

УДК 629.7:534.014.4:62-752

Н.В.Герасимов, Ю.В.Шатилов

О НЕКОТОРЫХ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМАХ  
НА ОСНОВЕ ЭЛЕМЕНТОВ С УПРАВЛЯЕМОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

Конструкция летательного аппарата в полетных и наземных режимах эксплуатации подвергается многоцикловому динамическому нагружению. Высокий уровень нагружения вызывает накопление усталостных повреждений и приводит к разрушению конструкции. Поэтому задача снижения динамических нагрузок, действующих на конструкцию и системы летательных аппаратов, весьма актуальна.

Для уменьшения эксплуатационных нагрузок в авиационной технике применяют различные активные [1] и пассивные параметрически управляемые виброзащитные системы [2-6], в частности, амортизаторы с переменной жесткостью. Существуют два способа управления жесткостью: активный и пассивный. При активном способе управления жесткостью (рис. 1) энергия упругого элемента может как уменьшаться  $\Delta E < 0$  (переключение 0-1 с большой

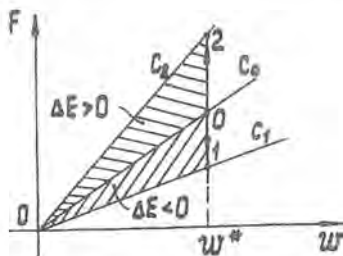


Рис. 1

жесткости на малую), так и увеличиваться  $\Delta E > 0$  (переключением 0-2 с малой жесткости на большую). Очевидно, что реализация таких переключений возможна при помощи устройства, подводящего энергию в упругий элемент и отводящего энергию из него.

С эксплуатационной точки зрения предпочтительнее использовать виброзащитные устройства, не требующие значительных энергетических затрат. В связи с этим в настоящей работе обсуждаются

пути снижения динамических нагрузок с помощью пассивных систем с переменной жесткостью [3-4]. В таких системах переключением жесткости можно добиться рассеивания энергии колебаний, устранив при этом из амортизатора обычный демпфер, ухудшающий качество виброзащиты на высоких частотах.

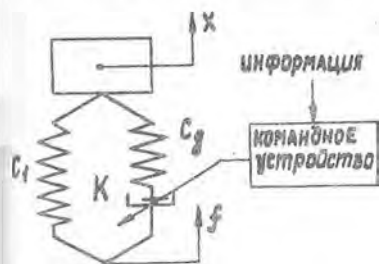


Рис. 2

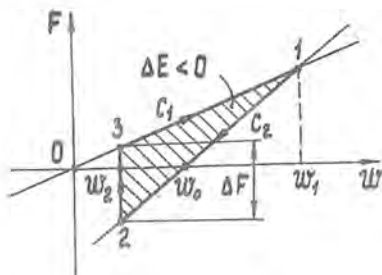


Рис. 3

Рассмотрим модель, реализующую схему пассивного переключения жесткости (рис. 2). В этой схеме переключение жесткости упругого элемента осуществляется запирающим устройством, в качестве которого можно использовать управляемый гидравлический цилиндр.

Если гидроцилиндр закрыт (коэффициент сопротивления  $K = \infty$ ), упругий элемент  $C_2$  подключен и общая жесткость равна  $C_2 = nC_1$ , где  $n = (C_1 + C_2)/C_1$ . При отпирании гидроцилиндра ( $K = 0$ ) элемент  $C_2$  выключается из работы и общая жесткость амортизатора становится равной  $C_1$ .

Механизм релейного пассивного метода управления жесткостью амортизатора представлен на рис.3. Когда переключение происходит с малой величины жесткости  $C_1$  на большую  $C_2$  (точка I), меняется положение статического равновесия системы на величину

$$W_0 = (n-1)n^{-1}W_1, \quad (1)$$

но никаких энергетических изменений не происходит.

При обратном переключении с большой жесткости на малую (точка 2) происходит скачкообразное изменение силы в упругом элементе на величину

$$\Delta F = (W_1 - W_2)(n-1)C_1 \quad (2)$$

и высвобождается энергия

$$\Delta E = -0,5(n-1)(W_1 - W_2)^2 C_1, \quad (3)$$

где  $W_1$  - деформация упругого элемента в момент переключения с

малой жесткости на большую;  $W_2$  - деформация в момент последующего переключения с большой жесткости на малую. В момент переключения энергия  $\Delta E$  импульсно рассеивается в гидроцилиндре, который в этот момент работает как демпфер.

Таким образом, любое переключение жесткости осуществляется без подвода энергии.

Используя полученные выше зависимости (1)-(3), можно синтезировать алгоритмы, позволяющие перевести объект из любой точки фазовой плоскости в положение статического равновесия системы с полным рассеиванием энергии, т.е. без последующих колебаний. Алгоритмы, удовлетворяющие этому условию при минимуме переключений, имеют вид:

$$c = \begin{cases} c_1 & \text{при } \gamma \cdot \text{sign } x > 0, \\ c_2 & \text{при } \gamma \cdot \text{sign } x < 0; \end{cases} \quad (4)$$

$$c = \begin{cases} c_1 & \text{при } \gamma \cdot \text{sign } \dot{x} > 0, \\ c_2 & \text{при } \gamma \cdot \text{sign } \dot{x} < 0; \end{cases} \quad (5)$$

$$c = \begin{cases} c_1 & \text{при } \gamma = 0, \\ c_2 & \text{при } \gamma \neq 0, \end{cases} \quad (6)$$

где  $x$ ,  $\dot{x}$  - соответственно перемещение и скорость объекта;  $\gamma = \dot{x} + x \Omega \sqrt{\eta - 2}$  - некоторая функция координат, определяющая при  $\gamma = 0$  одну из линий переключения;  $\Omega_1 = \sqrt{c_1/m}$  - собственная частота системы на малой жесткости;  $m$  - масса объекта.

Переходный процесс по алгоритму (4) реализуется на фазовой плоскости с двумя линиями переключения: ось  $O\dot{x}$  и линия  $\dot{x} = -x\Omega\sqrt{\eta-2}$  ( $\gamma = 0$ ). Алгоритм (5) дает переключения на оси  $Ox$  и линии  $\gamma = 0$ , а алгоритм (6) имеет переключение в момент, когда фазовые координаты соответствуют условию  $\gamma = 0$ .

Линия переключения  $\dot{x} = -x\Omega\sqrt{\eta-2}$  ( $\gamma = 0$ ) существует только при  $\eta \geq 2$ .

Если  $\eta = 2$ , алгоритмы упрощаются: так, алгоритм (6) принимает наиболее простой вид:

$$c = \begin{cases} c_1 & \text{при } \dot{x} = 0, \\ c_2 & \text{при } \dot{x} \neq 0. \end{cases} \quad (7)$$

На рис. 4 и 5 показаны диаграммы работы упругого элемента и траектории движения при условиях (4)-(6). Управление по алгоритму (4) определяет траекторию  $I^I-2^{II}-3^{III}-4^{II}-0$ , причем на участке  $I^I-3^{III}$  до линии переключения  $\gamma = 0$  движение осуществляется при жесткости  $c_1$ . На линии переключения в точке  $3^{III}$  жесткость

амортизатора увеличивается до величины  $C_2$ . В момент достижения начала координат происходит обратное переключение, потенциальная энергия дополнительного упругого элемента рассеивается, а система остается в положении статического равновесия.

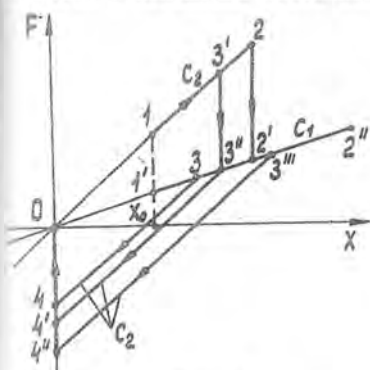


Рис. 4

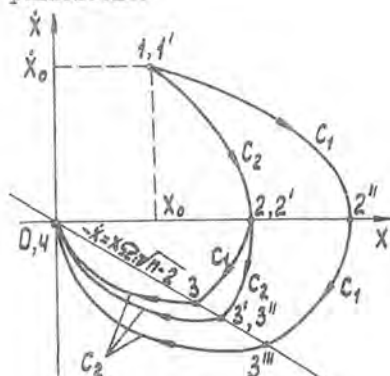


Рис. 5

Аналогично работают алгоритмы (5) и (6). Алгоритму (5) соответствует траектория I-2-2<sup>I</sup>-3-4-0, а алгоритму (6) - 2-3<sup>I</sup>-3<sup>II</sup>-4-0.

Следовательно, рассмотренные алгоритмы обеспечивают при минимуме переключений эффективное и быстрое (за время  $T < 2\pi/\sqrt{c_1/m}$  с) гашение собственных колебаний системы.

Реальные виброзащитные системы должны не только гасить собственные колебания, но и хорошо работать и в установившихся режимах нагружения. Поэтому эффективность алгоритмов (4)-(7) проверялась в различных случаях - при действии ступенчатых, гармонических, полигармонических и случайных возмущений.

В результате исследований установлено, что алгоритм (4) плохо работает при ступенчатом внешнем воздействии, а алгоритм (5) дает на зарезонансных частотах дополнительное возбуждение колебаний значительной амплитуды с частотой  $\Omega_{P1}$ . Алгоритмы (6) и (7) являются наиболее универсальными, хорошо работающими во всех режимах. Алгоритм (7), полученный как частный случай алгоритма (6) при  $\eta = 2$ , только при этом соотношении жесткостей позволяет быстро гасить собственные колебания. Тем не менее, его способность гасить резонансные колебания и работать в сложных условиях проверялась и при значениях  $\eta > 2$ .

Для того чтобы проследить влияние параметра  $\eta$ , рассмотрим характеристики амортизации при фиксированной частоте  $\Omega_{P2} = \sqrt{c_2/m}$ .

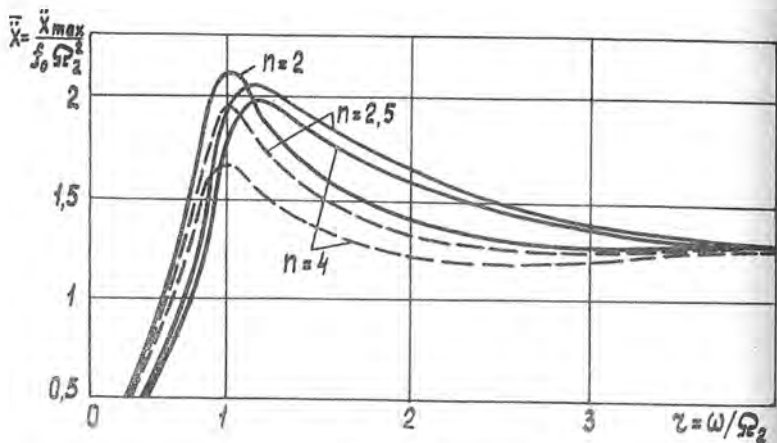


Рис. 6

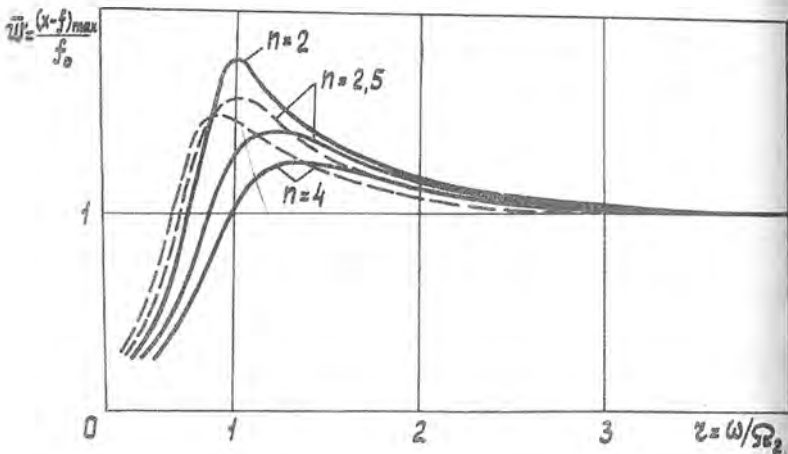


Рис. 7

На рис. 6 и 7 показано сравнение амплитудно-частотных характеристик ускорения и относительных перемещений при работе амортизатора по алгоритмам (6) и (7). Естественно, при  $\eta = 2$  алгоритм (6) и (7) работают идентично. С точки зрения снижения ускорений в резонансной области наилучшие результаты дает управление по алгоритму (7) при  $\eta > 2$ , а с точки зрения снижения перемещений

по алгоритму (6) при  $n > 2$ . Следовательно, для защиты конструкций от широкополосных воздействий целесообразно использовать алгоритм (7). При этом большие значения  $n$  позволяют получить лучшее качество изоляции.

Однако реализация высоких значений параметра  $n$  в случае мягких амортизаторов затрудняется в связи с появлением значительной статической деформации упругого элемента  $C_1$ . Поэтому практически приемлемыми являются варианты амортизаторов с  $n$  не выше 4.

В заключение отметим, что алгоритм (7) прост в аппаратном исполнении и отличается высокой помехозащищенностью, т.е. не ухудшает гасящих свойств в условиях высокочастотных помех. Реализация такого алгоритма [5] была использована при разработке системы многокомпонентной защиты от динамических нагрузок при транспортировке объектов по железной дороге. Экспериментальная установка испытывалась в реальных условиях движения по железной дороге в составе товарного поезда. Испытания показали, что амортизаторы с управляемой жесткостью и в пространственной системе защиты позволяют существенно снизить перегрузки, повысить надежность и долговечность конструкции защищаемых объектов.

### Л и т е р а т у р а

1. Шуберт, Ружичка. Теоретическое и экспериментальное исследование электрогидравлических виброзащитных систем. - Труды американского общества инженеров механиков. Т. 91, серия В, № 4, 1969, с. 62-74.

2. Кернол, Кросби, Харвуд. Уменьшение вибраций при помощи индуктивных генераторов усилий. - Труды американского общества инженеров механиков. Серия В, т. 96, № 2, 1974, с. 239-247.

3. Kauer Harald. Ein neuartiges Federsystem für gelandegäh-  
rige Nutzfahrzeuge. *Automob.-Znd.*, 1974, 19, №4, p.p. 41-47.

4. Н.В.Герасимов, Ю.В.Шатилов. Амортизация на основе упругого элемента с переменной жесткостью. - В кн.: Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. Межвузовский сборник, вып. 2, изд. КуАИ, 1975, с. 80-85.

5. А.с. 621916 (СССР). Амортизатор. Н.В.Герасимов, Ю.В.Шатилов. - Оpubл. в Б.И., 1978, № 32.

6. А.с. 568770 (СССР). Устройство для гашения колебаний объекта. Н.В.Герасимов, Ю.В.Шатилов. - Оpubл. в Б.И., 1977, № 30.