



ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 62-567.2

И.И. СИДОРЕНКО, д-р техн. наук
Одесский национальный политехнический университет, Украина

А.Г. БАХАНОВИЧ, д-р техн. наук
Белорусский национальный технический университет, г. Минск

АНАЛИЗ СТРУКТУР РЕЛАКСАЦИОННЫХ АМОРТИЗАТОРОВ ТРАДИЦИОННЫМИ И МОДИФИЦИРОВАННЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ГРАФАМИ

С использованием методик структурного анализа на основе традиционных и модифицированных кинематических графов проведен сравнительный анализ структур двух реальных конструкций пассивных релаксационных амортизаторов. Показано, что модифицированный кинематический граф эффективен при анализе структур механизмов требующего учета упругих, диссипативных или иных связей между элементами структуры, изменение которых напрямую связано с кинематикой рассматриваемого механизма. Выдвинуто предположение по применению модифицированных кинематических графов для синтеза структур диссипативных механизмов с расширенными функциональными возможностями.

Ключевые слова: релаксационные амортизаторы, анализ, кинематический граф, модифицированный кинематический граф

Механика машин неразрывно связана с изучением структуры механизмов и машин, данные о которой позволяют тем или иным образом классифицировать механические устройства, определить принцип работы, а также выбрать имеющиеся или разработать новые методики их конструирования и расчета. Однако, практика научно-технической деятельности показывает, что достижение определенной цели приводит к множеству технических и конструктивных решений даже в пределах одного класса устройств. Учитывая, что структуры устройств в этом случае очень похожи, то при анализе полученных решений достаточно сложно определить — имеет ли место развитие определенного устройства за счет некоторых конструктивных модификаций или получено новое устройство с индивидуальными признаками.

Путем аналитических и экспериментальных исследований установлен ряд оптимальных нелинейных характеристик подвески транспортного средства в зависимости от условий его работы, которые называют *целевыми* [1]. Одним из действенных средств их реализации является применение в составе подвески амортизатора, который имеет аналогичную или близкую к целевой характеристику демпфирования в зависимости от хода поршня. Та-

кой амортизатор принято относить к классу *релаксационных* [1, 2]. В настоящее время класс релаксационных амортизаторов составляют устройства, которые в большинстве своем являются активными системами. Однако, несмотря на присущую им высокую эффективность демпфирования, опыт эксплуатации, в частности в автомобилестроении, выявил серьезные проблемы, связанные как с надежностью их систем управления, так и с реализацией ее высокого быстродействия. Кроме того, применение активных систем приводит к снижению показателя экономичности, вследствие их зависимости от внешнего источника энергии. Например, результаты проведенных исследований транспортных средств с активными амортизаторами в составе подвесок свидетельствуют о повышении на 10...15 % расхода топлива на мерный участок пути по сравнению с транспортным средством, в подвеске которого использовался пассивный амортизатор [2, 3]. Низкий показатель экономичности вполне объясняет, почему применение подвесок с активными элементами имеет выборочный характер. Поэтому анализ, синтез и изучение свойств новых пассивных релаксационных амортизаторов (ПРА), при условии, что их функциональные возможности по реализации целевой характеристики демпфиро-

ния приближены к функциональным возможностям активных систем, является актуальной научно-прикладной задачей. Исследования и конструкторские разработки, проведенные в данном направлении, привели к созданию достаточно большого количества ПРА, которое постоянно пополняется. Расширение функциональных возможностей данных устройств является следствием внедрения в их структуру различных механических элементов управления характеристиками демпфирования. В ряде случаев разработанные ПРА имеют общий принцип работы, что определяет их конструктивное подобие. Поэтому сравнительный анализ таких устройств с целью выявления индивидуальных структурных признаков, как основы последующей классификации или определения приоритетности решения, сопряжено с определенными трудностями. Например, на рисунке 1 представлены ПРА, у которых изменение характеристики демпфирования осуществляется за счет управляемого изменения площади поршня. Устройства конструктивно подобны и состоят из корпуса с крышкой 1, которая образует полость (заполнена рабочим телом, определяющим диссипацию устройства *b*), и разделяющего полость на два объема штока-поршня с отверстиями 2, контактирующего с витой пружиной сжатия (определяющей жесткость устройства *c*) [4, 5].

Для реализации переменной площади сечения поршня в конструкциях присутствует поворотная шайба 3 с одним или несколькими дроссельными отверстиями, прилегающая к нижней части поверхности штока-поршня 2. При перемещении штока-поршня 2 вдоль оси амортизатора на величину *y* — поворотная шайба 3 своими направляющими выступами «в» контактирует со спиральными проточками: в первом случае на внутренней поверхности корпуса 1, а во втором случае по наружной поверхности специального направляющего стрежня 4. Тем самым реализуется передача вида «винт — гайка» (спиральная проточка на цилиндрической поверхности — поворотная шайба), которая определяет контролируемый

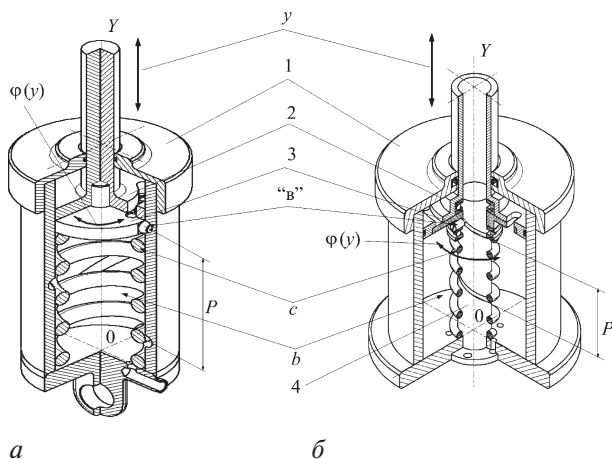


Рисунок 1 — Пассивные релаксационные амортизаторы:
a — патент Украины UA 6984 U, МПК F16F 5/00;
б — патент Украины UA 60617 U, МПК F16D 3/56

поворот поворотной шайбы 1 на угол $\varphi(y)$. При этом определенная часть дроссельных отверстий шайбы и штока-поршня взаимно перекрываются, что приводит к изменению суммарной площади открытых дроссельных отверстий $S_{до}(\varphi)$, которая и влияет на суммарную площадь поршня.

Итак, что перед нами, развитие определенного устройства за счет некоторых конструктивных модификаций или два самостоятельных устройства? Учитывая, что конструктивное подобие не всегда определяет подобие структурное, ответ на данный вопрос даст нам структурный анализ. Одноосные амортизаторы являются плоскими механизмами, для их структурного анализа рекомендуют методику с применением традиционных кинематических графов [6]. Применим данную методику для сравнительного анализа двух представленных ПРА и оценим результаты ее применения. Для этого введем соответствующие обозначения для элементов рассматриваемых ПРА (образец А — патент Украины UA 6984 U и образец Б — патент Украины UA 60617 U) и учтем контактное взаимодействие между ними, составив тем самым их модели в виде кинематических графов. При составлении кинематических графов нумерацию вершин графов проведем в соответствии с нумерацией элементов рассматриваемых устройств (см. рисунок 1). Кроме того, при моделировании механизмов учтем, что для образца Б контакт элементов 1 и 4 не определяет кинематическую пару, поэтому данные элементы могут рассматриваться как *равнозначные* в виде одного неподвижного элемента — стойки.

Полученные таким образом модели рассматриваемых устройств в виде кинематических графов по сути являются простыми связанными графами (рисунок 2). В данном случае основным критерием для их сравнения является степень подвижности, которая определяется выражением

$$W = 3(p - 1) - 2q - q_n, \quad (1)$$

где *p* — число вершин графа, соответствующее числу элементов устройства; *q* — число ребер графа, определяющих контактное функциональное взаимодействие между элементами устройств и соответствующее кинематическим парам 5-го класса; *q_n* — число «помеченных» ребер графа, определяющих контактное функциональное взаимодействие между элементами устройств и соответствующее кинематическим парам 4-го класса (на рисунке 2 помечены //).

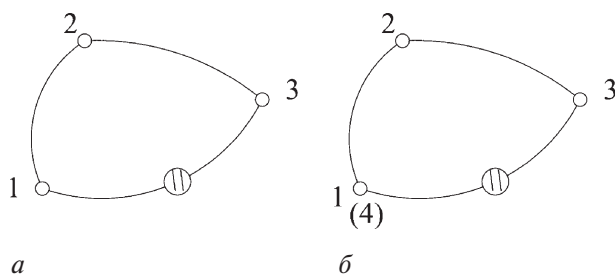


Рисунок 2 — Моделирование образцов пассивных релаксационных амортизаторов традиционными кинематическими графами:
a — образец А; *б* — образец Б

Из выражения (1) для кинематического графа как образца А, так и образца Б получено

$$W = 3(3 - 1) - 2 \cdot 2 - 1 = 1,$$

что определяет идентичность моделей устройств по степени подвижности.

Для расширенного анализа механизмов с помощью кинематических графов применяют дополнительный критерий. Предполагая, что любое из $q - p + 1$ ребер графа образуют совместно с некоторой совокупностью его ребер простой цикл, содержащий, по крайней мере, одно ребро, не входящее в другие циклы, то образованная таким образом совокупность $q - p + 1$ циклов является линейно независимой и определяет *цикломатическое число* графа

$$\sigma = q - p + 1, \quad (2)$$

где q, p — число ребер и вершин графа соответственно.

В соответствии с выражением (2) для кинематического графа как образца А, так и образца Б, получено

$$\sigma = 3 - 3 + 1 = 1,$$

что определяет идентичность моделей устройств по цикломатическому числу.

Исходя из полученных результатов проведенного анализа вполне очевиден вывод о том, что образец А и образец Б представляют одно и то же устройство с некоторыми конструктивными модификациями. Однако, опыт моделирования, анализа и синтеза механизмов на основе моделей в виде графов свидетельствует о том, что кинематические графы не всегда эффективны при комплексном анализе структуры устройства. Особенно это проявляется в тех случаях, когда требуется оценить другое, отличное от кинематического, но связанное с ним, функциональное взаимодействие между элементами структуры.

Целью данной работы является апробация методики моделирования и анализа структур диссипативных устройств (ПРА) *модифицированными кинематическими графами* (МКГ), которая с успе-

хом применялась при анализе и синтезе упругих устройств [7].

Отличие апробируемой методики от использованной выше заключается в том, что в ней вместо простого кинематического графа используется мультиграф, который помимо полюсов и ребер, определяющих элементы и кинематические связи между ними, содержит дополнительные «помеченные» ребра. Эти ребра соответствуют упругим, диссипативным или иным связям, изменение которых напрямую связано с кинематикой рассматриваемого механизма. При этом, все указанные связи с точки зрения кинематики определяются виртуальными аналогами кинематических пар 4 класса и рассматриваются как избыточные [6, 7].

Проведем анализ структур рассматриваемых образцов на основе их моделирования МКГ, применив ряд последующих преобразований (рисунок 3).

Исходные модели образцов А и Б в виде МКГ как визуально (см. рисунок 3 а), так и по расчету степени подвижности и цикломатического числа на основе выражений (3) и (4) не отличаются друг от друга

$$\begin{aligned} W &= 3(p - 1) - 2q - q_{\text{п}} - q_{\text{св}} = \\ &= 3(3 - 1) - 2 \cdot 2 - 1 - 2 = -1; \\ \sigma &= q - p + 1 = 5 - 3 + 1 = 3, \end{aligned}$$

где $q_{\text{св}}$ — число «помеченных» ребер графа, определяющих упругие и диссипативные характеристики (на рисунке 3 — помечены с и b).

Эти показатели так же не изменяются если учитывать ранее принятое условие равнозначности элементов 1 и 4, произвести понижение степени вершины $\text{deg}(1(4)) = 4$ до 2 представив данную вершину в виде двух самостоятельных вершин степени 2 ($\text{deg}(1) = 2, \text{deg}(1) = 2$ — для образца А, $\text{deg}(1) = 2, \text{deg}(4) = 2$ — для образца Б, см. рисунок 3 б). Не трудно заметить, что при этом не изменяется количество и целостность циклов (цикломатическое число для обоих образцов $\sigma = 2$).

Последующий ход анализа дополним методом исключений, при котором из моделей на основе

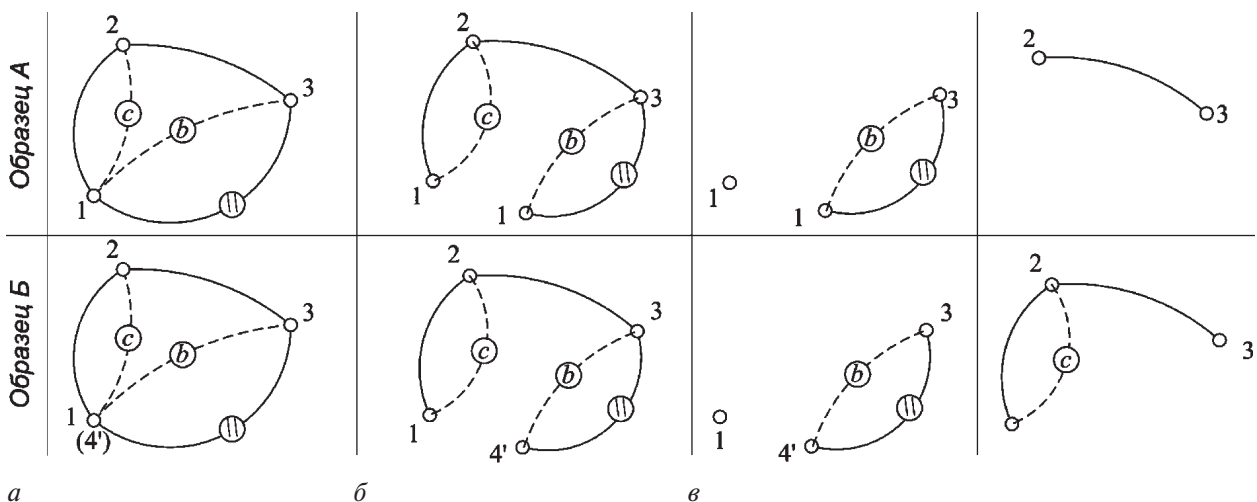


Рисунок 3 — Моделирование механизмов МКГ: а — исходная модель; б — «понижение» степени вершины $\text{deg}(1(4)) = 4$; в — граф с изолированной вершиной 1; z — число циклов при исключении одной из равнозначных вершин

МКГ с пониженной степенью вершин 2 будем поочередно исключать вершины с одинаковой нумерацией, контролируя при этом расчетом цикломатического числа количество и целостность циклов — наличие функционального взаимодействия. Поочередное исключение вершин 2 и 3 из обеих моделей определяет для каждой из них графы с одной изолированной вершиной (см. рисунок 3 в). При этом цикломатическое число для моделей обоих образцов $\sigma = 1$. С технической точки зрения изолированная вершина модели на основе МКГ соответствует элементу конструкции, не имеющего к функционированию последней никакого отношения. В реальных механизмах такой элемент чаще всего является декоративным, и по канонам инженерной практики особо не приветствуется [8].

Ответ на поставленный в данной работе вопрос об возможной идентичности конструкций может быть получен путем исключения из модели на основе МКГ одной из равнозначных вершин (например, вершины 1 в модели для образца А и вершины 4 для образца Б). В этом случае для образца А будут разрушены все циклы, включающие в себя помеченные ребра c и b . Это подтверждается расчетом цикломатического цикла, при котором $\sigma = 0$. Для образца Б будет разрушен только один цикл, включающий в себя помеченное ребро b . Это подтверждается расчетом цикломатического цикла, при котором $\sigma = 1$. Данное обстоятельство и определяет различие между рассматриваемыми моделями и как следствие, между рассматриваемыми образцами.

Подтверждение полученному результату дает применение метода исключения и при визуальном анализе конструкций. Так, если по той или иной причине в образце Б выйдет из строя направляющий стержень (вершина 4 в модели на основе МКГ) то нарушение его функционального взаимодействия с другими элементами системы определит лишь частичную потерю работоспособности. Устройству по-прежнему будут присущи упругие свойства. Выход из строя корпуса 1 в образце А (основной элемент определяющий два цикла в модели на основе МКГ),

приводит к полной потере работоспособности как по упругим, так и диссипативным характеристикам.

Результаты проведенных исследований свидетельствуют о возможности применения МКГ для анализа структур диссипативных устройств с целью выделения их индивидуальных признаков. Применительно к рассматриваемым образцам при анализе выделен индивидуальный признак, определяющий образец Б как систему с механической обратной связью (с дополнительной управляющей механической структурой), что может быть положено в основу классификации ПРА. Выделенным индивидуальным признаком является наличие в структуре образца Б как минимум двух дополнительных элементов структуры определяющих требуемый цикл (в примерах — взаимодействие, определяющее диссипативную характеристику), причем один из дополнительных элементов обязательно должен иметь кинематическую связь с одним из элементов основной структуры. Полученные результаты могут быть использованы при синтезе новых конструкций ПРА.

Список литературы

1. Дмитриев, А.А. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Чобиток, А.В. Тельминов. — М.: Машиностроение, 1976. — 208 с.
2. Афанасьев, Б.А. Проектирование элементов автоматизированных трансмиссий колесных машин: учеб. пособ. / Б.А. Афанасьев, С.Д. Полов. — М.: Изд-во МГТУ, 1993. — 35 с.
3. Ротснберг, Р.В. Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
4. Амортизатор: пат. України на корисну модель. UA 6984 U, МПК F16F 5/00. / М.Г. Медведев, В.В. Єпіфанов, О.І. Абляскін, С.М. Воронцов (Україна). — № 2004010160; заявл. 09.01.2004; опубл. 15.06.2005 // Бюл. — 2005. — № 6. — С. 35–37.
5. Демпфер гідравлічний: пат. України на корисну модель. UA 60617 U, МПК F16D 3/56 (2006.01) / І.І. Сидоренко (Україна). — № u201014043; заявл. 25.11.2010; опубл. 25.06.2011 // Бюл. — 2011. — № 12. — С. 41–43.
6. Амбарцумянц, Р.В. Графы и механизмы / Р.В. Амбарцумянц. — Одесса: Полиграф, 2007. — 114 с.
7. Сидоренко, И. Пассивные виброизолирующие устройства с элементами активных систем / I. Sydorenko. — Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., 2011. — 296 p.
8. История техники / А.А. Зворыкин [и др.]. — М.: Изд-во Соц.-эконом. лит.-ры, 1962. — 756 с.

Sydorenko I.I., Bakhanovich A.G.

Analysis of the structures of relaxation conventional shock absorbers and modified kinematic graphs

Using the techniques of structural analysis based on traditional and modified kinematic graphs comparative analysis of the structures of the two real structures of passive relaxation shock absorbers. It is shown that the modified kinematic graph efficient for analyzing structures requiring mechanisms accounting for elastic, dissipative or other links between elements of the structure, the change of which is directly related to the kinematics of the mechanism under consideration. Suggested by the use of modified kinematic graphs for the synthesis of structures dissipative mechanisms with enhanced functionality.

Keywords: relaxation shock absorbers, analysis, kinematic graph, modified kinematic graph

Поступила в редакцию 21.10.2013.