

УДК 629.7.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СТЕНДОВЫХ ОПОРНЫХ СИСТЕМ

©2009 В. Н. Самсонов, М. С. Козырева, А. А. Черевань

Самарский государственный аэрокосмический университет

Рассматриваются вопросы формирования структуры испытательного комплекса для отработки вибрационной прочности тяжёлых объектов, исходя из возможностей, условий и уровня взаимного динамического влияния его элементов.

Вибрационные испытания, вспомогательные стендовые устройства, динамическая модель, взаимное динамическое влияние элементов стендовой системы

При вибрационных испытаниях летательных аппаратов и их систем требуется воспроизвести граничные условия, которые соответствуют условиям эксплуатации, а также необходимо сформировать вибрационное воздействие с заданными параметрами. В состав испытательного комплекса для испытаний объектов больших габаритов и масс входят вспомогательные стендовые устройства (ВСУ) для подвески, крепления изделия и передачи усилий. Эти устройства влияют на инерционные, жесткостные и демпфирующие характеристики системы «вибратор - опорные узлы – изделие» и вносят погрешности в результаты испытаний.

Наличие плотного спектра резонансных частот испытываемого изделия большой массы приводит к эффекту взаимного влияния элементов стендовой системы, что также влияет на точность вибрационных натурных испытаний. При исследовании стендовой системы с позиции оценки достоверности экспериментальных данных целесообразно представить её в виде иерархии с несколькими уровнями. На каждом уровне выбираются критерии оценки достоверности, а также параметры, характеризующие систему с позиции её влияния на выбранные критерии.

При оценке влияния ВСУ на точность воспроизведения сигнала возбуждения стендовая система рассматривается как испытываемый объект с определенным числом различных наложенных на него связей, движущийся под действием выбранного вибрационного воздействия.

Связи, накладываемые на объект со стороны ВСУ, определяют область возможных значений параметров движения испыты-

ваемого объекта, т.е. являются граничными условиями.

При исследовании динамики реальной стендовой системы её расчетной моделью является система твёрдых тел, соединённых между собой и основанием упругодемпфирующими связями.

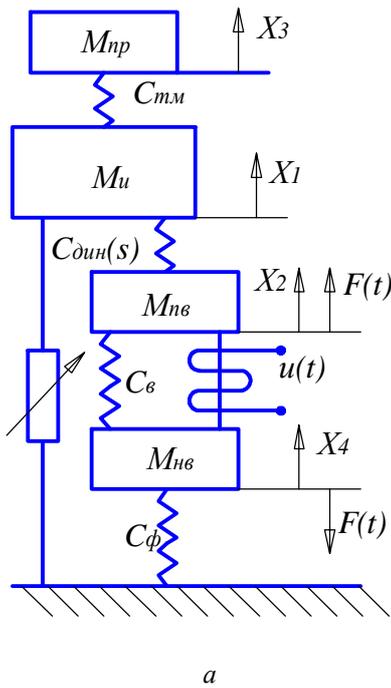
Расчёт такой системы сводится к определению передаточных между элементами системы с конечным числом степеней свободы и осуществляется с помощью матричных методов.

Схема взаимосвязей опоры с элементами стендовой системы приведена на рис. 1.

Для оценки взаимного влияния элементов стендовой системы строится матрица передаточных функций W_{jk} размером $iN \times iN$, где каждый элемент матрицы в свою очередь представляет собой матрицу размером $i \times i$ и позволяет определить условия взаимного влияния j -го тела на k -ое тело, выраженное коэффициентом взаимного влияния.

Влияние параметров и характеристик ВСУ на достоверность результатов стендовых испытаний оценивается в следующей последовательности:

- определяется интервал возможных значений граничных условий;
- при изменении значений граничных условий определяются элементы матрицы, строятся динамические характеристики стендовой системы (амплитудно-частотные, фазочастотные, переходные характеристики) стендовой системы в зависимости от параметров принятых граничных условий;
- определяются численные значения выбранного критерия оценки достоверности;



а

Определяемые критерии	Определяющие критерии
$\pi_4 = \frac{x_3}{x_1}$	$\pi_1 = T_1 \omega_1$; $\pi_2 = \frac{C_{кр} T_2}{C T_1}$
$\pi_5 = \frac{x_1}{x_2}$	$\pi_3 = \varpi_1$; $\pi_6 = \frac{m_{нв}}{M_u}$
$\pi_{10} = \frac{m_{нв} \omega^2 x_2}{B l i}$	$\pi_7 = \frac{C_{кр}}{C_{кр} + C_{нп} + C}$
$\pi_{14} = \frac{x_2}{x_4}$	$\pi_8 = \frac{m_{нп}}{M_u}$; $\pi_9 = \varpi_2$
$\pi_{15} = \frac{B l \omega x_2}{u_0}$	$\pi_{11} = \frac{m_{нв}}{M_{нв}}$; $\pi_{12} = \frac{R}{L \omega_1}$
	$\pi_{13} = \frac{R^2 l^2}{R M_{нв} \omega_1}$; $\pi_{16} = \varpi_4$
	$\pi_{17} = \frac{C_6}{C_6 + C_\phi}$; $\pi_{18} = \varpi_3$

б

Рис. 1. Расчётная схема (а), определяемые и определяющие критерии расчёта стендовой системы (б)

- определяются предельные физически реализуемые параметры опорных систем, обеспечивающие заданный критерий достоверности.

Таким образом, необходимо выбрать параметры ВСУ, влияющие на W_{jk} . Эти параметры рассчитываются на основании раз-

работанных алгоритмов до обеспечения заданных точностных качеств системы [1].

Определённые в процессе исследования динамики различных реализаций стендовой системы оптимальные значения параметров (критериев подобия) должны быть реализованы в реальных конструкциях стендовых устройств. Для этого должны быть определены взаимосвязи размерных параметров, характеризующих конструкцию стендовых устройств с параметрами модели стендовой системы.

После выявления этих взаимосвязей определяются:

а) границы возможного изменения параметров модели в зависимости от фактически реализуемых значений размерных параметров, характеризующих конструкцию стендовых устройств;

б) диапазоны возможного изменения каждого из параметров модели при условии постоянства значений остальных параметров;

в) предельные возможности опорных узлов системы подвески объекта испытаний.

Парциальные частоты системы:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C + C_{кр} + C_{нп}}{M_u}}; \omega_2 = \sqrt{\frac{C_{кр} + C_6}{m_{нв}}};$$

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{C_{нп}}{m_{нп}}}; \omega_4 = \sqrt{\frac{C_\phi + C_6}{m_{нв}}}.$$

В качестве опорных узлов рассматриваются проточные пневмоопоры, описываемые моделями релаксационного демпфирования. Конструкция этих устройств характеризуется следующими геометрическими параметрами: диаметром поршня D_n , длиной рабочей камеры L_n , размером выходной щели $\delta_{щ}$, длиной выходной щели $l_{щ}$, площадью входного жиклера $F_{жс}$. Характеристики пневмоопоры определяются также свойствами рабочего тела (коэффициентом динамической вязкости μ), температурой и давлением рабочего тела на входе в пневмоопору, давлением в рабочей камере P_k и на выходе из опоры P_a , а также характером термодинамического процесса в рабочей камере, который характеризуется показателем политропы n . Здесь введены следующие относительные параметры, которые характеризуют опорную пневмосистему :

$$A = \frac{24\alpha F_{\text{жс}} \mu L \sqrt{gRT}}{\pi D_n \delta^3 P_a} \sqrt{\frac{2n}{n-1}}; \quad \chi = \frac{l_{\text{ц}}}{L_{\kappa}};$$

$$\bar{P}_a = \frac{P_a}{P_{\text{вх}}}; \quad \bar{P}_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{P_{\text{вх}}},$$

где A – параметр опоры; χ – относительное перекрытие выходного канала пневмоопоры; \bar{P}_a – относительное давление на выходе из пневмоопоры; \bar{P}_{κ} – относительное давление в рабочей камере пневмоопоры.

Влияние параметров ВСУ на точность результатов испытаний оценивается через определение коэффициента обратного влияния, выраженного как отношение передаточных функций элементов системы.

Получено и исследовано уравнение движения системы под действием внешнего периодического воздействия. При этом найдены условия и критерии взаимного влияния элементов стендовой системы и объекта испытаний.

На рис. 2 показана зависимость критериев π_{10} и π_3 для различных значений параметра π_2 , при этом в критерии π_2 изменялась величина отношения размеров опорной системы, выраженной отношением T_1/T_2 . Фактически – это изменение коэффициента обратного влияния в разных частотных диапазонах. Из графиков следует, что максимальное значение первого максимума π_{10} достигается при $T_1/T_2=1,25$, минимальное значение при $T_1/T_2=0,1$.

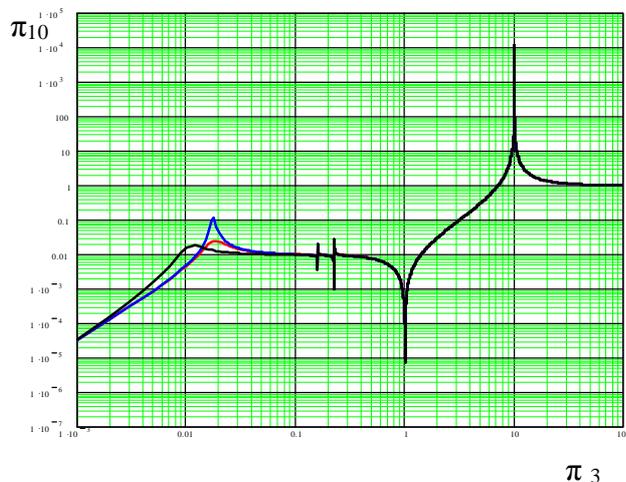


Рис.2. Изменение коэффициента обратного влияния в частотном диапазоне работы вибростенда

Далее принимаем следующие фактически реализуемые значения геометрических параметров пневмоопоры: D_n – от 0,05 до 0,2 м, L_{κ} – от 0,05 до 0,2 м, $\delta_{\text{ц}}$ – от $D_n \times 10^{-3}$ до $D_n \times 10^{-5}$, χ – от 0,1 до 0,9. Рабочее тело – воздух.

Диапазон изменения относительного давления на выходе из опоры принимается в диапазоне 0,1...0,9. Относительное давление в рабочей камере пневмоопоры зависит от относительного давления на входе в опору, относительного перекрытия и параметра A .

Для проточной пневмоопоры, получаем следующие выражения для параметров модели стендовой системы

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\bar{P}_{\kappa}}{\bar{P}_a} \cdot \left(\bar{b}_2 - \frac{\bar{b}_1}{A} \right);$$

$$T_1 \omega_1 = \frac{3\sqrt{\pi} D_n^2 L^2}{\delta_{\text{ц}}^3 \sqrt{P_a M}} \cdot \frac{\bar{P}_{\kappa}}{\bar{P}_a} \cdot \frac{1}{\sqrt{\bar{a}_2} \cdot \sqrt{\bar{b}_2 - \frac{\bar{b}_1}{A}}};$$

$$\omega_1 = \frac{1}{\sqrt{LM \cdot \left(\bar{b}_2 - \frac{\bar{b}_1}{A} \right)}}$$

где \bar{a}_2 , \bar{b}_1 , \bar{b}_2 – безразмерные комплексы, описываемые следующими выражениями:

$$\bar{a}_2 = -\frac{\bar{P}_{\kappa}^2 - \bar{P}_a^2}{\chi^2 \bar{P}_a^2}; \quad \bar{b}_2 = \frac{2\bar{P}_{\kappa}^2}{\chi \bar{P}_a^2};$$

$$\bar{b}_1 = \frac{\bar{P}_{\kappa}^{\frac{n+1}{n}} \cdot \sqrt{1 - \bar{P}_{\kappa}^{\frac{n-1}{n}}} \cdot \left(2\bar{P}_{\kappa}^{\frac{1-n}{n}} - 1 - n \right)}{2n \cdot \left(\bar{P}_{\kappa}^{\frac{1}{n}} - \bar{P}_{\kappa} \right)}.$$

На основе полученных зависимостей параметров модели от параметров пневмоопоры определяются предельные возможности опорных узлов системы подвески объекта испытаний, выраженные через диапазоны изменения конструктивных параметров подвески испытываемых изделий.

Библиографический список

1. Самсонов, В.Н. Наземная прочностная и вибрационная отработка космических аппаратов /В.Н. Самсонов [и др.] – Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2002. – 480 с.

References

1. Samsonov V.N. Ground strength and vibration testing of space vehicles. [V.N. Samsonov and others] – Samara: Publishing House SSC RAS, 2002. – 480 p.

INVESTIGATION OF EXTREME OPPORTUNITIES OF STAND SUPPORTING SYSTEMS

©2009 V. N. Samsonov, M. S. Kozyreva, A. A. Cherevan

Samara State Aerospace University

The work deals with the forming of the structure of testing complex for working out vibration strength of heavy objects due to the conditions and the level of dynamic correlation of its elements.

Vibration testing, auxiliary stand equipment, dynamic model, correlative dynamic impact, dynamic performance

Информация об авторах

Самсонов Владимир Николаевич, доктор технических наук, профессор кафедры основ конструирования машин Самарского государственного аэрокосмического университета, 443110, г. Самара, ул. Осипенко, дом 14, кв. 142, т. 8-927-203-77-70. E-mail: samsonov@ssau.ru. Область научных интересов: исследование и разработка динамических опорных устройств, используемых для испытаний сложных технических систем.

Козырева Мария Сергеевна, студент Самарского государственного аэрокосмического университета, 443086, г. Самара, ул. Гаражная, дом 18, кв. 81, т. 8-927-744-32-42. Область научных интересов: исследование и разработка динамических опорных устройств, используемых для испытаний сложных технических систем.

Черевань Александр Александрович, аспирант Самарского государственного аэрокосмического университета, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34, кафедра основ конструирования машин, т. (846) 267-46-10. Область научных интересов: исследование и разработка динамических опорных устройств, используемых для испытаний сложных технических систем.

Samsonov Vladimir Nikolaevich, doctor of technical science, professor of basics of machine design Samara State Aerospace University department. Phone: 8-927-203-77-70. E-mail: samsonov@ssau.ru. Area of research: research and development of complex dynamic systems.

Kozyreva Mariya Sergeevna, student of Samara State Aerospace University. Phone: 8-927-744-32-42. Area of research: research and development of complex dynamic systems.

Cherevan Aleksandor Aleksandrovich, postgraduate of Samara State Aerospace University. Phone: (846) 267-46-10. Area of research: research and development of complex dynamic systems.