

1st International Conference - Reliability and Durability
of Machines and Machinery Systems in Mining
1986 JUNE 16-18 SZCZYRK, POLAND

Валентин Никитич ПОТУРАЕВ
Виталий Илларионович ДЫРДА

Институт геотехнической механики АН УССР
Днепропетровск, СССР

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ТЯЖЕЛЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН,
РАБОТАЮЩИХ В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ГОРНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Резюме. В статье рассматриваются вопросы долговечности и надежности тяжелых вибрационных питателей и конвейеров, работающих в экстремальных условиях горного производства. Рассматриваются конструкции резиновых элементов, применение которых позволило повысить производительность машин, уменьшить износ, снизить металлоемкость и существенно повысить долговечность и надежность. Излагается обобщенный алгоритм расчета динамических характеристик вибромашин с учетом поврежденности их отдельных элементов; излагается метод расчета долговечности резиновых элементов машин.

1. ВВЕДЕНИЕ

Экологические и социальные проблемы современности поставили перед вибро-техникой горного производства ряд требований, среди которых наиболее важными являются: машины наряду с выполнением технологических процессов должны обладать малым весом, высокой надежностью и долговечностью; должны позволять осуществлять автоматизацию и не требовать постоянного присутствия людей; должны быть удобны в обслуживании, не передавать вибраций и шума, не создавать условий для травматизма оператора, не загрязнять окружающую среду и т.д. Такие требования заставили конструкторов обратить серьезное внимание на принципы конструирования и расчета и прежде всего на долговечность горных вибромашин и осуществлять их проектирование с учетом динамических и усталостных характеристик. Не исследуя развитие горного вибрационного машиностроения в целом, рассмотрим один из важных аспектов этой проблемы - создание новых и совершенствование известных конструкций машин за счет введения в структурную схему упругих звеньев типа резиновых элементов, виброизоляторов и защитных футеровок. Упругие звенья в вибромашинах играют весьма важную роль,

сводятся в основном к следующему: выполняют функциональные свойства и определяют режим работы; уменьшают вредные колебания и звуковое давление; защищают человека-оператора, электрооборудование, приборы управления и прилегающие машины, элементы зданий и т.д. от динамических нагрузок и звукового давления; служат для предотвращения усталостного разрушения конструкций за счет диссипирования энергии разрушения; уменьшают износ и ударные нагрузки, например, в машинах, рабочие органы которых имеют резиновые покрытия; уменьшают перекосы конструкций, неточности монтажа, служат компенсаторами недостатков сборки, устраняют зазоры и т.д.

Абстрагируясь от многих факторов конструктивного и технологического значения горного вибрационного машиностроения и акцентируя внимание на следующем: тенденциях развития тяжелых горных вибромашин в соответствии с требованиями современного производства (интенсификация режимов за счет уменьшения частоты и увеличения амплитуды колебаний, создание высокопроизводительных машин и т.д.); совершенствах вибромашин по их основным динамическим свойствам (стабильность, усилие и уравновешенность); специфике горного производства (повышенные требования к долговечности и надежности, уменьшению веса, звукового давления, вибраций, отсутствию внезапности отказа и т.д.) — неизбежно приходим к выводу, что наиболее полно предъявляемые к тяжелым горным вибромашинам требования удовлетворяются при использовании в качестве упругих звеньев, виброизоляторов и защитных футеровок резиновых элементов.

Резина как конструкционный материал [1] в последние годы получила широкое распространение в горном машиностроении благодаря наличию целого ряда весьма ценных свойств, выгодно отличающих ее от традиционных материалов. Это прежде всего: способность к большим обратимым деформациям и высокая диссипация энергии; большая энергоемкость и стойкость к воздействию агрессивной среды; высокая надежность — массивные резиновые элементы горных машин не имеют внезапного отказа; высокая долговечность; по этим свойствам резина практически не имеет конкурентоспособных материалов; достаточно сказать, что в вибрационных горных машинах при динамических деформациях сдвига до 35% наработка на отказ резиновых элементов превышает $1,5 \cdot 10^9$ циклов.

Все эти свойства предопределили особое место резиновых элементов в тяжелых горных вибромашинах. На рис. 1 показаны схемы наиболее распространенных в горной промышленности вибрационных машин, в которых резиновые элементы используются в качестве упругих звеньев, виброизоляторов и защитных футеровок.

Тяжелый горный вибропитатель (рис. 1.1) предназначен для выпуска руды из аккумулирующих емкостей (в подземных условиях и на открытых разработках) и погрузки ее в транспортные средства. Питатель имеет производительность до 1000 т/ч и более и позволяет осуществлять дробление негабаритов взрывом непосредственно на рабочем органе. В качестве основных упругих звеньев вибропитателя используются резиновые элементы сдвига и резиновые буфера; рабочий орган футеруется специальным резиновым покрытием. Применение резины позволило увеличить долговечность вибропитателя в 2-5 раз и создать надежную конструкцию: питатель обладает заданной долговечностью и практически не имеет отказа.

В вибрационной дробилке (рис. 1.2), двухмассном горизонтальном (рис. 1.4) и трехмассном вертикальном (рис. 1.3) конвейерах в качестве основных упругих звеньев и виброизоляторов используются резинометаллические элементы типа "сэндвич". В горизонтальном конвейере, например, применение резины позволило повысить амплитуду колебаний до 10–12 мм при частоте 10–12 Гц и тем самым резко увеличить производительность; в 1,7–3,0 раза снизить удельную металлоемкость за счет замены металлических пружин и рессор; в 10 раз повысить долговечность и существенно увеличить надежность машин: долговечность элементов сдвига более 40000 ч., коэффициент готовности конвейера свыше 99,6%, а наработка на отказ свыше 5000 ч. [2].

В горизонтальных конвейерах (рис. 1.5,6) применение резиновых элементов со сложной формой свободной поверхности позволило увеличить в 2–3 раза долговечность упругой подвески, уменьшить звуковое давление, снизить металлоемкость и в целом повысить надежность машин.

На рис. 2 показаны основные конструкции резиновых элементов типа "Вита-элементы", используемых в горных вибромашинах в качестве упругих звеньев и виброизоляторов. Длительная практика создания и эксплуатации различных машин с такими резиновыми элементами свидетельствует о их важной роли в повышении долговечности и надежности.

2. РАСЧЕТ ГОРНЫХ ВИБРОМАШИН С УЧЕТОМ РАЗВИВАЮЩЕЙСЯ В МАТЕРИАЛЕ УПРУГИХ ЗВЕНЬЕВ ПОВРЕЖДЕННОСТИ

В процессе длительной эксплуатации горных машин физико-механические свойства их упругих звеньев не остаются постоянными, а существенно изменяются вследствие поврежденности материала (от длительной циклической нагрузки или действия активной внешней среды) и это, в свою очередь, приводит к изменению механических параметров самих машин и нарушению технологического процесса.

Ниже рассматривается алгоритм, позволяющий определить механические характеристики горных вибромашин с учетом развивающейся в упругих звеньях поврежденности по минимуму экспериментальных данных. Используется разработанный для композитных материалов метод Валпола, с помощью которого определяются эффективные (усредненные по некоторому объему резинового массива) характеристики материала в зависимости от изменяющихся во времени свойств включений (т.е. поврежденностей любого характера, присутствующих в резине). Для случаев, когда мгновенный модуль G_0^* первоначально однородного материала и упругий модуль включений G_b не зависят от времени и когда в материале имеются включения лишь одной ориентации, то мгновенное значение эффективного модуля $G_{эф}$ неоднородного материала, т.е. материала с поврежденностью, можно представить в виде [3]:

$$G_{эф} = G_b + (1-p)(G_0^* - G_b) : [1 + p(G_0^{**} + G_b)^{-1} : (G_0^* - G_b)^{-1}]^{-1}$$

где G_D - тензор модулей упругости включений; G_{\circ}^{**} - изотропный тензор, связанный с тензором модулей G_{\circ}^* основной матрицы материала соотношением типа Валлола; p - полная концентрация включений в характерном объеме материала; I - единичный тензор.

Отсюда значение $G_{\circ\text{эф}}$ можно получить после экспериментального определения G_D и G_{\circ}^* и выполнения соответствующих математических операций.

Используя разработанный [4] алгоритм и феноменологическую p -модель разрушения резины [1] при циклическом нагружении, получим соотношение для эффективного модуля рассматриваемых резин, механические свойства которых вследствие процессов структурирования существенно изменяются: модуль сдвига увеличивается, а коэффициент диссипации уменьшается. Здесь следует отметить, что в настоящей работе будет рассматриваться лишь одна макроскопическая характеристика резины, а именно - эффективный модуль сдвига. Учесть непосредственно в общем алгоритме зависимость диссипативных свойств от развивающейся поврежденности, несмотря на наличие экспериментальных данных, на сегодняшний день не представляется возможным вследствие отсутствия достаточно разработанного математического аппарата.

С учетом полученной экспериментальной информации примем следующую модель усталостного разрушения резиновых элементов. Образец представляет собой совокупность материальных точек, каждая из которых наделена свойствами исходного материала. Процесс накопления и развития микроповреждений интерпретируется как образование в первоначально однородном и изотропном материале некоторых областей типа включений (области, содержащие микроповреждения) с новыми, но одинаковыми для всех областей свойствами. При этом делается ряд предположений: резина в исходном состоянии однородна и изотропна; модуль образующихся включений в n раз больше модуля основного материала; развивающиеся включения математически характеризуются матрицей модулей упругости, аналогичной матрице модулей упругости основного материала; упругие модули материала включений не зависят от времени.

Используя эти, характерные для механики композитных сред, предположения и алгоритм расчета [4] для резиновых элементов при деформациях сдвига, получим следующее выражение для связи между деформацией и напряжением

$$\vec{\epsilon} = G_{\circ\text{эф}} \vec{\gamma};$$

$$G_{\circ\text{эф}} = G_{\text{нач}} \left[n + \frac{(1-n)(1-p)(n+3/2)}{(n+3/2)+p(1-n)} \right], \quad (1)$$

где $G_{\text{нач}}$ - начальное значение модуля исходного материала.

При $p = 0$, т.е. в случае отсутствия поврежденности, эффективный модуль совпадает с модулем исходного материала; при $p = 1$ эффективный модуль совпадает с модулем материала включений. Эти выводы естественны, они следуют

из самой постановки задачи и свидетельствуют о правильно проведенных расчетах.

Используем полученные результаты для расчета эффективного модуля элементов типа "сэндвич" из резины на основе СКИ-3. Начальное значение динамического модуля резины $G_{\text{нач}} = 0,75$ МПа. Относительно величины p в известной литературе никаких сведений не имеется. Поэтому используем полученные в [4] экспериментальные результаты по временному изменению модуля сдвига для деталей из исследуемой резины и примем $p = 1,2$. Рассчитанная по формуле (1) зависимость эффективного модуля от поврежденности показана на рис. 3. На этом рисунке поврежденность дана в безразмерном виде $p(t)/p_{\text{кр}}$, где $p(t)$ - текущее значение поврежденности и $p_{\text{кр}}$ - критическое значение.

Рассмотрим конкретный пример. Пусть необходимо прогнозировать изменение амплитуды колебаний горизонтального конвейера, упругие звенья которого выполнены в виде элементов сдвига. Параметры конвейера следующие: масса колеблющихся частей $m = 720$ кг; жесткость упругих элементов $C = 3,6$ МПа; жесткость приводных упругих элементов $C'_0 = 0,72$ МПа; эксцентриситета привода $\rho = 1,9 \cdot 10^{-2}$ м; частота колебаний $\omega = 74,5$ 1/с; начальное значение мгновенного модуля сдвига резины $G_0 = 0,82$ МПа, коэффициент диссипации $\psi = 0,16$.

Временную зависимость амплитуды колебаний конвейера представим соотношением

$$a(t) = \frac{2 C'_0(p)\rho}{\sqrt{\frac{1}{4} m^2 \omega^2 - mC(p)\omega^2(1-A) + C^2(p)(1-A)^2 + C^2(p)B^2}}$$

Здесь A и B - реологические характеристики резины.

В этом уравнении зависимости жесткостей C и C'_0 от поврежденности p рассчитывались как

$$C_1(p) = \frac{G_{\text{эф}}(p) F}{h} Z,$$

где F , h - площадь сдвига и высота резинового элемента соответственно; Z - количество элементов.

Значения эффективного модуля определяли по зависимости $G_p \sim p/p_{\text{кр}}$, представленной на рис. 3а, где величина критической поврежденности принималась согласно полученным [4] экспериментальным данным $p_{\text{кр}} = 5,6$, а кинетическая кривая $p(t)$ была получена также экспериментально на модельных образцах при длительном циклическом нагружении.

Рассчитанная таким образом временная зависимость амплитуды колебаний виброконвейера показана на рис. 3б и, как видно, удовлетворительно совпадает с экспериментальными данными. Это совпадение свидетельствует о пригодности предложенного метода для расчета механических характеристик горных машин,

упругие подвески которых изменяют свои параметры от поврежденности материала.

3. РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РЕЗИНОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЯЖЕЛЫХ ГОРНЫХ ВИБРОМАШИН

Для прогнозирования долговечности резиновых элементов был разработан новый метод, использующий основные положения термодинамики необратимых процессов. Рассматривается замкнутая система уравнений, включающая в себя: полный набор независимых термодинамических параметров, описывающих разрушенные системы; уравнения равновесия и совместности деформаций; реологические соотношения операторов Вольтерра с дробно-экспоненциальным ядром релаксации; критериальные уравнения разрушения. Для расчета долговечности реальных элементов необходимо располагать экспериментальной информацией о физическом и химическом состоянии материала, в частности, необходимо знать: температуру диссипативного разогрева, реологические характеристики материала и функции их изменения во времени и от действия среды, напряженное состояние системы и критическое значение параметра, принятого в качестве критерия разрушения.

В качестве критерия разрушения используется энергетический ψ -критерий диссипативного типа [4], постулирующий следующее: разрушение системы происходит в тот момент, когда плотность энергии разрушения достигает некоторой критической величины, являющейся постоянной характеристикой материала.

Для общего случая циклически деформируемого резинового элемента получено критериальное уравнение вида

$$\Delta U_p^* = \int_0^{t^*} (\sigma_{ik} \cdot \dot{\epsilon}_{ik} - \dot{q} + \dot{\chi}) dt; \quad 1, k = \{1, 2, 3\},$$

которое позволяет определить время t^* до разрушения конкретной конструкции при известных условиях его деформирования и экспериментально найденной константе ΔU_p^* . Здесь q - плотность количества тепла, выделяющегося в окружающую среду; χ - плотность энергии, поглощенной резиной в результате немеханического воздействия внешней среды типа радиационного потока; ϵ_{ik} - тензор деформации; σ_{ik} - тензор напряжений; $\Delta U_p^* = \int_0^{t^*} \dot{U}_p dt$ - критическое приращение плотности энергии разрушения.

Для определения долговечности элементов использовался обобщенный алгоритм. Расчет поля напряжений при $\psi = \text{const}$ и отсутствии массовых сил (упругая постановка) осуществлялся по квазистатическим уравнениям Ляме с соответствующими граничными условиями

$$\Delta \vec{U} + \frac{1}{1-2\nu} \text{grad div } \vec{U} = 0,$$

где \vec{U} - вектор перемещений; ν - коэффициент Пуассона.

Были получены выражения для напряжений σ_x и σ_{xy} , построены графические зависимости их распределения по координатам для конкретных конструкций. Получены также выражения для функции диссипации и функции координат. Окончательное выражение для определения долговечности эластомерных элементов при сдвиге получено в виде

$$\Delta U_p^* = \frac{G_0 A \psi N^*}{4} f_1(x, y) - f_2(x, y, z) \left[\exp\left(\frac{\alpha}{\omega} N^*\right) - 1 \right];$$

$$f_1(x, y) = \frac{1}{4 A^2 \mu_1^2} (\sigma_x^{02} + \sigma_y^{02} + \sigma_z^{02} - \frac{\nu}{1+\nu} \sigma^{02});$$

$$f_2(x, y, z) = \frac{1}{2} \left[\rho \alpha (a_2 x^2 + b_2 y^2 + c_2 z^2 + a_1) + \alpha \lambda_p (a_2 + b_2 + c_2) \right] \quad (2)$$

Здесь c - теплоемкость материала; ρ - плотность; α , a_1 , b_2 , c_2 , a_2 - постоянные; $\mu_1 = G_0$; N^* - количество циклов до разрушения; A - амплитуда деформации.

Пользуясь выражением (2), при известной долговечности N^* или t^* можно вычислить критическое значение энергии разрушения ΔU_p^* или по известной величине ΔU_p^* найти долговечность любой точки резинового элемента. Для случая стационарного теплового потока выражение (2) приобретает вид

$$\Delta U_p^* = N^* \left[\frac{G_0 \psi^2 \psi h^2}{4 l^2} f_1(x, y) - \frac{\dot{q}}{\omega} \right];$$

$$\dot{q} = \frac{2 \lambda_p \theta(x, y, z) \left[\frac{Hbh}{2+Hl} + \frac{Hlh}{2+Hb} + \frac{Hlb}{2+H_1h} \right]}{lbh \left[1 - \frac{Hx^2}{l(2+Hl)} - \frac{Hy^2}{b(2+Hb)} - \frac{H_1z^2}{h(2+H_1h)} \right]}. \quad (3)$$

Здесь b , l , h - геометрические размеры образца.

Исследовалась долговечность натуральных резиновых элементов в различных точках массива и получена хорошая сходимость полученных результатов с экспериментом.

Для случая, когда реологические характеристики материала изменяются во времени эксплуатации и от действия внешней среды, было получено следующее выражение для долговечности

$$\Delta U_p^* = \frac{G_0 \psi^2}{2} \sum_{N=1}^{N^*} \psi(N^*) - \frac{N^* \dot{q}}{\omega} + \frac{\dot{q}}{\omega};$$

$$\Psi(N^*) = \Psi_0 - \mu_N N; \quad \int_0^{t^*} \dot{x} dt = a \varphi \int_0^{t^*} J(x, t) dt, \quad (4)$$

где Ψ_0 - значение коэффициента диссипации при $t = 0$; $\mu_N = 0,3 \cdot 10^{-10}$ - постоянная; a - величина поглощенной дозы на единичный поток излучения; J - интенсивность потока излучения среды.

Была установлена инвариантность ΔU_p^* относительно величины деформации (или напряжений) и температуры диссипативного саморазогрева. Установлено, что до температур $\Theta \leq \Theta_{кр}$ ($\Theta_{кр}$ - критическая температура) значение ΔU_p^* можно принимать постоянным и для рассматриваемой резины, например, равным $\Delta U_p^* = 1,2 \cdot 10^{12} \text{ Дж/м}^3$.

Рассмотрим конкретный пример. Пусть необходимо определить долговечность резинометаллического элемента сдвига типа "сэндвич". Величины, входящие в уравнение (4), имели следующие значения:

$$G_0 = 0,82 \text{ МПа}; \quad \Psi_0 = 0,16; \quad \dot{\gamma}_0 = 0,30; \quad \omega = 68 \text{ I/с}; \quad \mu_N = 0,3 \cdot 10^{-10}; \\ \Theta(x=0, y=0, z=0) = 40^\circ\text{C}; \quad \lambda_p = 0,15 \text{ Вт/м К}; \quad l = 0,05 \text{ м}; \quad h = 0,0175; \\ b = 0,03 \text{ м}; \quad N = 40 \text{ I/м}; \quad N_1 = 5240 \text{ I/м}; \quad \Delta U_p^* = 1,2 \cdot 10^{12} \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}; \quad \gamma_c = 0.$$

В этом случае получим $N^* = 1,15 \cdot 10^9$ циклов, что удовлетворительно совпадает с экспериментом.

Разработанный метод позволяет не только прогнозировать долговечность резиновых элементов горных вибромашин с учетом доступной экспериментальной информации, но и осуществлять оптимальный подбор физико-механических характеристик резины для получения изделий с заданной долговечностью.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Потураев В.Н., Круш И.И., Дырда В.И.: Прикладная механика резины. - К.: Наукова думка, 1975, стр. 216.
- [2] Дырда В.И., Бродский Ю.А., Голованов Д.В.: Технично-экономические аспекты разработки и внедрения вибрационных конвейеров типа ВК2Т с резиновыми упругими звеньями. - Днепропетровск, 1983, стр. 12. Деп. в ВИНТИ. № 5543-83.
- [3] Дырда В.И.: К расчету тяжелых горных вибромашин с учетом развивающейся в материале упругих звеньев поврежденности вследствие циклического разрушения. - Днепропетровск, 1980, стр. 18. Деп. в ВИНТИ, № 1019-80.
- [4] Дырда В.И.: Резиновые элементы вибрационных машин: - К.: Наукова думка, 1980, стр. 100.

Recenzent: Doc. dr inż. Julian ZIELIŃSKI

Wpłynęło do Redakcji: luty 1986 r.

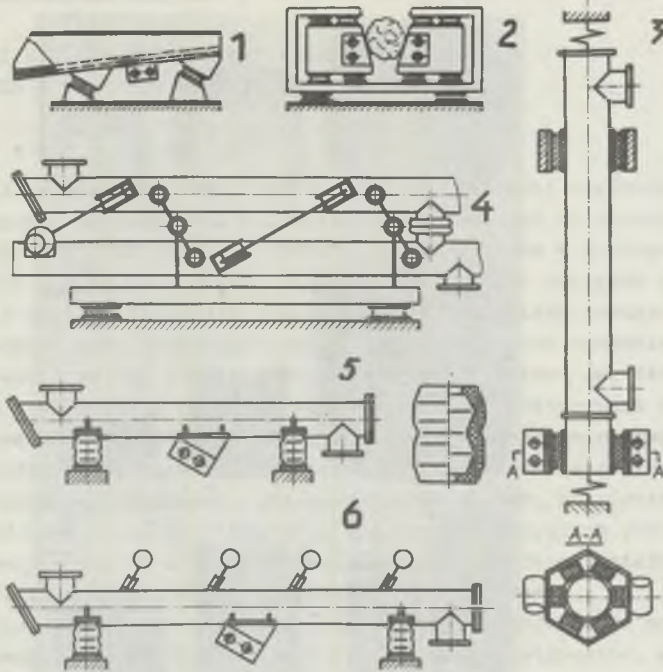


Рис. 1. Схемы горных вибрационных машин

1 - питатели для выпуска и доставки руды; 2 - дробилка; 3 - вертикальный конвейер; 4 - двухмассный конвейер; 5 - одномассный конвейер; 6 - конвейер с успокаивающими массами

Rys. 1. Schematy górniczych maszyn wibracyjnych

1 - podajnik do transportu rudy, 2 - kruszarka, 3 - przenośnik pionowy, 4 - przenośnik dwumasowy, 5 - przenośnik jednomasowy, 6 - przenośnik z masami tłumiącymi

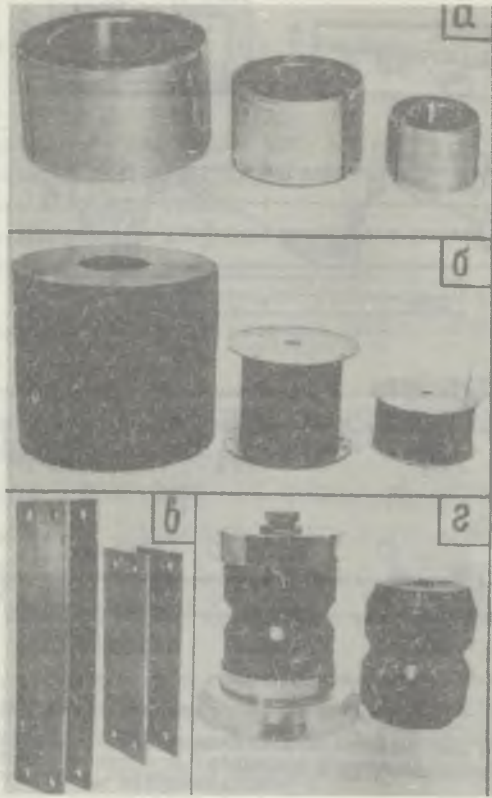


Рис. 2. Общий вид резиновых элементов типа "Вита-элементы" шарниры (а); цилиндры(б); блоки типа "сэндвич" (в); элементы со сложной формой свободной поверхности (г)

Rys. 2. Ogólny widok elementów gumowych przeguby (a), walce (b), bloki płaskie (c), elementy o złożonym kształcie powierzchni zewnętrznej (d)

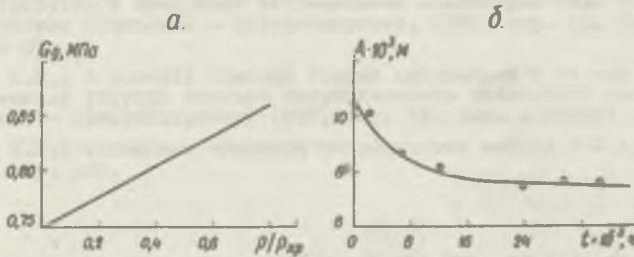


Рис. 3. Зависимость эффективного модуля от поврежденности а); изменение амплитуды колебаний виброконвейера (б) при длительной эксплуатации

Rys. 3. Zależność modułu G_g od stosunku $p/p_{кр}$ (a); zmiana amplitudy drgań przenośnika wibracyjnego w czasie eksploatacji (b)

TRWAŁOŚĆ I NIEZAWODNOŚĆ MASZYN WIBRACYJNYCH
PRACUJĄCYCH W TRUDNYCH WARUNKACH GÓRNICICTWA

S t r e s z c z e n i e

Artykuł rozważa problemy niezawodności i trwałości ciężkich zasilaczy wibracyjnych i przenośników wstrząsanych stosowanych do transportu rud i innych surowców z miejsca składowania, a pracujących w trudnych warunkach górniczych: pod wpływem dużych obciążeń uderowych i obciążeń zmiennych, wysokich i niskich temperatur, w korozyjnym środowisku zewnętrznym itd.

Zastosowano nowe materiały konstrukcyjne i wybrano optymalne parametry, aby podnieść trwałość i niezawodność tych maszyn. Nowo zastosowanym materiałem są nowe rodzaje gumy używane w częściach elastycznego zawieszenia i w warstwach ochronnych pracujących części. Zastosowanie gumy jako elementów przenoszących obciążenia w maszynach umożliwiło podniesienie ich wydajności kosztem intensyfikacji procesów produkcyjnych, podniesienie ich trwałości 2-10 razy, a także zmniejszenie zużycia pracujących powierzchni, zmniejszenie wibracji i hałasu, zmniejszenie zużycia materiału 1,5-3 razy, czyli ogólnie podniesienie ich niezawodności i jakości.

Uogólniony algorytm obliczeń dynamicznej charakterystyki maszyn wibracyjnych uwzględniający zniszczenie poszczególnych elementów, a także metoda obliczania trwałości i niezawodności bardziej obciążonych części maszyn pracujących w trudnych warunkach są omówione w artykule.

DURABILITY AND RELIABILITY OF HEAVY-DUTY VIBRATING
MACHINES OPERATING UNDER EXTREME CONDITIONS OF MINING

S u m m a r y

Consideration is being given to the problems of reliability and durability of heavy-duty vibrating feeders and conveyers intended for the delivery and supply of ore from the storage capacities, for conveying of different mineral raw materials and operating under extreme conditions of mining, i.e. under great long-term steady cyclic and impact loadings, high and low temperatures, corrosive effect of external medium and so on.

New structural materials have been used side by side with the selection of optimal block diagrams and parameters in order to raise the durability and reliability of such machines. Specifically, new structural materials are new sorts of rubber for the components of elastic suspension and the protective coatings of working parts. The use of rubber as the power components of machines allowed to raise their efficiency at the intensification of manufacturing processes, to raise their durability 2-10 times, to reduce the wearing of working surfaces, to reduce the vibration and the sound pressure, to reduce the metal capacity 1,5-3 times and, on the whole, to raise the reliability and the quality.

The generalized algorithm of the calculation of dynamic characteristic of vibrating machines with regard for damage of separate components, the calculation method of durability and reliability of more loaded machine parts under extreme conditions of service are treated in the paper.