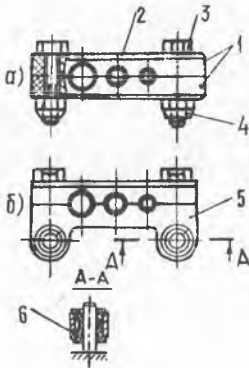


Групповые опоры можно подразделить на подвесные (рис. 2,а) и связанные с корпусом двигателя (рис. 2,б).



Р и с. 2. Конструктивные варианты групповых демпфирующих опор:

1 - резиновый демпфер; 2 - металлическая накладка; 3 - болт; 4 - гайка; 5 - металлическая колодка; 6 - резиновая втулка - демпфер

Задача по определению оптимального размещения групповых демпфирующих опор представляет определенные затруднения, связанные с тем, что на такой опоре закрепляются, как правило, трубопроводы различных длин и диаметров, каждый из которых имеет собственную форму колебаний и место установки опоры. Место установки групповой опоры можно определить, используя кривые рис. 1. Для этого необходимо найти допустимые границы расположения опоры для каждого трубопровода, и там, где эти границы совпадают, можно располагать групповую опору.

Л и т е р а т у р а

И. В и л ь н е р П.Д., К о н д р а ш о в Н.С. Некоторые вопросы доводки прочности трубок ГТД. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность авиационных двигателей. Труды КуАИ, 1965, вып. XIX.

И.Д.Эскин, Ю.Н.Лапшов

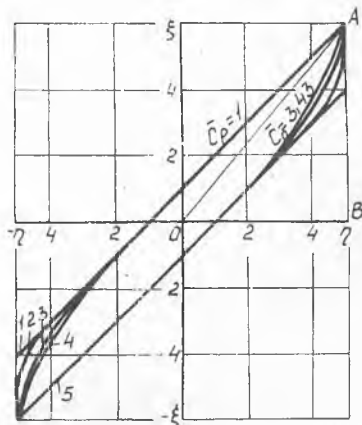
УДАР В СИСТЕМАХ С КОНСТРУКЦИОННЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ

В работе исследовано поведение вибрационной системы с одной степенью свободы и конструкционным демпфированием при воздействии

силового импульса в форме полувольты синусоиды. В качестве амортизирующих устройств рассмотрен класс систем конструкционного демпфирования с неизменяющимися за цикл нагружения силами трения и с постоянной жесткостью системы и ее отдельных элементов при условии уничтожения сил трения в ней [1].

Задача решена в критериальных координатах, представляющих с точки зрения концентрации информации оптимальную форму записи безразмерных комплексов для устройств этого класса. Такими комплексами явились: безразмерная сила, действующая на амортизатор $\eta = \frac{P}{F}$, и безразмерное смещение амортизатора $\varphi = \frac{y}{\alpha}$; безразмерная постоянная составляющая силы $\bar{c} = \frac{c}{T}$; безразмерная амплитуда импульса $\beta = \frac{F}{T}$; экстремальные значения безразмерной силы и смещения η_0 , φ_0 ; безразмерная частота импульса $k = \frac{\omega}{\omega_p}$; безразмерное время $\theta = \omega_p t$; коэффициент динамичности при ударе $\mu = \frac{|\eta_0 - \bar{c}|}{\beta}$; коэффициент рассеивания $\psi = \frac{\Delta W}{W}$.

Здесь P , y - текущие значения силы, действующей на амортизатор, и его смещения; T , α - базовые значения силы и смещения, определяемые для данного класса систем как половины отрезков, отсекаемых на осях координат процессами нагружения полностью расслоенного устройства. В качестве начала координат выбрано положение ненагруженного состояния амортизаторов; G - вес груза; F - амплитуда импульса; ω - частота импульса; $\omega_p = \sqrt{\frac{c_p}{m}}$; c_p - жесткость полностью расслоенного амортизатора, m - масса груза; t - время; ΔW - рассеянная циклическая энергия; $W = ST\alpha$; S - площадь ΔAOB (рис. 1).



Р и с. 1. Петли гистерезиса амортизаторов

В силу свойств систем исследуемого класса для задания поля петель гистерезиса этих устройств достаточно задания одного начального или повторного процесса нагружения, включающего все этапы расслоения устройства (полный процесс).

Петли гистерезиса исследуемых амортизаторов показаны на рис. 1. Табличное задание процессов 2 и 4 дано в [2].

Демпфирующие свойства амортизаторов с конструкционным демпфированием в определенной степени можно оценить величиной максимального коэффициента рассеивания. Так, для амортизатора 1 $\psi_{max} = 8$, для амортизатора 2 $\psi_{max} = 5$, для 3 и 4 $\psi_{max} = 2,4$, для амортизатора 5 $\psi_{max} = 1,8$.

Движение исследуемой системы с одной степенью свободы при воздействии на нее импульса силы описывается уравнением, представленным в безразмерных комплексах в виде

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} + \gamma(\varphi, \text{sign } \dot{\varphi}, \tau_0, \varphi_0) &= \beta \text{ctg } k\theta + G, \quad 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{k}; \\ \ddot{\varphi} + \gamma(\varphi, \text{sign } \dot{\varphi}, \tau_0, \varphi_0) &= \bar{G}, \quad \frac{\pi}{k} \leq \theta < \infty \end{aligned} \quad (I)$$

с начальными условиями

$$\varphi(0) = \varphi_n, \quad \dot{\varphi}(0) = \dot{\varphi}_n = 0.$$

В качестве начального смещения амортизатора принималось его первичное смещение (по начальному процессу нагружения) из положения ненагруженного состояния под действием статически приложенного веса груза G .

Задача решалась на ЭВМ БЭСМ-4 путем численного интегрирования на каждом этапе движения системы уравнения (I) методом Рунге-Кутты. Использовалось табличное задание полных процессов нагружения, приведенное в [2]. Промежуточные между табличными значения функции $\gamma(\varphi)$ определялись по схеме линейной интерполяции по Эйткену [3]. Смена нагрузочных процессов на разгрузочные и наоборот происходила в моменты времени θ_j , когда $\dot{\varphi}(\theta_j) = 0$. Кроме того, алгоритм задачи включая еще ряд аналитических условий, позволяющих для исследуемого класса систем построить любой переходный процесс колебаний, действительно соответствующий заданным начальным условиям и нагружению колеблющейся системы.

Исследовалась реакция системы, т.е. изменение $\varphi(\theta)$ и $\dot{\varphi}(\theta)$, как в период действия импульса, так и после его исчезновения.

Результаты расчетного исследования представлены на рис. 2-4 в виде зависимостей максимальных значений ξ_0, η_0, μ от k, β, \bar{c} .

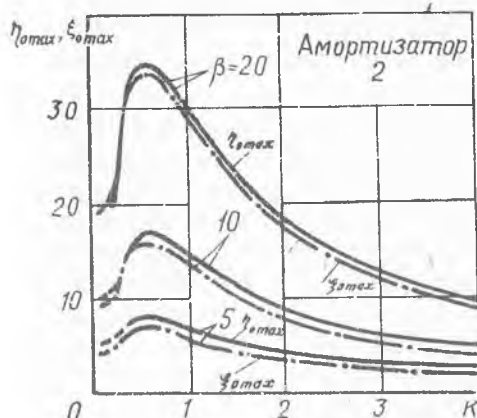


Рис. 2. Зависимость максимальных значений безразмерной силы, действующей на амортизатор, и его безразмерного смещения от безразмерной частоты импульса для случая $\bar{c} = 0$

Пунктиром на графиках показаны участки кривых, где максимальные значения указанных величин достигаются не на первом размахе системы.

Для всех амортизаторов, кроме амортизатора 2 (амортизатор 1 не исследовался при $\beta > 10$), максимальные значения величин ξ_0, η_0, μ достигались в интервале времени действия импульса.

У амортизатора 2 при малых значениях β максимальные значения величин ξ_0, η_0 и μ достигались на этапе стационарных незатухающих свободных колебаний, т.е. при отсутствии расслоений в амортизаторе. Например, это наблюдалось при $\beta = 0,8$ в интервале значений $2,3 < k \leq 4$ (при $\beta = 1$ и $2,8 < k \leq 4$ (верхняя граница по K этих интервалов не определялась) и $\bar{c} = 1$ (рис. 4).

При небольших значениях β и \bar{c} кривые $\mu_{max}(k)$ и, следовательно, кривые $\xi_{0max}(k), \eta_{0max}(k)$ могут иметь несколько пиков (рис. 3).

Для случая $\bar{c} = 0$ в области $\beta \geq 5$ и $k \leq 4$ кривые $\mu_{max}(k, \beta), \xi_{0max}(k, \beta), \eta_{0max}(k, \beta)$ мало зависят от формы петли гистерезиса и демпфирования ψ_{max} . Они практически одинаковы для всех исследованных амортизаторов. Физически это объясняется весьма просто. При смещениях ξ_{0max} больших деформаций полного расслоения или таких, когда жесткость устройства мало отличается от $\bar{c}_p = 1$, подробности формы кривой процессов нагружения на этапах расслоения оказывают уже малое влияние на величины коэффициента рассеивания ψ и безразмерной средней циклической жесткости.

кой жесткости устройства, которые вместе с условиями нагружения для устройств исследуемого класса вполне определяют процесс колебаний.

В зоне эффективной виброизоляции удара до значений $k = 4$ кривые $\mu_{max}(k, \beta)$ для значений $\beta > 5$ мало отличаются от кривой $\mu_{max}(k, 5)$.

Кривые $\mu_{max}(k, \beta)$ для значений $\beta > 20$ незначительно отличаются от кривой $\mu_{max}(k, 20)$.

При $\beta > 20$ величина μ_{max} практически не зависит от безразмерной амплитуды импульса β . В этой области рассматриваемая система уже мало отличается от линейной системы без демпфирования с безразмерной жесткостью $\bar{C} = \bar{C}_p = 1$.

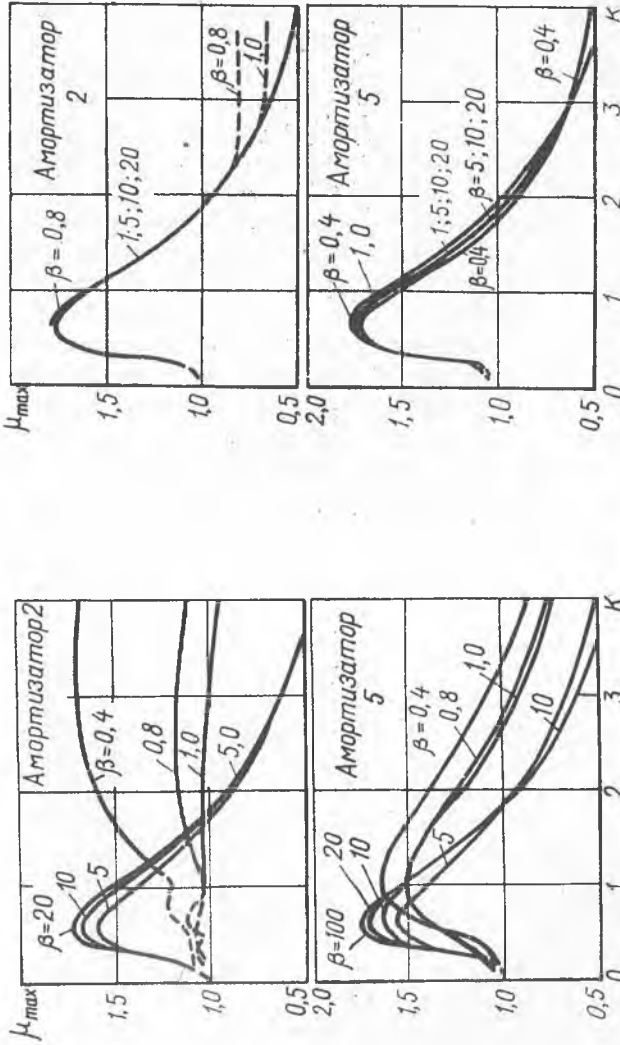
С ростом k при $k > 0,6$ и $\beta > 5$ безразмерное смещение амортизатора ψ_{0max} падает и при каком-то $k > 4$ может достичь такой величины, при которой кривые $\mu_{max}(k, \beta)$ будут существенно зависеть от формы процессов нагружения и демпфирования (ψ_{max}). Так, для $\beta = 5$ кривые $\mu_{max}(k, \beta)$ амортизаторов 2 и 5 заметно отличаются друг от друга уже при $k > 4$, а для $\beta = 20$ - при $k > 20$.

С ростом безразмерной постоянной составляющей силы \bar{G} расширяется область значений β , где кривые $\mu_{max}(k, \beta)$ мало отличаются от кривой $\mu_{max}(k, 20)$. Причем кривые $\mu_{max}(k, 20)$ при $\bar{G} \neq 0$ не отличаются от этой кривой при $\bar{G} = 0$.

Уже при $\bar{G} = 2$ (рис. 4) у исследованных амортизаторов 3, 4, 5 в области значений $\beta > 0,4$ кривые $\mu_{max}(k, \beta)$ мало отличаются от кривой $\mu_{max}(k, 20)$. У амортизатора 2 кривые $\mu_{max}(k, \beta)$ при $\beta = 0,4 - 1$ заметно отличаются от кривых $\mu_{max}(k, 20)$ только в области значений k , где коэффициент динамичности при ударе достигает максимума на этапе незатухающих свободных колебаний (рис. 4).

Если учесть, что в действительности всегда существует тот или иной вид демпфирования, и на этом основании ограничиться первыми пятью размахами после окончания действия импульса, то и для амортизатора 2 кривые $\mu_{max}(k, \beta)$ в области $\beta > 0,4$, $k < 4$ будут мало отличаться от кривой $\mu_{max}(k, 20)$.

При расчете на удар конкретных конструкций амортизаторов исследуемого класса необходимо знать на каждом этапе нагружения полного начального процесса функциональную связь безразмерной силы ρ с безразмерным смещением амортизатора ξ и другими критериями подобия, образующими вместе с ρ и ξ систему независимых определяющих критериев подобия, а также связь базовых величин T и a с конструктивными параметрами устройства.



Р и с. 4. Зависимость максимального коэффициента динамичности при ударе от безразмерной частоты импульса для случая $\zeta = 2$

Р и с. 3. Зависимость максимального коэффициента динамичности при ударе от безразмерной частоты импульса для случая $\zeta = 0$

Полученные кривые $\xi_{0\max}(k, \beta)$, $\eta_{0\max}(k, \beta)$, $\mu_{\max}(k, \beta)$ в указанных выше областях значений β и k , где они не зависят от формы петли гистерезиса и демпфирования (ψ_{\max}), будут справедливыми для любого амортизатора исследуемого класса.

В области, где максимальные значения величин ξ_0 , η_0 , μ достигаются на первом размахе системы, эти кривые будут справедливы и для амортизаторов других классов, упруго-демпфирующие свойства которых не зависят от скорости деформирования и начальные процессы нагружения описываются выпуклыми кривыми без перегибов, а значения ψ_{\max} лежат в пределах расчетного диапазона.

Независимость указанных кривых от формы петли и демпфирования позволяет также высказать предположение, что они окажутся достаточно точными и в областях, где максимальные значения ξ_0 , η_0 , μ достигаются не на первом размахе. Это возможно, если петли гистерезиса этих амортизаторов очерчиваются выпуклыми кривыми без перегибов, а зависимости коэффициента рассеивания и безразмерной средней циклической жесткости от безразмерной амплитуды силы, действующей на амортизатор η_0 , качественно аналогичны этим зависимостям у исследованных амортизаторов, т.е. кривая $\psi(\eta_0)$ имеет максимум и при $\eta_0 \rightarrow \infty$ $\psi \rightarrow 0$ а безразмерная средняя циклическая жесткость все время падает с ростом

η_0 .

Л и т е р а т у р а

1. Эскин И.Д., Пономарев Ю.К. Свойства, присущие отдельным классам систем конструкционного демпфирования, обусловленные классификационными признаками. - В сб.: Вопросы виброизоляции оборудования и приборов. Доклады межобластного семинара. Ульяновский политехнический институт. Ульяновск, 1974.
2. Эскин И.Д., Пономарев Ю.К. Определение обобщенных упруго-фрикционных характеристик демпферов и амортизаторов с конструкционным демпфированием. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. КуАИ, 1975, вып. I(68).
3. Копченова Н.В., Марон И.А. Вычислительная математика в примерах и задачах. М., "Наука", 1972.