

определяется параметрами гидротранспортного комплекса и транспортируемого материала.

Таблица 1

α [-]	Длина первой зоны в м	Длина второй зоны в м	Длина третьей зоны в м
$8 \cdot 10^{-10}$	0.9	1189.46	8809.64
$8 \cdot 10^{-11}$	0.54	1230.9	8768.56
$8 \cdot 10^{-12}$	5.37	3.07	9991.2
$8 \cdot 10^{-13}$	53.77	30.83	9915.4
$8 \cdot 10^{-14}$	544.76	323.4	9131.84
$8 \cdot 10^{-15}$	3549.26	2907.09	3543.65

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Джаршенвили А.Г. Системы трубного транспорта горно-обогатительных предприятия. - М.: Недра, 1986. - 250 с.
2. Нурок Г.А. Технология и проектирование гидромеханизации горных работ. - М. : Недра, 1985. - 450 с.
3. Аравин В.И., Нумеров С.Н. Теория движения жидкостей и газов в недеформируемой пористой среде. - М.: Госиздат. тех. - теор. лит., 1953. - 397 с.
4. Лейбензон Л.С. Движение природных жидкостей и газов в пористой среде. - . М.: ОГИЗ гос. изд. тех. - теор. лит., 1947. - 180 с.

УДК 622.002.5:621.822

А.Г. Рысенко

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ТЯЖЕЛЫХ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАШИН

Создание высокоэффективных ударовиброзащитных систем и возросший уровень требований к ним выдвинул одну из актуаль-

ных проблем, характерных не только для тяжелого, но и общего машиностроения. Такой проблемой является снижение динамических нагрузок подшипниковых узлов машин и агрегатов, подверженных в процессе работы значительным ударным и вибрационным нагрузкам. Виброзащитные системы в этом случае являются лишь частным решением общей проблемы. Они снижают уровень колебаний и уменьшают вредное влияние вибраций на подшипниковые узлы, но являются практически неэффективными для тех машин и агрегатов, где сильные ударные воздействия являются функциями технологических процессов либо возможно их возникновение в случае аварийных ситуаций [1].

В представленной работе на примере рабочего рольганга рассматривается вопрос моделирования нестационарных режимов нагружения подшипниковых узлов тяжелых горно-металлургических машин с целью их ударовиброзащиты.

Подшипниковые узлы роликов рабочих рольгангов подвергаются ударно-вибрационным воздействиям, характер которых зависит от технологических операций, осуществляемых рольгангом.

В соответствии с вышеизложенным, нагрузки, передающиеся от роликов к подшипниковым узлам, влияют на прочность опор и, соответственно, их долговечность. Так, основным динамическим воздействием следует считать ударную нагрузку, возникающую при кантовке слитка. Она определяется по формулам, приведенным в работе [2], как

$$P = K_{дин} Q, \quad (1)$$

где $K_{дин}$ - коэффициент динамичности в случае удара по ролику без амортизаторов; Q - вес слитка, приходящийся во время кантовки на один ролик.

Коэффициент динамичности, в случае отсутствия амортизаторов, будет равен

$$K_{дин} = \sqrt{96EJ \frac{h}{l^3} \frac{Q + K_1 G}{(Q + K_2 G)^2}}, \quad (2)$$

где E - модуль Юнга; h - высота падения центра тяжести слитка во время кантовки; J - момент инерции бочки ролика; l - длина ро-

лика, измеренная по серединам опор; G - вес ролика; $K_1=0,55$ - коэффициент приведения массы ролика и массы слитка; $K_2=0,7$ - коэффициент приведения скорости ролика и скорости слитка.

Коэффициент динамичности также может быть определен по следующей приближенной формуле [3]

$$K_D = 1 + \sqrt{1 + 2h / \lambda_{cm}}, \quad (3)$$

где h - высота падения груза; λ_{cm} - перемещение, вызванное силой, равной весу Q падающего груза, при ее статическом действии.

В случае амортизации подшипниковых узлов ролика, полное статическое перемещение по середине пролета ролика будет равно сумме статического прогиба ролика, статической деформации подшипников и амортизаторов под действием силы $Q/2$.

Таким образом, полное статическое перемещение

$$\lambda_{cm} = \lambda_p + \lambda_{II} + \lambda_A, \quad (4)$$

где $\lambda_p = \frac{mgl^3}{98EJ}$ - статический прогиб ролика под действием силы Q .

Так как во время кантовки слиток лежит на трех роликах, то $Q=mg/3$.

Из формулы (4) следует, что единственной величиной, являющейся переменной, является λ_A , которая зависит от жесткости амортизаторов при статически приложенной нагрузке.

Отсюда следует, что с уменьшением жесткости амортизаторов величина λ_A будет увеличиваться, а коэффициент динамичности K_D и максимальная динамическая деформация подшипника - уменьшаться.

Поэтому теоретически необходимо проектировать упругий элемент с незначительной жесткостью. Однако, на практике это встречает ряд трудностей. Помимо чисто конструктивных ограничений, мягкие подвески сильнее раскачиваются под действием ударных нагрузок.

Вместе с тем, можно сформулировать общие методы и направление конструирования амортизаторов ударовиброзащиты

подшипниковых узлов с силовой характеристикой, близкой к оптимальной (рис. 1).

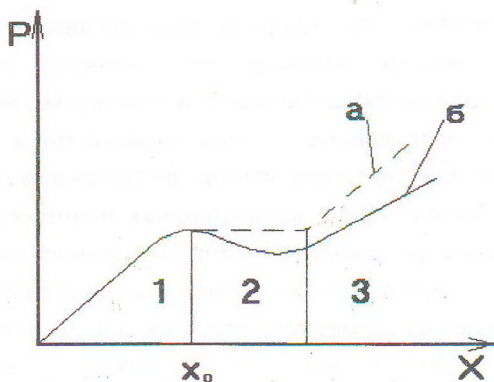


Рис. 1.

Как показано в работе [4], такая силовая характеристика имеет участок подъема 1, соответствующий упругому сжатию рабочего тела амортизатора

$$P=c(x) \cdot x \quad \text{при } x \leq x_0 \quad (5)$$

где P - сила на амортизаторе; $c(x)$ - коэффициент жесткости; x - ход амортизатора; x_0 - ход амортизатора на участке 1 нарастания силы.

Участок 2 ограничения силы на амортизаторе

$$P \approx P_0 = \text{const} \quad \text{при } x > x_0 \quad (6)$$

Участок 3, соответствующий нелинейному нарастанию силы, является нерабочим и здесь не рассматривается.

Основной сложностью является формирование второго участка характеристики амортизатора. Анализ различных амортизаторов показывает, что могут быть рекомендованы два метода. Первый метод, заключающийся в изменении направления деформирования рабочего тела при осадке амортизатора. Он позволяет получить "провал" на втором участке. Второй метод предусматривает

использование эффекта потери устойчивости упругим рабочим телом при нагружении.

Для анализа нестационарных колебаний, возникающих в системе амортизации при ударном воздействии, не могут быть использованы методы линеаризации, успешно применяемые для анализа стационарных режимов в нелинейных системах. В связи с этим методы исследования систем ударозащиты основываются на непосредственном интегрировании дифференциальных уравнений движения. Правые части неоднородных нелинейных дифференциальных уравнений движения амортизируемого объекта при кинематическом возмущении имеют вид инерционных нагрузок на объект от переносного движения, при этом переносное ускорение

$$\ddot{x}(t) \neq 0 \quad \text{при} \quad 0 \leq t \leq \tau; \quad \ddot{x}(t) \equiv 0 \quad \text{при} \quad t > \tau,$$

где τ - длительность ударного воздействия.

Коэффициент динамичности при кратковременном ударном воздействии одного знака

$$K_{\partial} \approx 2 \left(1 - \frac{\pi n}{2w_0} \right) \sin \frac{w_0 \tau}{2} \quad \text{при} \quad \tau \leq \frac{\pi - 2n}{w_0};$$

$$K_{\partial} \approx 2 \left(1 - \frac{\pi n}{2w_0} \right) \quad \text{при} \quad \tau > \frac{\pi - 2n}{w_0},$$

где τ - продолжительность ударного воздействия; $n = h/(2m)$ - коэффициент неупругого сопротивления; h - коэффициент демпфирования; m - приведенная масса объекта; w_0 - собственная частота системы.

При ударном воздействии собственная частота системы:

$$w_0 < \frac{\pi}{3\tau}$$

чтобы выполнялось условие $K_{\partial} < 1$.

Коэффициент демпфирования:

$$h = \frac{\Psi}{4\pi}$$

где Ψ - коэффициент поглощения энергии.

Коэффициент поглощения энергии для резины определяется экспериментально, т.к. он зависит от частоты нагружения и температуры по формуле [5]:

$$\Psi \approx \frac{S}{W},$$

где S - площадь петли гистерезиса; W - амплитудное значение энергии при диссипации.

Значение Ψ колеблется в пределах от $\Psi=0,07$ до $\Psi=0,5$ для различных марок резин и значений W .

В практике расчета механических систем с упругими резиновыми связями в качестве модели стандартной вязкоупругой среды принимают, согласно [5].

Таким образом можно сделать вывод, что для систем ударозащиты характеристики упругих и демпфирующих элементов амортизации должны быть существенно нелинейны, так как выбор оптимальных нелинейных характеристик позволяет уменьшить относительные перемещения объекта и габаритные размеры ограждающей объект конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Круглов Ю.А., Туманов Ю.А. Ударовиброзащита машин, оборудования и аппаратуры. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1986. - 222 с.
2. Королев А.А. Конструкции и расчет машин и механизмов прокатных станов. - М.: Металлургия, 1969. - 464 с.
3. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. / Отв. ред. Писаренко Г.С. - 2-е изд., перераб. и доп. - Киев: Наук. думка, 1988. - 736 с.