})} \sin p_2 t; \\ x_2 &= \frac{V\lambda_{21}}{p_1(\lambda_{21} - \lambda_{22})} \sin p_1 t + \frac{V\lambda_{22}}{p_2(\lambda_{22} - \lambda_{21})} \sin p_2 t, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $m_k$  – масса падающего куска;

$$\left. \begin{aligned} p_{1,2} &= \sqrt{\frac{1}{2} \left( \frac{C_1 + C_2}{m_1} + \frac{C_2}{m_2} \right)} \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left( \frac{C_1 + C_2}{m_1} + \frac{C_2}{m_2} \right)^2 - \frac{C_1 C_2}{m_1 m_2}}; \\ \lambda_{21} &= \frac{C_1 + C_2 - m_1 p_1^2}{C_2}; \quad \lambda_{22} = \frac{C_1 + C_2 - m_1 p_2^2}{C_2}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Максимальные перемещения масс  $m_1$  и  $m_2$  (выражения (2)) будут при условии, что  $\sin p_1 t = 1$  и  $\sin p_2 t = 1$ .

Найдем перемещение  $\Delta$  корпуса амортизирующего ролика

$$\Delta = x_2 - x_1 = \frac{V(\lambda_{21} - 1)}{p_1(\lambda_{21} - \lambda_{22})} - \frac{V(\lambda_{22} - 1)}{p_2(\lambda_{21} - \lambda_{22})}. \quad (4)$$

Из выражения (3) найдем

$$\lambda_{21} - \lambda_{22} = \frac{m_1}{C_2} (p_2^2 - p_1^2); \quad \lambda_{21} - 1 = (C_1 - m_1 p_1^2)/C_2; \quad \lambda_{22} - 1 = (C_1 - m_1 p_2^2)/C_2. \quad (5)$$

После ряда преобразований окончательно получим

$$\Delta = V \sqrt{\frac{m_2 (C_1 m_2 + C_2 m_1 + 2\sqrt{C_1 C_2 m_1 m_2})}{C_2 (C_1 m_2 + C_2 m_1 + 2\sqrt{C_1 C_2 m_1 m_2} + C_2 m_2)}}. \quad (6)$$

Анализ приведенной зависимости показывает, что ход виброизоляторов ролика определяется всеми параметрами упругой системы. Поэтому расчеты по определению конструктивных параметров ролика трудоемки и громоздки.

Для упрощения расчетов по определению конструктивных параметров роликов с виброизолированным корпусом были проведены вычисления величины  $\Delta$  на ЭВМ для различных значений  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ . Диапазон изменения перечисленных величин назначался исходя из проведенных предварительных расчетов, экспериментальных исследований и опыта эксплуатации податливых роликоопор. Так, расчеты велись при следующих диапазонах изменения указанных величин:  $m_1 - (20 \div 70)$  кг;  $m_2 - (60 \div 200)$  кг;  $C_1 - (6 \cdot 10^4 \div 1,5 \cdot 10^5)$  Н/м;  $C_2 - (3 \cdot 10^5 \div 12 \cdot 10^5)$  Н/м.

Приведенная выше зависимость (6) для определения хода амортизаторов ролика исследовалась на ЭВМ по программе оптимального поиска минимального значения функции. При этом определялось, при каком соотношении входящих в уравнение переменных (при заданном их диапазоне изменения) функция достигает минимальных значений.

Проведенные исследования показали, что функция  $\Delta = f(C_1, C_2, m_1, m_2)$

принимает минимальное значение при  $m_1 \rightarrow \min$ ;  $m_2 \rightarrow \min$ ;  $C_2 \rightarrow \max$ , а  $C_1$  — практически не влияет и может быть любой. Дальнейшие расчеты полностью подтвердили это заключение.

При практических расчетах масса кусков и высота их падения задается исходя из конкретных условий эксплуатации, а остальные параметры упругой системы подлежат определению. Ход упругих элементов ролика определяется из конструктивных соображений и корректируется после выбора всех параметров упругой системы (для роликов  $\varnothing 159$ ; 194 мм  $\Delta \approx 0,01 \div 0,015$  м).

Для облегчения выбора параметров упругой подвески для заданных условий эксплуатации по результатам расчетов на ЭВМ построены графики зависимости хода упругих элементов ролика от параметров подвески. На рис. 2 приведены графики изменения массы  $m_1$  от жесткости упругих элементов ролика при различном  $\Delta$  для  $m_2 = 110$  кг. Из рисунка видно, что для различных фиксированных значений хода амортизаторов ролика существуют области изменения  $m_1$  и  $C_2$ . Промежуточные значения параметров могут быть найдены путем интерполирования. На рис. 3 построена поверхность равных значений хода амортизаторов ролика ( $\Delta = 0,01$  м) при изменении параметров упругой системы в указанных выше пределах. Приведенный график дает наглядное представление о влиянии параметров подвески на ход амортизаторов ролика и может быть использован для практических расчетов. Из графика видно, что при увеличении массы загружаемых кусков необходимо снижать массу  $m_1$  (масса оси, подшипников со стаканами, элементов крепления ролика к канатной подвеске) и увеличивать жесткость упругих элементов ролика  $C_2$ . Следует учитывать, что жесткость  $C_2$  должна быть такой, чтобы в соударении участвовала только масса корпуса ролика. Величина допустимой жесткости упругих элементов [2]:

$$C_2 \leq \frac{\pi^2 m_2}{25t_{\text{дв}}^2},$$

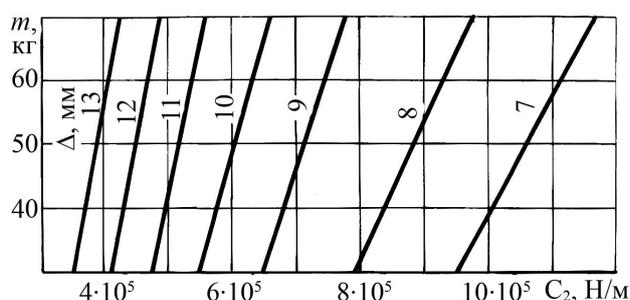


Рис. 2 — Зависимость изменения массы ролика от жесткости его упругих элементов для различных величин перемещения корпуса

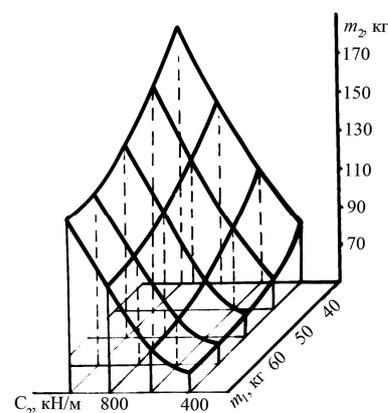


Рис. 3 — Поверхность равных значений перемещения корпуса

где  $t_{\dot{a}i}$  – время удара (по экспериментальным данным [3] находится в пределах  $0,002 \div 0,005$ ).

Масса корпуса ролика в зависимости от условий эксплуатации не должна превышать следующей величины:

$$m \leq \frac{m_e [\Delta T]}{(1 - k_a^2) m_e gh - [\Delta T]},$$

где  $\Delta T$  – допустимая энергия взаимодействия груза с роликом [1];

$k_a$  – коэффициент восстановления скорости при ударе.

### Выводы

1. Получены зависимости для расчета рациональных параметров роликов с виброизолированным корпусом, установленных в пунктах погрузки ленточных конвейеров.

2. Построены графические зависимости по определению рациональных параметров виброизолирующих систем пунктов загрузки.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поляков Н.С., Коваль А.В., Лисица Н.И. Взаимодействие крупнокузовых грузов с опорными элементами ленточных конвейеров в пунктах погрузки // Динамика и прочность горных машин. – К.: Наук. думка. – 1976. – Вып. 4. – С. 74-80.
2. Лисица Н.И. Повышение эффективности применения податливых роликсопор, установленных в пунктах погрузки ленточных конвейеров // Metallургическая и горнорудная промышленность. – Днепропетровск. – 1977. – №3. – С. 42-43.
3. Определение эффективности применения роликов с ленточных конвейеров с амортизированным корпусом / Лисица Н.И., Коваль А.В., Богданов В.М., Кайтанджан Э.Г. – К.: Наук. думка. – 1978. – С. 186-190.

УДК 622.647.2

Гринбаум Ю.В., Лисица Н.И., Давыдов Л.И.

## ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ПУСКА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

В роботі наведено результати рішення задачі пуску стрічкового конвеєра з урахуванням пасивних сил опору руху. Визначено тип тягової характеристики приводу, яка дозволяє суттєво знизити динамічні навантаження в стрічці.

### FEATURES OF PROCESS OF START-UP OF A BELT CONVEYOR

In operation results of the decision of a problem of start-up of a belt conveyor are reduced in view of passive forces of resistance of driving. The type of traction performance of a drive which allows to lower essentially dynamic loads in a ribbon is defined.

Надёжность работы ленточных конвейеров во многом определяет динамика пуска. Анализ пусковых режимов позволяет установить, что пуск действующих ленточных конвейеров осуществляется в основном двумя способами: поддержание приблизительно постоянными либо момента приводного двигателя, либо ускорения приводного барабана. Как правило, при таких способах пуска возникают динамические усилия в ленте, зачастую вдвое и более превышающие