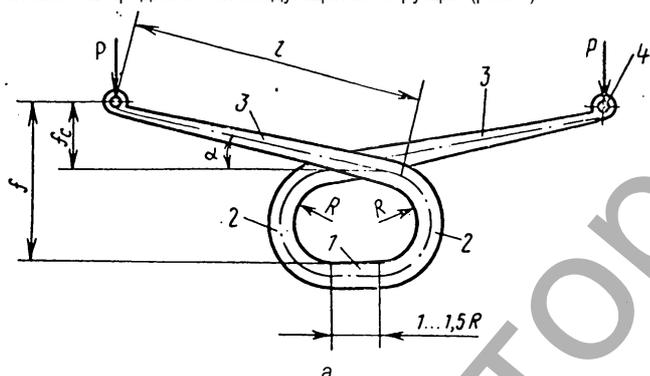


ПЕРСПЕКТИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДВЕСОК НАЗЕМНЫХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Введение. Подвески наземных мобильных машин являются их упругой и демпфирующей составной частью, позволяющей «поглощать» неровности дорог и тем самым во многом определять динамику движения. За более чем вековую историю развития этого вида техники конструкции подвесок непрерывно совершенствовались, однако до сих пор их надежность и долговечность значительно ниже ресурса машины в целом. Тем самым не достигается идеальный с точки зрения безопасности и экономической эффективности принцип равнопрочности сборочных единиц.

В монографии [1] проведен анализ известных направлений совершенствования конструкций и технологий изготовления рессорных подвесок транспортных средств. В данной статье рассматриваются наиболее перспективные на современном этапе решения для обеспечения комплекса зачастую противоречивых служебных характеристик сложных узлов.

Пластинчатые упругие элементы. Для повышения плавности хода машин за счет увеличения изгибной податливости упругих элементов предлагается следующая конструкция (рис. 1).



а – вид сбоку; б – вид сверху
Рис. 1. Пластинчатая рессора

Пластинчатая рессора имеет продольный профиль балки равного сопротивления изгибу, работающей в плоскости наибольшей жесткости, и состоит из полотна 1, переходящего в два подковообразных участка 2 с радиусом R , и прямых полок 3 с ушками 4. Полотно 1 средней частью крепится к оси транспортного средства. На концах полок выполнены приспособления (ушки) для крепления рессоры к раме транспортного средства.

Радиус кривизны R подковообразной части выбирается равным половине максимального рабочего прогиба рессор f из расчета, что при реализации этого прогиба в эксплуатационных условиях ось и рама транспортного средства соприкасаются. Полки могут быть расположены как параллельно полотну, так и под углом α , равным до 15° к полотну. Частота собственных колебаний поддрессоренной

массы зависит от статического прогиба f_c , соответствующего нагрузке на подвеску от веса транспортного средства. Чем больше статические прогибы, тем меньше частота колебаний и выше плавность хода. Однако большой статический изгиб передней подвески автомобиля оказывает влияние на привод рулевого управления и безопасность движения, а также увеличивает максимальные напряжения в рессоре. Исходя из этого и других компоновочных соображений, прогиб рессор для подвесок автомобилей преимущественно находится в пределах 15–25 см.

Для предлагаемой рессоры прогиб определяется по зависимости

$$f = \frac{Pl^3}{3EI} + \frac{\pi PRl^2}{2EI} + \frac{\pi PR^3}{2EI} + \frac{4PIR^2}{EI}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости материала рессоры;

I – момент инерции сечения;

P – вертикальная нагрузка на конец рессоры;

R – радиус изгиба подковообразной части;

l – длина полки.

Расчет прогибов пластинчатой рессоры по формуле (1) в зависимости от длины полок показывает, что для обеспечения вышеуказанных прогибов в пределах 15–25 см из условия максимальных статических нагрузок на шины необходимая расчетная длина полок предлагаемой рессоры должна находиться в пределах $l = 3...6 R$. Длина полотна из расчета крепления его прямолинейным участком к оси транспортного средства должна составлять не менее $1...1,5 R$.

Рессора работает следующим образом. Под действием вертикальной силы полки 3 одновременно с подковообразными участками 2 получают деформацию (прогиб) вниз или вверх в зависимости от направления действия вертикальной силы. Суммарная деформация (прогиб) пластинчатой рессоры алгебраически складывается из прогибов и поворотов полки 3, полотна 1, а также вследствие искривления упругой линии подковообразного участка 2 и поворота его сечений. Продольные и поперечные силы, действующие на подвеску, воспринимаются консольными концами.

Составная пластинчатая рессора (рис. 2) работает аналогично, а крепление разъемного полотна к оси транспортного средства производится с помощью накладки 6 и болтов 7.

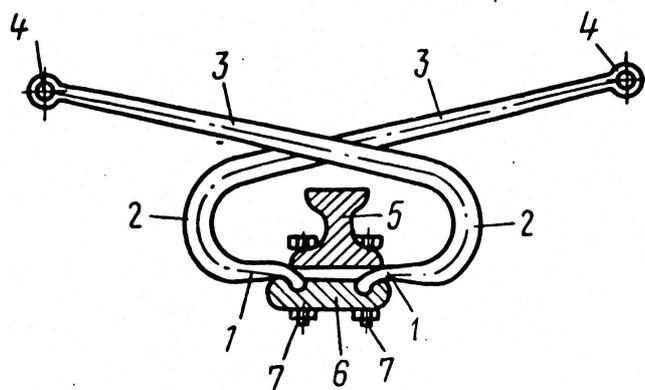


Рис. 2. Составная пластинчатая рессора

Составная пластинчатая рессора более технологична в изготовлении.

В целях повышения плавности хода транспортного средства путем демпфирования продольных колебаний предлагается следующая конструкция (рис. 3).

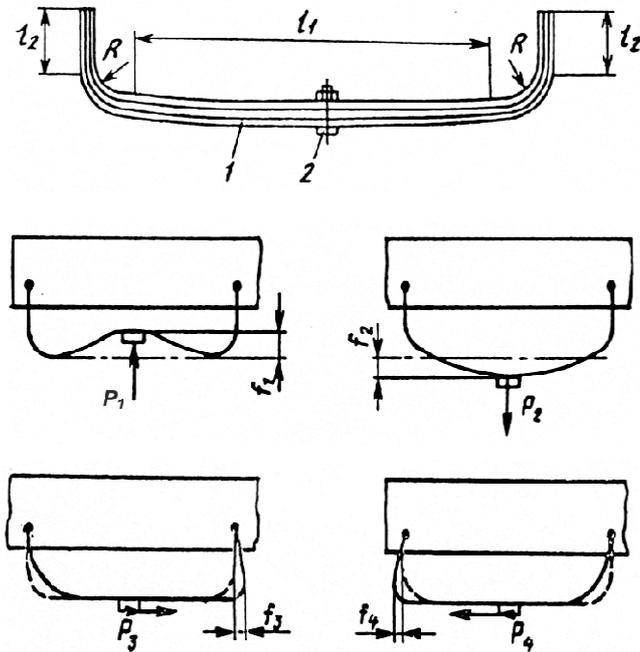


Рис. 3. Рессора с вертикальными концами листов

Листы рессоры имеют среднюю часть длиной l_1 и консольные концы длиной l_2 , сопряженные по радиусу R . Длина l_2 консольных концов выбирается в зависимости от требуемой жесткости подвески в продольном направлении по следующим зависимостям:

$$C = \frac{1}{\delta} \cdot \frac{Enbh^2}{4l_2^3}; \quad l_2 = \sqrt[3]{\frac{Enbh^2}{4\delta C}} \quad (2)$$

где C – жесткость конца рессоры;

δ – коэффициент увеличения прогиба рессоры;

E – модуль упругости материала;

n – число листов рессоры;

b – ширина листов;

h – высота листов;

l – длина концов.

Продольный прогиб концов определяется по зависимости

$$f_{np} = \delta \cdot \frac{2P_{np}l_2^3}{Enbh^3},$$

где P_{np} – продольная сила, действующая на рессору.

Подвеска работает следующим образом. При действии

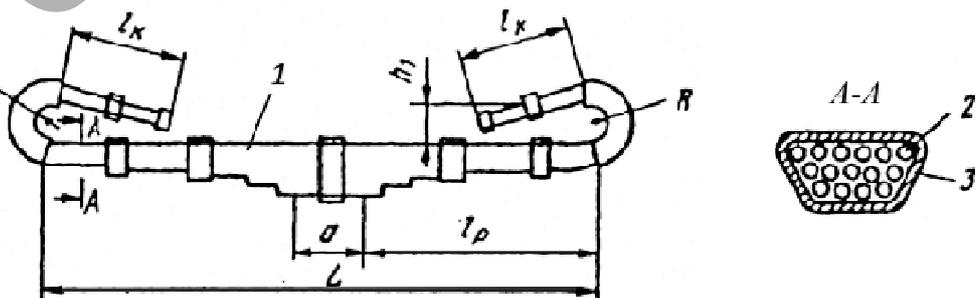


Рис. 4. Тросовая рессора

вертикальной нагрузки P_1 или P_2 на ось транспортного средства рессора получает прогиб f_1 или f_2 в зависимости от направления нагрузки, соответственно прогибы f_3 и f_4 – от продольных сил P_3 , P_4 . Возможность получения последних позволяет снизить ускорения от колебаний транспортного средства в горизонтальной плоскости. Компенсация изменения длины рессор, связанного с прогибом, производится за счет изменения радиуса сопряжения консольных концов и их податливости.

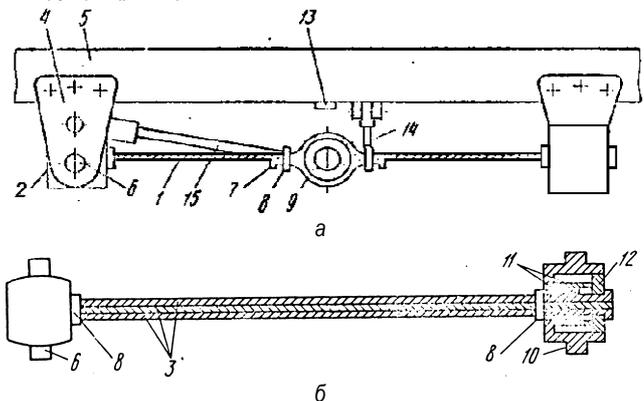
Тросовые элементы подвесок. Поиск более надежных и экономичных упругих элементов приводит к использованию тросов в подвесках машин. При этом, так же как и в листовых рессорах, эволюция конструкций должна идти по пути от линейной упругой характеристики к нелинейной.

На рис. 4 изображен один из вариантов тросовой рессоры переменной жесткости.

Рессора 1 выполнена в виде пакета стальных тросов 2, обжатых по длине хомутами 3, средней частью жестко закрепленных на балке оси колес, а концами – как обычно на раме. При этом концы загнуты в виде петли один навстречу другому на кронштейнах, выполненных в виде криволинейных направляющих, а прямолинейные участки упомянутых концов наклонены к горизонтали под углом 10–30°. Тросы, образующие рессору, выполнены разных размеров, равномерно увеличивающихся от оси транспортного средства к раме.

Благодаря трению отрезков тросов друг о друга и составляющих их проволок осуществляется интенсивное рассеивание энергии и эффективное гашение колебаний поддрессоренной массы транспортного средства. При достижении рессорой определенного прогиба в контакт с рабочими участками l_p вступают участки l_k концов, при этом увеличивается жесткость упругой характеристики подвески, т.е. она приобретает прогрессивный вид. При работе автомобиля без груза, как правило, подвеска получает прогиб на участке характеристики до включения концов. По величине получаемого технического эффекта предлагаемая конструкция подвески равнозначна применяемой подвеске с дополнительными рессорами (поддрессорниками), однако это достигается более просто и с меньшими материальными затратами.

Перспективным представляется нижеследующий вариант конструкции (рис. 5).



а – вид сбоку; б – вид сверху
Рис. 5. Тросовая подвеска

Подвеска транспортного средства содержит рессору 1, состоящую из упругих элементов 2, соединенных между собой тросами 3. Упругие элементы 2 установлены в кронштейнах 4 рамы 5 транспортного средства с возможностью поворота относительно осей 6. Средней частью рессоры 1 с помощью скобы 7 и хомутов 8 крепится к балке оси транспортного средства 9. Упругий элемент 2 состоит из гильзы 10, в которую помещены отрезки троса 11 различной длины, и подвижного поршня 12 с закрепленными в ней тросами 3.

Под воздействием вертикальных нагрузок тросы 3 получают натяжение и через подвижный поршень 12 воздействуют на отрезки тросов 11, которые в результате этого воздействия получают продольный изгиб и за счет уменьшения расстояния между подвижным поршнем 12 и дном гильзы 10 позволяют тросам 3 получить прогиб на величину, пропорциональную приложенной силе. При снятии нагрузки с тросов 3, они вместе с подвижным поршнем 12 возвращаются в исходное положение за счет упругости отрезков тросов 11. Демпфирование колебаний происходит как за счет трения между отрезками тросов, так и между проволоками одного троса, при этом оно значительно эффективнее, чем трение в монолитных рессорных листах. Вертикальный ход оси 9 вверх ограничивается упором ее в буфер 13 рамы 5. Поперечные и продольные силы,

действующие на подвеску в условиях эксплуатации, воспринимаются реактивными штангами 14 и 15.

Эффект достигается за счет улучшения упругой характеристики подвески, что в конечном счете приводит к улучшению плавности хода и увеличению производительности транспортных средств, а также снижению металлоемкости.

Заключение. Развитие современного материаловедения, оборудования и технологий изготовления позволяют конструкторам-машиностроителям смело проектировать детали переменного профиля, многоэлементные комбинированные конструкции, закладывать новые методы упрочнения и т.д. Приведенные в данной статье предложения обеспечивают улучшение плавности хода, безопасности и комфортабельности езды при снижении металлоемкости узлов и повышении эксплуатационного ресурса наземных мобильных машин.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ракицкий, А.А. Обеспечение ресурса рессорных подвесок / А.А. Ракицкий, А.К. Бернацкий. – Минск: Наука и техника, 1988. – 167 с.

Материал поступил в редакцию 03.11.15

RAKITSKY A.A. Perspective suspension structures for ground mobile machinery

The paper is devoted to the development of suspensions with non-linear characteristics. Some structures are proposed on the base of new materials, technologies and complex combinations of elements. A plate spring has variable profiles as equal resistance beams and other peculiarities. A rope spring is distinguished by effective damping properties.

УДК 621.833:517.443

Омель Д.В., Драган А.В.

ПРИМЕНЕНИЕ ВЕЙВЛЕТ-АНАЛИЗА ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ УДАРНЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ МНОГОВАЛЬНЫХ ПРИВОДОВ

Введение. Вращающиеся узлы машин, такие как редукторы, передаточные механизмы, подшипниковые узлы подвержены износу и поломкам в силу высоких нагрузок и скоростей. Анализ виброакустических сигналов таких узлов позволяет заблаговременно выявлять дефекты и планировать обслуживание. Наличие периодически повторяющихся ударных импульсов повышенной магнитуды в вибросигнале свидетельствует об ухудшении технического состояния механической системы, как правило, это уже имеющийся в исследуемой системе дефект [1].

Ударные импульсы, присутствующие в вибрационном сигнале зубчатых механизмов, характеризуются рядом параметров, таких как момент возникновения, декремент затухания, начальная амплитуда и частота повторения [2]. Приведенные параметры являются диагностическими признаками, отражающими техническое состояние механической системы, и могут быть использованы при решении задач выявления и классификации дефектов зубчатых колес многовальных зубчатых приводов.

Фурье-анализ вибросигналов обладает меньшими в сравнении с вейвлетным анализом диагностическими возможностями ввиду ряда принципиальных ограничений [3]. Вейвлет-преобразование вибросигнала позволяет определить время возникновения ударных импульсов, оценить резонансную частоту, а также реализовать совершенно новое графическое представление вибрационного процесса.

Вейвлеты и основанные на них интегральные вейвлет-преобразования были предложены в начале 90-х гг. прошлого века и в последующее время интенсивно развивались. По локализации во временной и частотной областях вейвлеты занимают промежуточ-

ное положение между синусоидальной функцией, локализованной по частоте, и функцией Дирака, локализованной во времени. Благодаря прекрасному представлению локальных особенностей сигналов, принципиально отсутствующих у рядов Фурье, вейвлеты нашли практическое применение для анализа тонких особенностей сложных нестационарных сигналов.

1. Вейвлетный анализ. Вейвлет-преобразования в понимании существенно сложнее, чем преобразования Фурье. Вейвлеты характеризуются своим временным и частотным образами. Временной образ определяется некоторой пси-функцией времени $\Psi(t)$. Частотный образ пси-функции представляет собой ее Фурье-образ $\bar{\Psi}(\omega)$, который задает огибающую спектра вейвлета [4]. На рис. 1 представлены временной и частотный образы одного из вейвлетов.

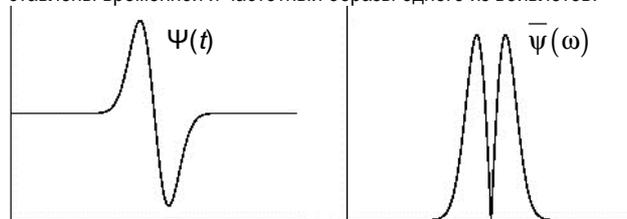


Рис. 1. Временной и частотный образы вейвлета Wave

Таким образом, сигнал представляется совокупностью волновых пакетов, образованных на основе некоторой базисной функции

Драган Александр Вячеславович, к.т.н., доцент, декан машиностроительного факультета Брестского государственного технического университета.

Омель Дмитрий Владимирович, м.т.н., старший преподаватель кафедры начертательной геометрии и инженерной графики, аспирант кафедры технологии машиностроения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.