

РАСЧЕТ РЕЗИНОВОЙ ФУТЕРОВКИ ВИБРАЦИОННЫХ ПИТАТЕЛЕЙ ДЛЯ ВЫПУСКА И ДОСТАВКИ УРАНОСОДЕРЖАЩИХ РУД

Розглянуто використання гумової футеровки для захисту живильників від ударних навантажень. Виконано розрахунок параметрів гумової футеровки вібраційних живильників при ударних навантаженнях.

CALCULATION OF RUBBER LINING OF VIBRATIONAL FEEDERS FOR ISSUE AND DELIVERY URANIUM-CONTAINING OF ORES

Use of rubber lining for guard of feeders from shock loads is considered. Calculation of parametres of rubber lining of vibrational feeders is executed at shock loads.

В ИГТМ НАН Украины для рудников г. Желтые Воды была разработана резиновая футеровка, установленная на вибрационных питателях типа ВПР и ПВГ, предназначенных для выпуска и доставки ураносодержащих руд [1]. Футеровка показала положительный эффект при защите короба питателя от ударных нагрузок и абразивного износа. При этом долговечность питателя существенно увеличилась, уменьшился шум и практически исключились деформирования короба от ударных нагрузок негабаритов руды (до 1,5 м). Ранее негабариты обычно разрушались с помощью накладных взрывов.

В результате ранее проведенных исследований [1] установлено:

а) напряжения в лотке с ростом толщины футеровки уменьшаются до определенного предела при постоянной энергии удара. При этом глубина вдавливания тела в резину с ростом её толщины увеличивается до определенной величины, после чего остается постоянной. Отсюда возможна рациональная толщина футеровки. Для саженаполненных резин она устанавливается по относительной деформации в площади контакта $[\varepsilon] = 0,2 \div 0,3$;

б) напряжения в лотке вибропитателя вследствие применения футеровки уменьшаются в 6-8 раз, а в площади контакта соударения – в 20-30 раз;

в) нагрузка на опоры при ударе в результате применения футеровки уменьшается в 1,3-1,5 раза, а упругие опоры уменьшают напряжение в рабочем органе в 1,5-2 раза;

г) время контакта соударения при жестком ударе в 3-4 раза меньше, чем с футерованной поверхностью;

д) диаметр площади контакта соударения при ударе о футерованный лоток увеличивается в 7-9 раз по отношению к жесткому удару.

На основании полученных результатов сформулирован физический смысл эффективности применения футеровки при ударных нагрузках, который объясняет снижение напряжений в рабочем органе машины при ударах уменьшением нагрузки в площади контакта, диссипацией энергии в резине, увеличением времени контакта и уменьшением реакции силы удара, разделением резиновым слоем полей контактных и изгибающих напряжений, которые в случае жесткого удара складываются. Экспериментально установлено также, что напряжения от взрывного импульса уменьшаются резиновой футеровкой в 7-9 раз, что позволяет применять усиленные заряды при вторичном дроблении негабаритов и фугасировании завесаний.

Анализ результатов исследований позволяет рекомендовать выбор рациональной толщины футеровки по трем факторам: напряжениям в лотке при максимальной энергии удара; допускаемой деформации резины в площади контакта соударения для исключения пробоя футеровки; величине износа футеровки в зависимости от количества выпущенной вибропитателем руды.

После длительного приостановления работ в этом направлении, в последнее время наметилась тенденция к увеличению объема добычи ураносодержащих руд,

улучшению технологии их разработки и созданию более совершенных машин и механизмов.

В связи с этим, использование резиновой футеровки для защиты питателей от ударных нагрузок и абразивного износа становится актуальным.

Причины этому следующие:

- с использованием резиновой футеровки существенно уменьшаются напряжения в днище короба питателя, что позволяет увеличить срок его службы и упростить конструкцию, сделать её менее металлоемкой;
- как показала практика, использование резиновой футеровки в рудоразмольных мельницах позволяет экономить до 7 % электроэнергии; при использовании резиновой футеровки для защиты вибропитателей так же наблюдается экономия электроэнергии, что весьма важно в таком энергоемком процессе, как выпуск и доставка руды непосредственно в рудниках.

Целью настоящей статьи является расчет резиновой футеровки вибрационных питателей при ударных нагрузках.

Нами ранее, совместно с Надутым В.П., проведены исследования [1] серийных вибропитателей с различной толщиной резиновой футеровки рабочего органа при ударных и взрывных нагрузках.

Условия работы и конструкция вибромашин, работающих на выпуске и доставке руды, существенно отличаются от других машин. Определяющим здесь является не столько износ, сколько ударные и взрывные нагрузки, от которых необходимо защитить машину.

Анализ результатов исследований позволяет рекомендовать выбор рациональной толщины футеровки по трем факторам: напряжениям, допускаемым деформациям и величине износа.

Аналитическое описание процесса удара довольно сложное, поэтому все исследователи обращаются к различным упрощающим предположениям и моделям.

Основные направления исследований по фундаментальным и прикладным работам по теории удара кратко можно сформулировать следующим образом:

- элементарная теория Ньютона – основана на введении коэффициента восстановления скорости при ударе, который зависит исключительно от внутренних свойств веществ соударяющихся тел и не зависит от кинематических характеристик движения тел в момент времени, предшествующий удару. Для абсолютно упругих тел этот коэффициент равен 1. Для всех твердых тел $[0, 1]$. Ньютоновский коэффициент не отображает физических свойств даже изотропных упругих тел;
- волновая теория удара (теория Сен-Венана) – методы теории упругости были применены к изучению процесса соударения твердых тел. Найдено отклонение коэффициента восстановления от Ньютоновского. Оно зависит не от свойств веществ соударяющихся тел, а от перераспределения механической энергии в консервативной системе;
- исследования по динамическим контактным взаимодействиям между телами при ударе – работы Герца. Герц рассматривает прямой центральный удар. Решает статическую контактную задачу и распространяет полученные результаты на динамическое контактное взаимодействие. Здесь введены ограничения на параметры, характеризующие внутренние и физические свойства соударяющихся тел, в первую очередь на относительную скорость их центров инерции в момент начального контакта их поверхностей.

Герц полагал, что эффекты, определяющие развитие процесса удара охватывают лишь небольшие области внутри тел, примыкающие к поверхности контакта. Остальные части тел не деформируются при ударе, т.е. движутся как абсолютно твердые тела.

Задача о прямом центральном соударении упругих тел сводится к задаче о соударении двух материальных точек с находящимся между ними упругим элементом. Этот элемент можно моделировать пружиной с нелинейной зависимостью между сжи-

мающей силой и уменьшением длины пружины. Коэффициент восстановления по теории Герца так же равен единице. Это относится к недостаткам этой теории, т.к. коэффициент восстановления не зависит от массы, формы и размеров соударяющихся тел.

Однако теория Герца в настоящее время является единственной, содержащей локальное исследование процессов, сопровождающих удар.

Теория С.П. Тимошенко о поперечном ударе о стержень объединяет наиболее существенные положения теории Сен-Венана и теории Герца. Тимошенко вводит в рассмотрение местные деформации ударяющего тела и балки [2].

С учетом формулы Герца $\alpha = kP^{2/3}$, известное функциональное уравнение теории удара С.П. Тимошенко имеет вид [2]

$$v_0 t - \frac{1}{m_1} \int_0^t \int_0^{t_1} P(t_2) dt_2 dt_1 = kP^{2/3} + \frac{2gl}{\pi^2 \gamma Fa} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{(2n-1)^2} \int_0^t P(t) \sin \frac{\alpha \pi^2 (2n-1)^2}{l^2} (t-t_1) dt.$$

Это уравнение решается численными методами. Тимошенко обнаружил неизвестные ранее детали в применении силы взаимодействия между ударяющим телом и стержнем и строго установил возможность возникновения повторных ударов, возникающих через малые промежутки времени, соизмеримые с периодом наиболее медленных собственных поперечных колебаний стержня.

Задачи, рассмотренные Тимошенко, лежат на границе области применимости статической теории Герца о сжатии упругих тел к задачам динамики.

Соударение упругих тел при наличии локальных и общих деформаций было рассмотрено Кильчевским [3].

В частности решена задача о поперечном ударе упругого тела о прямоугольную пластину со свободно опертым контуром.

Применительно к рассматриваемому случаю наиболее удобно исследовать прямой центральный удар двух упругих тел, т.е. удар шара о тело бесконечно большой массы, ограниченное плоскостью [3, 4, 5, 6].

Рассмотрим прямой центральный удар двух тел массами m_1 и m_2 , движущимися со скоростями V_1 и V_2 . При соприкосновении тел они начнут деформироваться: кинетическая энергия относительного движения шара перейдет частью в потенциальную энергию деформаций плоскости (т.е. футеровки), частью в энергию упругих волн, в энергию разрушения футеровки, в энергию трения и т.д. Время удара обычно рассматривается как процесс, состоящий из двух актов: первый акт от момента касания тел до момента их наибольшего сжатия t_2 ; второй – от момента наибольшего сжатия t_2 до момента последнего касания t_1 .

По закону сохранения количества движения общая скорость в момент наибольшего сжатия будет

$$V = \frac{m_1 V_1 + m_2 V_2}{m_1 + m_2}.$$

А.Н. Динник для удара шара о плоскость приводит следующие выражения: для сближения двух тел [4]

$$\alpha = \frac{1}{4} R^5 \sqrt{\frac{100 \pi^2 \rho_1^2 16 (1-\nu^2) (E_1 + E_2)^2}{E_1^2 E_2^2}} V^{4/5}; \quad (1)$$

для нормального напряжения

$$\sigma_z = 4 \sqrt[5]{\frac{10 \rho_1 E_1^4 E_2^4}{\pi^4 4^4 (1-\nu^2)^2 (E_1 + E_2)^4}} V^{2/5}; \quad (2)$$

для времени удара

$$T = 0,7358R^5 \sqrt{\frac{100\pi^2 \rho^2 16(1-\nu^2)^2 (E_1 + E_2)^2}{E_1^2 E_2^2 \nu}}, \quad (3)$$

где ρ_1 – плотность шара;
 R – радиус шара;
 V – скорость удара;
 α – сближение тел;
 σ_z – нормальное напряжение;
 T – время удара;
 E_1 и E_2 – модули Юнга шара и футеровки соответственно;
 ν – коэффициент Пуассона.

Эти формулы А.Н. Динник использовал для вычисления α , σ_z и T при ударных нагрузках различных материалов: в основном металлических, стекла и др. Следует подчеркнуть, что с некоторыми допущениями они дают хорошую сходимость с экспериментом и для системы «шар – резиновая плита». Именно их использовал автор для определения величины сближения тел и нормального напряжения.

А.Н. Динник провел обширные экспериментальные исследования различных материалов в условиях ударных напряжений, в том числе и таких, которые вызывают разрушение плоскости. При этом он отметил весьма важный факт, позже подтвержденный многими исследователями: материалы (в основном металлы) локально могут выдерживать большие напряжения без видимых следов разрушения. Причины такого поведения авторы видят в следующем:

- согласно III теории прочности локальные разрушения материала начнутся тогда, когда касательные напряжения достигнут некоторого максимального значения;
- время удара обычно незначительно и напряжения благодаря релаксационным свойствам материала не успевают проявиться в полной мере;
- в зоне контакта материал находится в условиях объемного сжатия.

По теории А.Н. Динника главные напряжения в центре удара

$$\bar{X}_x = \bar{Y}_y = \bar{Z}_z \frac{1+2\nu}{2};$$

для сжатия металла при $\nu = 0,3$ имеем $\bar{X}_x = \bar{Y}_y = 0,8\bar{Z}_z$;

для резины при $\nu = 0,5$ имеем $\bar{X}_x = \bar{Y}_y = \bar{Z}_z$.

При таких условиях материал может выдержать намного больше напряжения, чем при монофазном сжатии. Следует также отметить, что резина благодаря несжимаемости ($\nu = 0,5$) при ударных нагрузках находится в более благоприятных условиях, чем металлы. Наибольшие касательные напряжения в центре поверхности удара, от которых соответственно и зависит разрушение футеровки, будут равны

$$\bar{T}_{xz} = \bar{T}_{yz} = \frac{1}{2}(\bar{Z}_z - \bar{X}_x) = \frac{1}{10}\bar{Z}_z,$$

а при монофазном сжатии наибольшее касательное напряжение на площадке, составляющей угол 45° с напряжением \bar{Z}_z , будет

$$\bar{T} = \frac{1}{2}\bar{Z}_z.$$

В этом, по-видимому, и заключается одна из причин более высокой стойкости резины к ударным нагрузкам, чем металла.

Разработан алгоритм решения контактной задачи методом конечных элементов. Он был применен для решения контактной задачи для резиновой футеровки, в которую вдавливаются металлический шар [7].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вибрационные машины для выпуска и доставки руды [Текст] / В.Н. Потураев, В.И. Дырда, О.К. Авдеев, И.К. Поддубный, В.П. Надутый, Н.Г. Кравченко, В.Н. Платонов, В.И. Финогеев. – К.: Наук. думка, 1981. – 150 с.
2. Тимошенко, С.Б. Курс теории упругости [Текст] / С.Б. Тимошенко. – К.: Наук. думка, 1969. – 254 с.
3. Кильчевский, Н.А. Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар. [Текст] / Н.А. Кильчевский. – К.: Наук. думка, 1976. – 320 с.
4. Динник, А.Н. Избранные труды [Текст] / А.Н. Динник. – К.: Изд-во АН УССР, 1952. – Т. 1. – 137 с.
5. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики [Текст] / С.М. Тарг. – М.: Наука, 1967. – 480 с.
6. Александров, Е.В. Прикладная теория и расчеты ударных систем [Текст] / Е.В. Александров, Б.Б. Соколинский. – М.: Наука, 1969. – 200 с.
7. Исследование резиновой футеровки мельниц при ударных нагрузках [Текст] / Дырда В.И., Маркелов А.Е., Решевская Е.С., Тархова В.М., Твердохлеб Т.Е., Гончаренко А.В. // Геотехническая механика. – Днепропетровск. – 2008. – Вып. 75. – С. 114-120.