

УДК 621.928.235.678.02

## НИЗКОЧАСТОТНЫЙ ВИБРОИЗОЛЯТОР ВЫСОКОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

Дырда В.И., Белая Н.А.(Институт геотехнической механики НАН Украины, Днепропетровск), Ёричева В.А (Днепропетровский государственный университет).

Одна из основных задач при создании систем виброзащиты - это обеспечение упругости передаточных звеньев, которые должны быть мягки в динамике, иметь высокую жёсткость в статике. Одним из способов решения этой задачи является уменьшение жесткости упругих связей. В то же время минимальная жёсткость виброизолятора определяется допустимыми смещениями механизмов относительно друг друга. Допускаемые смещения механизма определяются не только типом связи, но и направлением смещения. Наряду с мероприятиями, направленными на создание условий, при которых можно применять виброизоляторы пониженной жёсткости, необходима разработка виброизоляторов такого типа.

Так, податливость применяемых в настоящее время в промышленности резинометаллических виброизоляторов при равномерном напряженном состоянии резинового массива примерно пропорциональна высоте резинового слоя  $h$ .

В действительности из-за неравномерности напряжённого состояния резинового массива высота слоя резины виброизолятора принимается значительно большей. Но даже при полученной оценке виброизоляция низкочастотных процессов (порядка 3-10 Гц) потребует применения резинометаллических амортизаторов высотой резинового слоя 30-50 см. С этой точки зрения более перспективными оказываются пневматические виброизоляторы, нашедшие распространение в ряде отраслей промышленности [1,2]. Изготавливаемые резинокордные пневмобаллоны имеют круглую и удлиненную форму (патент США кл.280-124№2879877). Круглые баллоны

рассчитаны на грузоподъемность до 2-3 т., а удлиненные - до 10 т.

В резинокордных баллонах жесткость изменяется за счет изменения давления и изменения эффективной площади, причём их вкладыши примерно одинаковы, поэтому баллоны, рассчитанные на частоту 2 Гц, имеют довольно значительную высоту, что связано с устойчивостью всей конструкции. Заданный уровень оборудования над фундаментом при низкочастотном возбуждении может поддерживаться также мембранными амортизаторами на воздушной подушке (патенты США кл. 180-7 №3243084 и кл.180-24№3610364). Исследования мембранных амортизаторов на воздушной подушке показали, что при малых расходах, воздушный зазор образуется не по всему контуру (высота зазора порядка 5-10 мкм, что соизмеримо с высотой неровностей применявшихся плит и мембраны). С увеличением расхода воздуха амортизатор самовозбуждается.

Недостатком этого типа виброизолятора является большой расход воздуха, наличие компрессорного хозяйства, трубопроводов, регуляторов давления и др. и, что самое важное, сравнительно низкий срок службы и малая надёжность.

Поэтому, на практике приходится применять более жесткие амортизаторы, не обеспечивающие нужную виброизоляцию. Дополнительное снижение вибропередачи без существенного размягчения амортизаторов является важной и сложной частью общей проблемы уменьшения передаваемой энергии на другой объект.

Различными авторами предполагались упругие опоры, жесткостная характеристика которых имеет участок с почти нулевой и даже отрицательной жесткостью. С этой целью используются, например, рычажные устройства и прощелкивающие пластины. Такие опоры могут обеспечить высокую статическую и малую динамическую жесткость, но они не удовлетворяют ряду элементарных эксплуатационных требований (слишком чувствительны к выбору рабочей точки, до-

пускают большие перемещения при низкочастотных воздействиях, не поддаются регулировке в процессе эксплуатации).

На основании выполненного обзора может быть сформулировано одно из основных требований, которые предъявляются к виброизолирующим элементам. Конструкция виброизолятора должна иметь существенно нелинейную мягкую характеристику и допускать регулировку в процессе эксплуатации. В соответствии с этим основным требованием была предложена, разработана и испытана конструкция виброизолятора высокой несущей способности, предназначенная для виброизоляции низкочастотных процессов.

Разработанная конструкция амортизатора отличается от известных тем, что резинометаллический амортизатор выполнен в виде двух опорных коаксиально расположенных элементов, выполненных в виде соответственно втулки и стакана и расположенный между цилиндрическими поверхностями последних, работающий на сдвиг упругий элемент, причём с целью увеличения несущей способности, к втулке прикреплено дно, сопряжённое с дном стакана [3].

На рис.1 схематически изображён описываемый резино-металлический амортизатор.

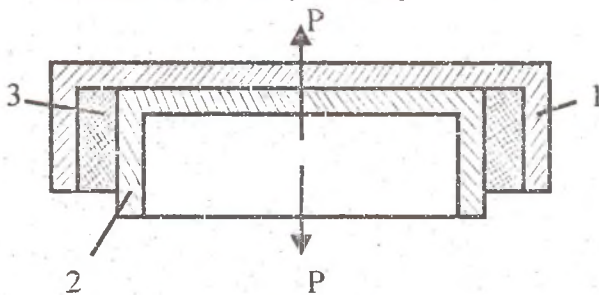


Рис.1. Резинометаллический амортизатор.

Резинометаллический амортизатор состоит из прилегающих друг к другу днщ внешнего 1 и внутреннего 2 стаканов и привулканизированного к ним упругого элемента 3.

При приложении внешней нагрузки  $P < P_0$  к опорным стаканам, их взаимное перемещение будет отсутствовать, пока приложенная нагрузка компенсируется силой атмосферного давления  $P_0$ , действующей на днища опорных стаканов, участок 1 характеристики амортизатора (рис.2). При увеличении нагрузки, когда приложенная сила больше сил атмосферного давления  $P > P_0$ , нагружается упругий элемент амортизатора и происходит взаимное перемещение его деталей - участок 2 характеристики амортизатора.

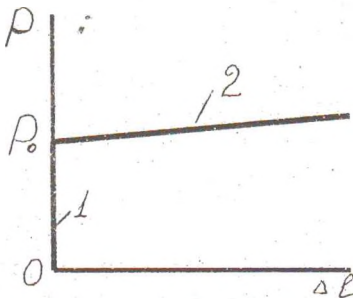


Рис.2. Силовая характеристика амортизатора.

Такая конструкция амортизатора позволяет существенно уменьшить деформацию и напряжения в элементе амортизатора, имеющем малую жёсткость, так как часть приложенной нагрузки, например, статическая составляющая, компенсируется силами атмосферного давления, а упругими элементами воспринимается остальная её часть, например, динамическая составляющая. Кроме того, такой амортизатор прост в изготовлении, так как опорные стаканы одновременно служат деталями для пресс-формы.

Зависимость перемещения от внешней нагрузки, представленная на рис.3 (кривая 2), получена для виброизолятора имеющего следующие геометрические размеры: внутренний



диаметр  $d=240$  мм, наружный диаметр  $D=310$  мм, высота  $h=60$  мм. Модуль упругости резины  $E=40$  МН/м<sup>2</sup>.

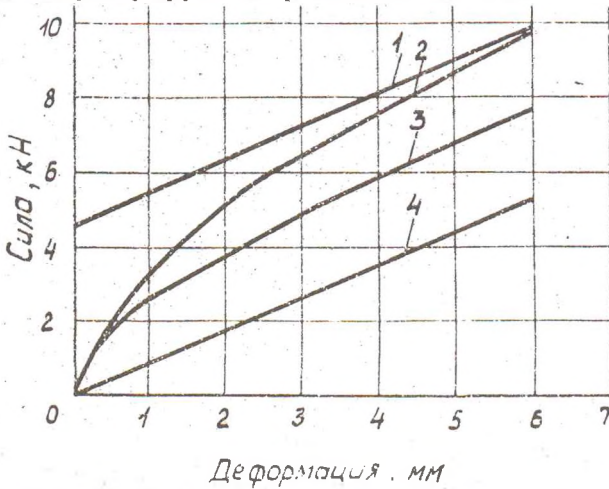


Рис.3. Зависимость перемещений от внешней нагрузки.

Различие между расчётной кривой (кривая 1) и полученной экспериментальным путём (кривая 2) объясняется тем, что при изготовлении между днищами стаканов осталась часть воздуха. Кривая 4 характеризует жёсткость этого же амортизатора при давлении между днищами стаканов, равном атмосферному. Кривая 3 получена при заполнении полости жидкостью. Анализ полученных результатов показывает, что несущая способность разработанной конструкции может изменяться в широких пределах, причём напряжённое состояние резины будет определяться не внешней нагрузкой, а величиной силы, равной разности между внешней нагрузкой и усилием  $P_0$  определяемом по формуле:

$$P_0 = (P_a - P_n)S,$$

где  $P_a$  - величина наружного давления;

$P_n$  - величина давления в полости;

$S$  - площадь поперечного сечения полости.

Применение амортизатора предложенной конструкции позволяет за счёт выбора соответствующего диаметра внут-

реинированного стакана практически компенсировать величиной давления в полости действия статической нагрузки, при этом нагружение резины и перемещение объекта будет осуществляться только под действием динамических нагрузок. Недостатком этой конструкции можно считать значительные размеры в случае компенсации больших статических нагрузок. С целью устранения этого недостатка было предложено ряд модификаций виброизоляторов повышенной несущей способности. Малые рабочие напряжения в резиновом массиве позволяют существенно увеличить значения  $P_0$  за счёт повышения значения  $P_a$ .

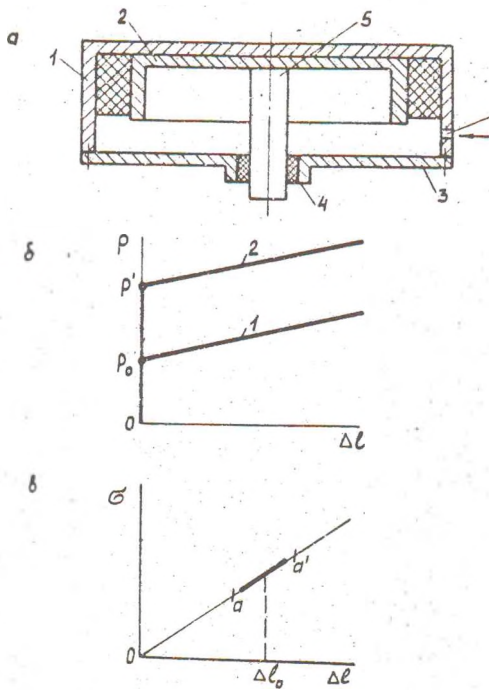


Рис.4. Виброизолятор повышенной несущей способности.

На рис.4а показан виброизолятор повышенной несущей способности. Этот виброизолятор отличается от предыдущего тем, что к наружному стакану 1 прикреплена крышка 3 с отверстием для уплотнительного элемента 4, в который вставлен шток 5 прикрепленный к внутреннему стакану 2. Через отверстие 6 в полость образованную внутренними поверхностями стаканов 1,2 и крышкой 3, поддается под давлением воздух. За счёт давления в полости несущая способность виброизолятора повышается. Его силовая характеристика представлена на рис.4б кривой 2, где для сравнения показана характеристика виброизолятора без дополнительной камеры (кривая 1). Зависимость напряжений в резиновом массиве виброизолятора от величины взаимного перемещения стаканов  $\Delta l$  представлена на рис.4.в. На представленной зависимости толстой линией выделен участок рабочих напряжений в резиновом массиве при перемещениях стаканов около некоторой точки  $\Delta l_0$ . Из графика видно, что напряжения в резине виброизолятора остаются значительными.

Анализ показывает, что резиновый элемент при циклическом нагружении должен работать в этом случае с некоторым сдвигом (участок а-а') относительно своего равновесного состояния. С целью улучшения условий работы элемента в условиях циклических нагружений предложена конструкция с предварительным поджатием резинового элемента (рис.5). Жестконосная характеристика элемента полностью соответствует жестконосной характеристике элемента (рис.2б, кривая 2) с дополнительной камерой, а напряжённое состояние резинового массива (рис. 4б) смещено и колебания происходят относительно равновесного состояния резинового элемента.

Предложенные конструкции виброизоляторов высокой несущей способности позволяют применить их для виброизоляции низкочастотных процессов, возникающих в тяжёлых горнотранспортных машинах и при этом значительно уменьшить смещение виброизолируемых объектов относительно

друг друга, практически убрать нагрузки на резиновый элемент от статического веса машин, изменять в процессе эксплуатации жёстконосную характеристику.

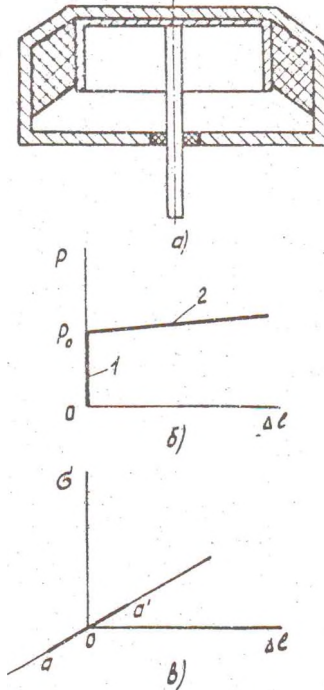


Рис.5. Конструкция резинометаллического амортизатора с предварительным поджатием резинового элемента.

#### Литература:

1. Певзнер Н.М., Горелик А.М. Пневматические и гидropневматические подвески. - М.: Машгиз, 1963-237с.

2. Виброизоляторы и системы установки оборудования с автоматическим регулированием.

3. А.с. 10221836(СССР). Резинометаллический амортизатор /В.И.Дырда, И.К.Поддубный, А.В.Коваль и др./- Опубл. в В.В., 1983, №21.

4. Патенты США кл.280-124№2879877, кл.180-7 №3243084 и кл.180-124№3610364.