

тий сможет удовлетворить спрос на отечественный универсально-пропашной трактор с высоким качеством и уровнем надежности, что обеспечит потребителям увеличение производства сельскохозяйственной продукции.

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В КАЧЕСТВЕ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Белая Н.А., Еричева В.А., ИГТМ НАНУ, ДГУ, г. Днепропетровск

В качестве упругих элементов используются многие материалы. Их можно условно сгруппировать следующим образом: 1) каучук и синтетическая резина (эластомеры); 2) металлические пружины; 3) прочие материалы (сюда входят пробка, войлок, пористая резина и различные комбинированные материалы). Каждый из материалов имеет специфические преимущества и недостатки. Материалы, входящие в третью группу, как правило, применяются в форме плит и служат главным образом для установки механизмов. Амортизаторы представляющие собой стальные пружины и формованные резиновые детали, обычно используются как составные части машин или служат для установки механизмов. Металлические пружины широко применяются в случаях, когда необходимо чтобы статический прогиб был большим, и в то же время рабочая температура или другие параметры делают неприемлемой резину. Фасонные резиновые детали находят широкое применение, поскольку их можно отлить в любые нужные формы с требуемой жёсткостью, благодаря тому, что они обладают большим внутренним гистерезисом, чем металлические пружины, обычно имеют минимальную массу и габариты и могут быть соединены с металлической арматурой, удобной для крепления с изолируемыми конструкциями.

При конструировании амортизаторов и при выборе упругого элемента следует учитывать многие факторы. Основными из них являются: прогиб амортизатора под статической нагрузкой, создаваемой массой устанавливаемого оборудования; жёсткость амортизатора в поперечном направлении по отношению к действию статической нагрузки; нагрузка, которую должен нести амортизатор; экстремальные значения температуры и других окружающих условий; демпфирование, достигаемое за счёт гистерезиса пружины; ограничения по массе и габаритам, предъявляемые к амортизатору; влияние нелинейной упругости на работу амортизатора; соотношения между статической и динамической жёсткостью.

Значение прогиба под действием статической нагрузки в большей степени определяет тип несущего нагрузку упругого элемента. Органические материалы, такие как резина и пробка, могут выдерживать большие внезапно возникшие единичные деформации, однако они проявляют явно выраженную тенденцию к упругому последдействию или ползучести, если большие деформации сохраняются в течение значительного периода времени. С другой стороны, металлические пружины обычно хорошо работают при постоянной деформации, если напряжение даже мгновенно не превышает предела текучести, но обнаруживают небольшие остаточные деформации (ползучесть) при максимальном напряжении выше предела текучести.

Резина пригодна для применения в амортизаторах, у которых прогиб под статической нагрузкой относительно мал; но может внезапно чрезвычайно возрасти. Единичная деформация в резине в статических условиях не должна пре-

вышать 0,10-0,15, если это деформация сжатия, и 0,25-0,50, если это деформация сдвига. Допустимая динамическая деформация обычно значительно больше: например, деформация сжатия может достигать 0,50-0,75 без разрушения резины, хотя жёсткость амортизатора при экстремальном значении деформации может значительно увеличиться. Динамическая деформация сдвига, равная 2,0-3,0, является допустимой, если резина надлежащим способом закреплена на опорных элементах.

Металлические пружины целесообразно использовать в тех случаях, когда прогиб от статической нагрузки велик; особенно легко сконструировать спиральную пружину. Применяя металлические пружины, следует помнить, что напряжение во время динамического прогиба не должно превышать предела упругости.

Винтовые пружины целесообразно применять при действии нагрузки вдоль оси симметрии конструкции без учёта жёсткости пружины в поперечном направлении, что следует учитывать при конструировании виброизоляторов.

Демпфирование в определённой степени присуще всем упругим материалам. Иногда поглощение энергии в несущем нагрузку элементе даёт достаточное демпфирование, в других же случаях возникает необходимость в дополнительном демпфере. В случаях, когда трудно предсказать характер возмущения, необходимо применять амортизаторы с достаточно высоким демпфированием. Амортизаторы должны обеспечивать значительное демпфирование и в тех случаях, когда известно, что им придётся работать на резонансе достаточно длительное время.

Количество несущего нагрузку упругого материала, необходимого для виброизолятора, определяется по величине энергии, которая должна быть поглощена. Обычно при виброизоляции амплитуда колебаний меньше, чем статический прогиб. Поэтому с запасом необходимую массу материала можно подсчитать, приравняв поглощаемую энергию в материале амортизатора к работе, выполняемой в системе амортизатора при его прогибе. Работа A , произведённая в амортизаторе, равна

$$A = M\Delta_{cm}/2, \quad (1)$$

где M - вес оборудования, Δ_{cm} - статический прогиб амортизатора.

Потенциальная энергия U амортизатора, равна

$$U = \int_V \sigma\varepsilon/2dV = \int E\varepsilon^2/2dV. \quad (2)$$

Если деформация равномерна по всему объёму упругого материала, то уравнение (2) интегрируется непосредственно

$$U = E\varepsilon^2/2V. \quad (3)$$

Или для сдвига

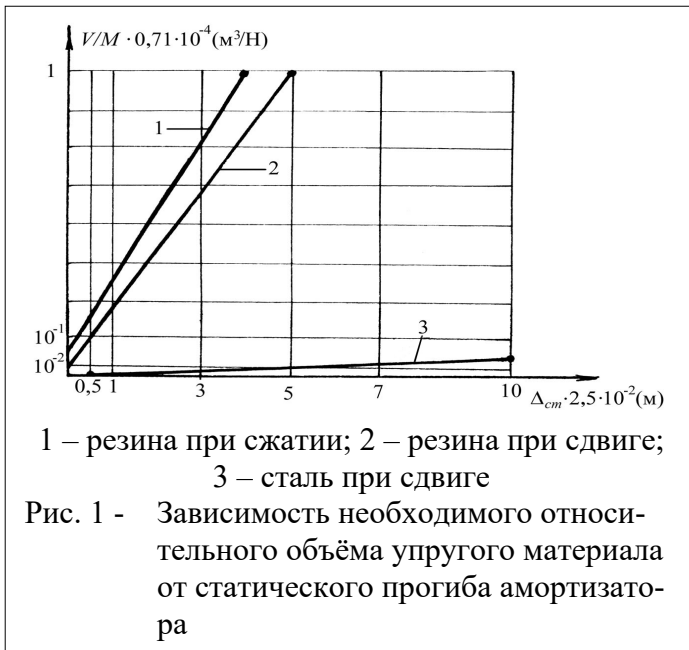
$$U = G\gamma^2/2V. \quad (4)$$

Приравнявая работу к потенциальной энергии, получим объём материала, необходимый для данного амортизатора

$$V/M = \Delta_{cm} / E / \varepsilon^2. \quad (5)$$

В случае деформации сдвига соответствующее выражение будет иметь вид

$$V/M = \Delta_{cm} / G / \gamma^2. \quad (6)$$



Необходимый объем упругого материала зависит от модуля E используемого материала и деформации ε (или соответственно G и γ для материалов, деформированных на сдвиг). Для стали работающей на скручивание $G = 8 \times 10^4$ МПа, допустимое рабочее напряжение для типичного упругого материала равно 525 МПа (деформация $\gamma = 6,5 \times 10^3$). Для G и γ по уравнению (6), построены кривые для V/M , представленные на рисунке 1.

Применение уравнений (5), (6) для резиновых упругих элементов сложнее, так как величина E и G изменяется в широких пределах в зависимости от состава резины, и максимально допустимое её значение ε и γ не настолько определено, как для стали. В отличие от резины при большой деформации в металле появляется остаточная деформация. Если резина претерпевает сильную остаточную деформацию в течение длительного времени, то напряжения релаксируют. Если чрезмерное напряжение сохраняется длительное время, деформация непрерывно повышается.

Модуль упругости резины на сдвиг колеблется в пределах 0,35-1,2 МПа (для жёсткости резины, обычно используемой в амортизаторах). Соответствующее значение модуля сжатия зависит от формы резинового элемента. Номинально E может быть принятым равным $5G$. Предельная деформация резины при статической нагрузке $\varepsilon = 0,10$ и $\gamma = 0,25$. В тех случаях, когда допустима некоторая релаксация напряжений или увеличение прогиба (упругое последствие), деформация может достигать до $\varepsilon = 0,15$ и $\gamma = 0,50$. Решения уравнения (5) графически показано на рис. 1 при средних значениях $E = 3,5$ МПа, $G = 0,7$ МПа, $\varepsilon = 0,1$ и $\gamma = 0,25$. Графиками на рис. 1 можно пользоваться при других значениях модуля или деформации в соответствии с уравнением.

Резина, деформируемая на сдвиг, должна быть соединена с металлическими пластинами для передачи нагрузки на резину. Напряжение на склеенной границе раздела не должно превышать 0,35 МПа. Для некоторых типов резиновых упругих элементов, особенно тех, которые сделаны из довольно жёсткой резины, деформация может ограничиваться допускаемыми напряжениями на склеенной границе, а не соотношениями, установленными на рис. 1.

Если упругий, резиновый элемент деформируется на сдвиг или сжатие, то распределение деформации по всему объёму приближается к равномерному; в этом случае уравнение (5) и рис. 1 можно использовать непосредственно. Трудно достичь равномерности деформации по всему объёму в металлической пружине, поэтому здесь требуется больший объём материала, чем получается по уравнению (5). Если упругий элемент представляет собой винтовую пружину с малым шагом, то материал пружины испытывает напряжение кручения, как по-

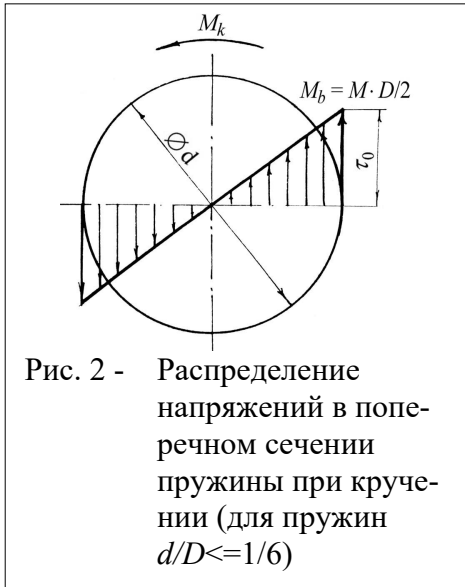
казано на рис. 2. Потенциальная энергия деформации пружины равна

$$U = \int_V \tau \gamma / 2 dV = \int_V \tau^2 / 2 / G dV = L / 2 / G \int_0^{2\pi} \int_0^r (M_k / I_{\zeta} \zeta)^2 \zeta d\zeta dt, \quad (7)$$

где L - длина пружины.

Тогда решая интеграл (7) найдём, что

$$U = V \tau_0^2 / 4G = V \gamma_0^2 G / 4. \quad (8)$$



Сравнивая с (4) найдём, что в пружине эффективность использования материала составляет лишь 50%.

Эффективность металлической пружины повысится, если распределить деформацию более равномерно по объему материала. Аналогичным образом можно достичь более высокой эффективности гибкой пружины, если изготовить слоистой. Материал заполнителя должен быть как можно легче и иметь высокий модуль на сдвиг по длине элемента, если желательно реализовать жесткость на растяжение и сжатие наружных слоев.

Кривые на рис. 1 относятся только к несущему нагрузке элементу и не учитывают массу дополнительных конструкций, необходимых для использования пружин. Резиновые упругие элементы требуют значительно меньшего объема дополнительных конструкций, чем металлические пружины, и материал из которого они изготовлены, используется с большей эффективностью. Если масса дополнительных конструкций, которые необходимы для установки металлических пружин велика, то вся установка может оказаться более громоздкой, чем установка с резиновым упругим элементом, даже если масса самих пружин меньше, чем масса резины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беляев Н.М. Сопrotивление материалов. -М.: Гостехиздат, 1951.
2. Детали машин / Добровольский В.А., Заблонский К.И., Мак С.Л. и др. -М.: Машгиз, 1963.

ОЦЕНКА ИНТЕНСИВНОСТИ ВНУТРЕННИХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛА В РЕЗИНОКОРДНЫХ ОБОЛОЧКАХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН

Ищенко В.А., Кваша Э.Н., ДГСА, г. Днепропетровск

Тепловое состояние шины при эксплуатации во многом определяет ее работоспособность. Основным фактором, определяющим тепловое состояние в шине, является теплообразование в резине и корде при качении. Теплообразование обусловлено физической нелинейностью материалов и циклическим изменением деформаций в элементах шины. При известных предположениях [1] принимается, что температурное поле шины по радиальному сечению не зависит от окружной координаты.