

АКТИВНАЯ СИСТЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ ПОЛОЖЕНИЯ ОБЪЕКТА ИСПЫТАНИЙ В ДИНАМИЧЕСКОМ РЕЖИМЕ

Самсонов В.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

При стендовых испытаниях систем ЛА необходимо выдерживать некоторые граничные условия, которые характеризуют внешние и внутренние взаимодействия элементов объектов в процессе эксплуатации.

К ним относятся:

- характер внешних динамических воздействий ;
- условия эксплуатации (например, вакуум);
- амплитуда и частота вибрации от внешних источников;
- габаритные ограничения.

При этом опоры, используемые для установки изделий, должны обеспечивать выполнение следующих требований.

1. Точная установка объекта испытаний на испытательный стенд и поддержание этого уровня установки в течение определенного времени и на разных частотах возбуждения.
2. Виброизоляция объекта испытаний от внешних низкочастотных воздействий (шумы, сейсмофон и т.д.) малых амплитуд.
3. Исключение влияния опоры на характеристики объекта.

Третье требование предполагает использование опорных узлов, обеспечивающих собственную частоту колебаний объекта испытаний на них в 5-8 раз меньшую собственных частот колебаний объекта как упругого тела по соответствующим формам колебаний.

Для некоторых объектов, например, оптических систем ЛА, требуется проведение испытаний в следующих условиях.

1. Амплитуда внешних динамических воздействий 1-20 мкм.
2. Диапазон частот возбуждения 0,5-50 Гц.
3. Вид возбуждающего сигнала - гармонический, полигармонический, случайный.

Технические характеристики опорной системы, обеспечивающей данные требования при проведении испытаний современных ЛА, могут быть следующими.

1. Количество опорных узлов-6.
2. Грузоподъемность одной пневмоопоры- $6 \cdot 10^4$ Н.
3. Минимальное рабочее давление в камерах- $5 \cdot 10^4$ Па.
4. Несοοсность трех автономно установленных опор ± 1 мм.
5. Амплитуда угловых колебаний опор $\pm 0,1$ угловых секунд.

6. Собственная частота колебаний на пневмоопорах до 0,2 Гц.

Исследование активных пневматических систем (АПВЗС) основано на анализе влияния вводимых в исходную механическую колебательную систему дополнительных связей на динамические характеристики.

Функциональная схема АПВЗС приведена на рис.1. Согласно предложенной схеме объект защиты изолируется от внешнего воздействия пассивными элементами и дополнительно введенной цепью активной связи, представляющей ряд последовательно включенных измерительных, усилительных, управляющих, распределительных и исполнительных устройств.



Рисунок 1 - Функциональная схема АПВЗС

Некоторые возможные конструктивные схемы опорных узлов подвески представлены на рис.2-5. Рассмотрены четыре схемы, первая из которых может быть принята за исходную для дальнейшего сравнения динамических характеристик.

Опорный узел, изображенный на рис.2, представляет собой пневмобаллон, рабочая полость которого соединена трубопроводом с демпферным объемом. Пневмобаллон закрепляется на основании (фундаменте). Сверху на опорный узел устанавливается испытуемый объект.

Внешнее возмущение действует через основание и пневмобаллон на объект. Регулирование уровня установки объекта осуществляется изменением давления в рабочей камере пневмобаллона.

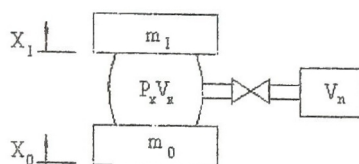


Рисунок 2 - Схема однокамерной пневмоопоры

Внешнее возмущение действует через основание и пневмобаллон на объект. Регулирование уровня установки объекта осуществляется изменением давления в рабочей камере пневмобаллона.

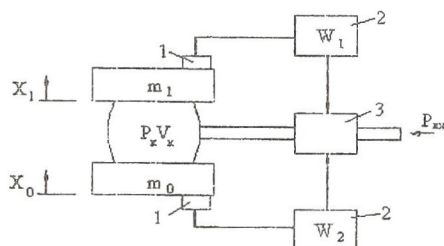


Рисунок 3 - Схема пневмоопоры с системой автоматического поддержания уровня установки объекта

Схема, представленная на рис.3, отличается от предыдущей наличием системы автоматического поддержания уровня объекта. Она включает измерительную цепь (датчики 1 и усилители-преобразователи 2) и исполнительное устройство 3, регулирующее подачу воздуха в рабочую камеру в зависимости от уровня установки объекта.

В схеме, представленной на рис.4, регулирование уровня установки объекта осуществляется за счет изменения давления воздуха в демпферной камере (за счет изменения суммарной жесткости газового объема).

Двухкаскадная опора (рис.5) представляет собой два пневмобаллона, между которыми закреплена промежуточная масса. Исполнительное устройство 3 осуществляет регулирование давления в камерах пневмобаллонов по законам, реализуемым в системе автоматического управления.

На рис.6 приведены рассчитанные АЧХ для рассмотренных схем опорных узлов при различных значениях конструктивных параметров.

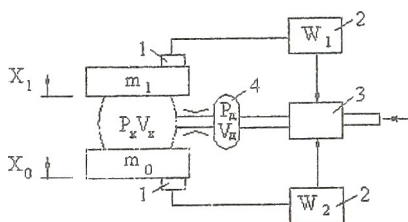


Рисунок 4 - Схема пневмоопоры с регулированием сопротивления входного дросселя

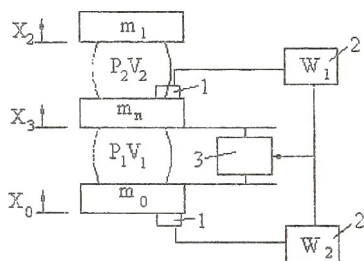


Рисунок .5 - Двухкаскадная опора

Графики, представленные на рис.6а, определяют АЧХ системы, схема которой показана на рис.2. Зависимости 1 и 2 соответствуют жесткостным характеристикам опоры с учетом и без учета объема демпферной камеры; графики 3 и 4 определяются изменением сопротивления дросселя от минимального до максимальных реализуемых значений. Оптимальное демпфирование (график 5) обеспечивает минимальное значение коэффициента динамичности и определяется характеристиками дросселирующих устройств [1].

На рис. 6б приведены типовые АЧХ для схемы 3. Графики 1,2,3 соответствуют возможным реализациям собственной частоты опоры при введении управления характеристиками дросселя нагнетания 3 по аperiodическому закону. Увеличение частоты возбуждения приводит к изменению характеристик исполнительных устройств и изменению соотношений жесткости газовых объемов рабочей и демпферной камер.

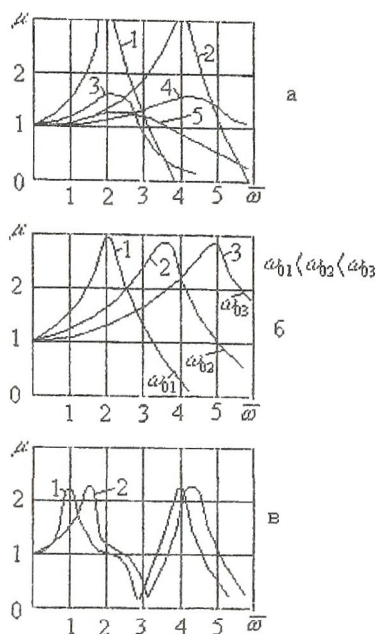


Рисунок 6 - Амплитудно частотные характеристики опор

АЧХ, представленные на рис.6в, соответствуют схеме на рис.4. Видно, что, используя принцип динамического гашения колебаний, возможна эффективная виброизоляция объекта от вибрации фундамента на определенной частоте, например, за счет выбора величины промежуточной массы.

Существенное влияние на динамические характеристики АПВЗС оказывают исполнительные устройства и распределительные устройства.

Работа распределительных устройств осуществляется в соответствии с законом, задаваемым устройством управления (УУ). Сигнал к УУ поступает от датчиков состояния объекта и среды.

Основной проблемой при создании активных систем управления является разработка и изготовление исполнительных устройств (ИУ), чувствительных к изменениям управляющих сигналов и обеспечивающих высокую точность их обработки.

Анализ свойств известных типов ИУ показывает, что для целей реализации управляющего сигнала может использоваться электромаг-

нитное ИУ [2]. Основные достоинства - малая инерционность, зависимость создаваемой силы от тока, возможность реализации управляемых толкающих усилий, позволяют использовать его в различных ИУ. Однако такие недостатки, как малое толкающее усилие при больших нагрузках (более 200кН) и погрешности при сверхмалых амплитудах компенсируемых виброперемещений, требуют совершенствования существующих конструкций исполнительных устройств.

Предлагается следующий алгоритм проектирования исполнительных устройств электромагнитного типа.

В качестве исходных данных заданы параметры:

- частотный диапазон воздействующей вибрации f_{\min}, f_{\max} ;
- масса подвижного элемента m_1 ;
- парциальная частота колебаний объекта испытаний ω_0 на пневмоопорах ;
- коэффициент демпфирования в опоре ξ ;
- виброускорение подвижного элемента W ;
- усилие, развиваемое устройством на узле крепления, $P_{ВГ}$;
- габаритные размеры ;
- соотношение масс объекта и подвижного элемента ;
- ускорение L_W на узле крепления ИУ ;
- диапазон перестройки частот d_f .

Виброускорение на узле крепления ИУ- $W_1 = 10 \frac{L_W}{20} W_0$, где

$W_0 = 3 \cdot 10^{-4}$ м/с-виброускорение объекта при колебаниях с частотой в середине частотного диапазона. По значению W_1 определяется ускорение массы подвижной части ИУ- W_2 .

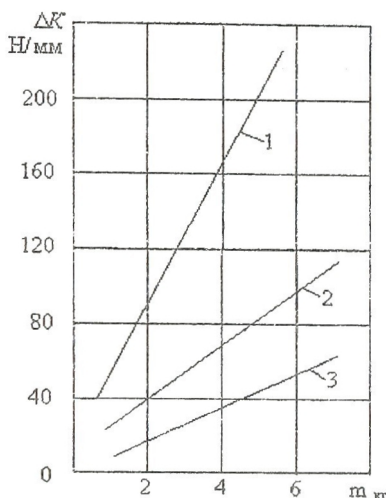
$$W_2 = \frac{W_1}{2\xi_2},$$

где ξ_2 - коэффициент демпфирования, который задается либо из конструктивных соображений, либо, исходя из данных экспериментальных исследований.

Масса подвижной части ИУ определяется по требуемому усилию

а узле крепления

$$n_2 = \frac{P_{ВГ}}{W_2}.$$



1 - $\omega_{\min}^2 = 50 \times 2\pi$; 2 - $\omega_{\min}^2 = 30 \times 2\pi$; 3 - $\omega_{\min}^2 = 20 \times 2\pi$

Рисунок 7 - Зависимость ΔK от массы подвижной части ЭМУ

Максимальная амплитуда перемещения подвижной части

$$X_{2 \max} = \frac{W_2}{2\pi^2 f_{\min}^2} = \frac{W_2}{\omega_{\min}^2}.$$

Жесткость упругого подвеса массы ИУ определяется

$$K_2 = K_{np} + \Delta K,$$

где K_{np} - коэффициент жесткости пружины ; ΔK - коэффициент дополнительной жесткости, создаваемой электромагнитной системой. Значение

$K_2 = m_2 \omega_{\min}^2$ определяется по нижнему значению f_{\min} :

Дополнительная жесткость определяется в диапазоне $[f_{\min}, f_{\max}]$

$$\Delta K = m_2 [\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2]$$

или

$$\Delta K = m_2 \omega_{\min}^2 (\gamma^2 - 1).$$

Усилие, создаваемое электромагнитом, определяется

$$F_{ЭМ} = \Delta K X_{2\max} .$$

Зависимость ΔK от массы подвижной части ИУ для рассматриваемой опоры приведена рис.7. По ней определяются массовые и частотные характеристики ИУ для заданного диапазона частоты колебаний.

Предложенный алгоритм реализован при разработке опоры с регулируемой жесткостью и демпфированием.

В пневматическом виброизоляторе (ВИ) объемы рабочей и демпферной камер соединены между собой каналом, в котором установлены межкамерный дроссель и электромагнитное устройство с системой управления (рис.8). Межкамерный дроссель выполнен в виде цилиндрического канала в подвижном элементе электромагнитного устройства.

Подвижный элемент со стороны каждой камеры имеет цилиндрические выступы, причем диаметр выступа со стороны рабочей камеры больше, чем со стороны демпферной камеры.

ВИ содержит пневмобаллон 1, на котором установлен объект виброзащиты 2. Рабочий объем пневмобаллона соединен с дополнительной демпферной камерой 3 трубопроводом 4. В корпусе 5 межкамерного дросселя размещены два электромагнита 6,7 с обмотками 8,9, подвижный элемент 10, подвешенный в корпусе на упругих диафрагмах 11, герметизирующих полости электромагнитов. Устройство 12 питания и регулирования, подключенное к обмоткам 8 и 9, обеспечивает генерирование периодического сигнала с изменяющейся амплитудой и частотой.

Входным сигналом в устройство 12 является информация о вибростоянии объекта, получаемая с помощью датчика 13, усилителя 14 и преобразователя 15.

Пневматический виброизолятор работает следующим образом. От магистрали $P_{ВХ}$ осуществляется наддув полостей рабочей камеры 1 и демпферного объема 3 до уровня, обеспечивающего необходимую грузоподъемность виброизолятора. Наличие демпферного объема позволяет снизить статическую жесткость системы подвески, и уменьшить собственную частоту колебаний. Так, при соотношении объемов демпферной и рабочей камер, равном 20, собственная частота объекта массой 6000 кг составляет 0,15 Гц. При этом достигается расширение зоны виброизоляции с помощью рассматриваемого механизма с 0,5 Гц.

Защита объекта от низкочастотных колебаний осуществляется с помощью электромагнитного устройства. Изменение жесткости газового объема в пневмобаллоне 1 происходит периодически при осевых перемещениях подвижного элемента 10. При этом формируются импульсы дав-

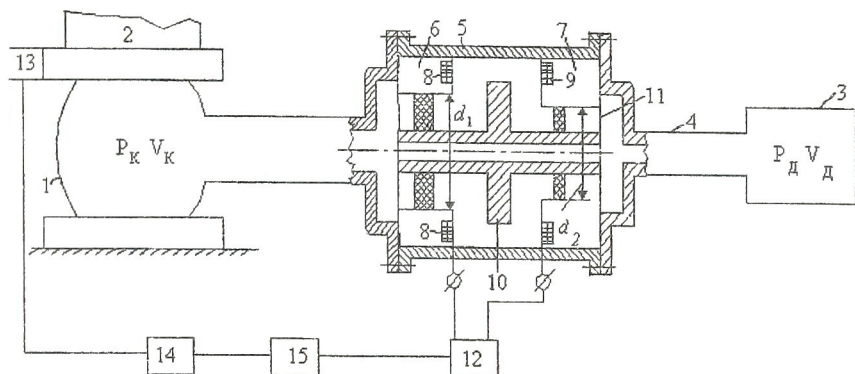


Рисунок 8 - Конструктивная схема пневматического виброизолятора

ления, величина которых определяется торцевой площадью цилиндрических выступов. Диаметр цилиндрического выступа d_1 со стороны рабочего объема больше, чем диаметр d_2 со стороны демпферной камеры. Это позволяет обеспечить в рабочей камере амплитуду импульсов давления большую, чем в демпферной камере.

При действии внешнего периодического возбуждения со стороны основания происходит изменение давления воздуха в рабочей камере 1. Датчик 13 регистрирует смещение объекта 2. Сигнал от датчика после усиления и преобразования подается на устройство питания и регулирования, а далее - на обмотки 8 и 9 электромагнита. Перемещения подвижного элемента 10 происходят таким образом, чтобы компенсировать смещение объекта 2 за счет изменения давления в пневмобаллоне 1.

Наличие дросселирующего элемента диаметром d_3 позволяет устранить влияние пульсаций давления в демпферной камере на изменение давления в пневмобаллоне.

Демпфирующие характеристики системы определяются параметрами дросселя и скоростью движения подвижного элемента, которая имеет широкий диапазон регулирования и определяется частотным диапазоном воздействующей вибрации.

Список литературы

1. Самсонов В.Н., Чегодаев Д.Е. Динамические свойства газостатических устройств. Деп. в ВИНТИ № 2246-В91 от 29.05.91.-144 с.
2. Фролов К.В., Синев А.В., Сергеев А.И. Вопросы оптимального синтеза виброизоляции. //Стройнишки часонис.-Рига, №3, 1982. С. 157-167.