



Разработка линейного подшипника оборудования для модальных испытаний низкочастотных слабо демпфированных конструкций космических аппаратов

- В. Н. Максимов** инженер;
АО «Информационные спутниковые системы» имени академика
М. Ф. Решетнёва», г. Железногорск Красноярского края;
maksimovvn@iss-reshetnev.ru
- Д. А. Маринин** кандидат технических наук, начальник отдела отработки
статической и динамической прочности;
АО «Информационные спутниковые системы» имени академика
М. Ф. Решетнёва», г. Железногорск Красноярского края;
marininda@iss-reshetnev.ru
- П. Н. Максимов** инженер;
АО «Информационные спутниковые системы» имени академика
М. Ф. Решетнёва», г. Железногорск Красноярского края;
maksimovpn@iss-reshetnev.ru
- А. В. Назарько** инженер;
АО «Информационные спутниковые системы» имени академика
М. Ф. Решетнёва», г. Железногорск Красноярского края;
nazarkoav@iss-reshetnev.ru

В данной статье приведены результаты исследования несущей способности и диссипативных свойств аэростатического линейного подшипника, разработанного в АО «РЕШЕТНЁВ» для модальных испытаний сложных конструкций. При выборе оборудования для проведения модальных испытаний главным условием выступает требование о минимизации вносимых искажений в определяемые динамические характеристики: частоты собственных форм колебаний, сами формы колебаний, а также модальные массы и коэффициенты демпфирования. Другими словами, всё используемое для наземных модальных испытаний оборудование должно в идеальном случае иметь нулевые присоединённые массу, жёсткость и трение. Основными системами, содержащими элементы, создающие диссипативные силы, влияющие на определение коэффициентов демпфирования, являются системы компенсации веса и возбуждения колебаний на собственных формах. Система компенсации веса, как правило, содержит в своём составе либо упругие элементы, либо систему направляющих с подшипниками качения или скольжения. Если первые приносят в объект испытаний дополнительные жёсткость и массу, то вторые – массу и трение (сухое или вязкое), что увеличивает погрешность в определении динамических характеристик. Возбуждение колебаний на собственных формах, в большинстве случаев, осуществляется электродинамическими вибраторами, состоящими из катушки подмагничивания (или постоянного магнита) и подвижной катушки, перемещающейся в магнитном зазоре. Подвижная катушка ориентируется в магнитном зазоре при помощи специальной системы, содержащей либо упругие элементы, либо линейный направляющий подшипник. Вибраторы с упругими элементами подвески катушки не могут быть использованы для модальных испытаний протяжённых конструкций с малой жёсткостью. Задача создания идеального подшипника взамен классическим линейным (скольжения или роликовым) встала при подготовке к модальным испытаниям крыла солнечной батареи космического аппарата (КА). Практически нулевым трением и достаточной несущей способностью обладают аэростатические подшипники (опоры), в которых в качестве смазки выступает сжатый воздух, исключаяющий физические контакты взаимодействующих

поверхностей. Для подтверждения возможности использования аэростатических подшипников в составе оборудования для проведения модальных испытаний протяжённых конструкций с низкими частотами собственных колебаний проведены сравнительные испытания роликового и аэростатического подшипника. В ходе испытаний подобраны оптимальные параметры расхода воздуха (диаметр сопел, рабочее давление и зазор), при которых обеспечивается требуемая несущая способность подшипника по радиальным усилиям и моментам (изгибающим и кручения). Сравнительная оценка диссипативных свойств проведена при измерениях параметров затухания одномассовых гармонических осцилляторов, в состав которых введены аэростатический и роликовый линейные подшипники. При диаметре сопла 0,6 мм, рабочем зазоре 40 мкм и давлении на входе в подшипник 1,0 бар логарифмический декремент колебаний гармонического осциллятора с аэростатическим подшипником составил 0,084, что более чем в 28 раз ниже логарифмического декремента колебаний осциллятора с роликовым подшипником. Проведённые исследования подтвердили возможность применения разработанного аэростатического подшипника в испытательных системах, используемых при модальных испытаниях крупногабаритных трансформируемых конструкций КА.

Ключевые слова: аэростатический подшипник; коэффициент демпфирования; логарифмический декремент колебаний; гармонический осциллятор; модальные испытания; система компенсации веса; электродинамический вибратор

Цитирование: Максимов, В. Н. Разработка линейного подшипника оборудования для модальных испытаний низкочастотных слабо демпфированных конструкций космических аппаратов / В. Н. Максимов, Д. А. Маринин, П. Н. Максимов, А. В. Назарько // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №2. – С. 59-69. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-59-69

Введение

Успешность создания современных космических аппаратов напрямую зависит от применения современных цифровых методов проектирования и последующей эффективной наземной отработки, важной частью которых являются динамические испытания, проводимые с целью валидации конечно-элементной модели создаваемой конструкции. Динамические испытания состоят из целого комплекса различных этапов, одним из которых являются модальные испытания. Суть модальных испытаний состоит в экспериментальном определении динамических характеристик конструкции: собственные формы колебаний, их частоты и коэффициенты демпфирования. Три эти параметра образуют моду, которая описывает динамическое поведение изделия.

Каждая конструкция имеет определённый набор мод, и задача модальных испытаний – найти набор, который адекватно описывает динамику всей конструкции [1–4].

Наиболее существенным определяемым параметром является коэффициент демпфирования, поскольку он определяет такую важную характеристику конструкции, как добротность, и описывает рассеивание энергии механической системы.

При проведении исследований динамических характеристик конструкций важно, чтобы испытательное оборудование (система компенсации веса, система возбуждения и измерения параметров вибрации) не вносило искажений в результаты испытаний. При экспериментальном исследовании параметров затухания применяются методы вынужденных колебаний, возбуждаемых, как правило, электродинамическими вибровозбудителями. Одним из наиболее проблемных, в части описанного выше, узлов электродинамического вибратора является подвеска якоря: использование кулисных механизмов вызывает повышенное сухое трение, мембранная подвеска создаёт присоединенную жесткость. Добавленная жёсткость значительно изменяет испытательную динамическую модель протяжённых объектов испытаний, обладаю-

щих низкой жёсткостью, дополнительное сухое или вязкое трение не позволяет оценить диссипативные свойства слабо демпфированных конструкций. Решением проблемы может быть применение подшипников скольжения со смазкой, полностью исключающей вязкое трение, и такие устройства есть – аэростатические подшипники (подшипники с воздушной смазкой), имеющие практически нулевое трение [6-10].

1 Описание конструкции

Разработанный в АО «РЕШЕТНЁВ» аэростатический подшипник представляет собой сборную конструкцию, включающую в себя подвижный шток и неподвижную обойму, состоящую из трёх соединённых между собой плит с воздушными каналами специальной формы и сменными соплами сечения 0,4, 0,6 и 0,8 мм, через которые в зазор между штоком и обоймой подаётся сжатый воздух.

Шток и обойма имеют в поперечном сечении равнобедренный треугольник, что даёт возможность настраивать величину рабочего зазора между штоком и обоймой и исключить вращение штока. Принцип работы изделия состоит в подаче в обойму по каналам и далее в рабочий зазор сжатого воздуха, в результате чего возникают силы, действующие на поверхности штока, позволяя ему левитировать на воздушной смазке.

Успешная работа подшипника напрямую зависит от диаметра сопел, величины зазора между обоймой и штоком и давления подаваемого сжатого воздуха. Для обеспечения необходимой несущей способности аэростатического подшипника рабочий зазор должен быть равномерным в диапазоне от 20 до 40 мкм, что выставляет высокие требования к изготовлению комплектующих по параметру неплоскостности и шероховатости.

Опытный образец аэростатического подшипника для проведения исследований был изготовлен из алюминиевого сплава на станках с ЧПУ и последующей ручной доводкой рабочих поверхностей. Внешний вид готового изделия приведён на рисунке 1.

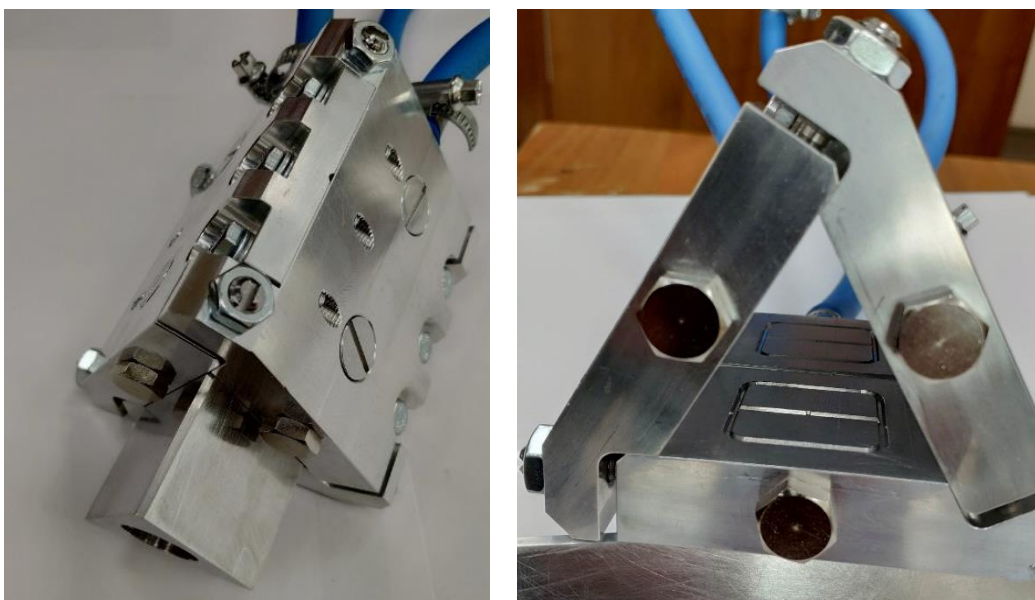


Рисунок 1 – Аэростатический подшипник

Для расчётной оценки параметров подшипника рассматривался ряд сопел с диаметрами от 0,4 до 1 мм. Предварительные расчёты показали, что при диаметре сопел в 0,4 мм величины радиальных сил будут слишком малы и удовлетворительные значения принимают при диа-

метре в 0,6 мм. Сопла диаметром более 0,8 мм давали значительное увеличение расхода воздуха, что создавало воздушные потоки, оказывающие влияние на возбуждаемые формы колебаний испытуемых изделий. С учётом этих данных были выбраны две величины диаметра сопел: 0,6 мм и 0,8 мм. Диапазон рабочего давления для выполнения исследований принят от 0,5 до 4,0 бар.

2 Назначение варьируемых параметров

В качестве целевых значений рабочих характеристик подшипника назначены силы и моменты, удовлетворяющие условиям реальной эксплуатации с учётом того, что будущий узел планируется использовать не только в качестве направляющей модального вибратора (рисунок 2), взамен имеющегося роликового, но и в системе активной компенсации веса с грузоподъемностью 100 Н [5] (рисунок 3).

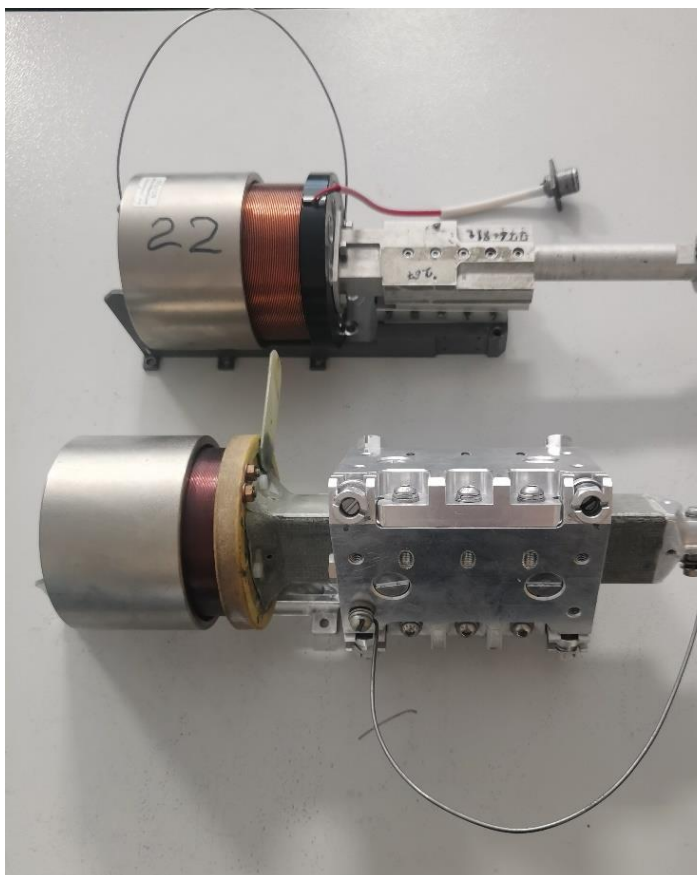


Рисунок 2 – Электродинамический вибратор

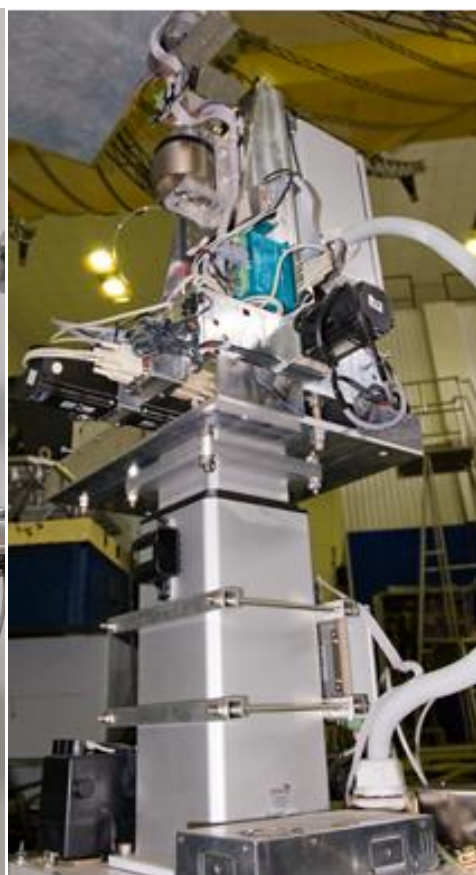


Рисунок 3 – Стойка системы активной компенсации веса при модальных испытаниях

Необходимо, чтобы подшипник выдерживал момент вращения вокруг продольной оси (момент крена) - 0,014 Н*м, момент наклона (моменты по тангажу и рысканью) - 1,8 Н*м и силу, направленную по нормали к плоскости любой из плит обоймы, - 1,73 Н.

Для оценки варьируемых параметров аэростатического подшипника, таких как рабочий зазор, давление воздуха и диаметр сопел, в программе AnsysFluent была смоделирована рабочая область, в которой рассчитывались давление потока газа на поверхность штока при разном рабочем зазоре, с разным диаметром сопла и при постоянном давлении на входе, равном 3 бара. Полученные результаты подвергались постобработке в программе MATLAB для расчёта

возвращающих сил при отклонении от устойчивого состояния на 5 мкм и моментов при определенном угле поворота (приведены в таблице 1).

Таблица 1 – Значения возвращающей силы и возвращающего момента в устойчивое состояние

Диаметр сопла, мм	Зазор, мкм	Объёмный расход, л/с	Сила, Н	Возвращающая сила, Н	Момент вращения, Н*м	Момент наклона, Н*м
0,6	20	0,60	509,15	436,96	1,28	10,35
	25	0,73	332,06	302,57	1,10	10,56
	30	0,81	206,58	184,01	1,04	7,84
	35	0,85	148,04	103,18	0,93	6,41
	40	0,87	103,39	72,40	0,82	5,82
0,8	20	0,90	686,10	370,03	1,95	9,71
	25	1,08	498,05	351,26	2,02	12,14
	30	1,30	334,84	247,18	2,05	10,63
	35	1,61	250,87	183,21	1,95	9,47
	40	1,64	151,62	108,50	1,76	8,95

На основании анализа проведённых расчётов был выбран диаметр отверстия форсунки 0,6 мм, как обеспечивающий наибольшую возвращающую силу при приемлемом расходе воздуха.

В результате работ по настройке минимального рабочего зазора было получено значение 40 мкм. Относительно этого зазора были произведены расчёты выбора оптимального рабочего давления (см. таблицу 2).

Таблица 2 – Расчётные значения возвращающей силы и возвращающего момента в устойчивое состояние при разном давлении.

Диаметр сопла, мм	Давление поданного воздуха, бар	Предельный момент вращения, Н*м	Предельный момент наклона, Н*м	Предельная сила, Н
0,6	0,5	0,11	2,13	91,99
	1	0,19	3,11	161,44
	2	0,33	4,77	270,45
	3	0,46	5,90	359,00
	4	0,59	7,12	435,73

3 Проведение испытаний по подтверждению достаточности несущей способности аэростатического подшипника

Испытания аэростатического подшипника проходили при зазоре в 40 мкм, диаметре сопел 0,6 мм и при различном входном давлении. Результаты определения предельных сил и моментов в ходе испытаний приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Значения возвращающей силы и возвращающего момента в устойчивое состояние

Диаметр сопла, мм	Давление поданного воздуха, бар	Предельный момент вращения, Н*м	Предельный момент наклона, Н*м	Предельная сила, Н
0,6	0,5	0,10	1,85	82,32
	1	0,12	3,28	150,92
	2	0,19	5,93	248,92
	3	0,28	7,36	343,22
	4	0,40	9,18	423,36

По результатам испытаний можно рассчитать коэффициент запаса для моментов и силы. Выберем давление в 1 бар.

Коэффициент запаса возвращающей силы

$$k_F = \frac{150,92}{1,73} = 87,23.$$

Коэффициент запаса момента вращения

$$k_{M_{\text{вр}}} = \frac{0,12}{0,014} = 8,57.$$

Коэффициент запаса момента наклона

$$k_{M_{\text{вр}}} = \frac{3,28}{1,73} = 1,89.$$

Сравнение полученных характеристик с расчётными данными продемонстрировано на рисунках 2–4, где параметр с индексом 1 – расчётный, а с индексом 2 – экспериментальный. По графикам видно расхождение практических данных от расчётных по крутящему моменту и моменту наклона, что объясняется локальными неровностями на продольных поверхностях штока и их наклоном относительно оси. Это подтверждает тот факт, что одним из важнейших конструктивных требований данной конструкции является высокая точность к изготовлению штока, т.к. это напрямую влияет на рабочий зазор, а значит и на силовые показатели.

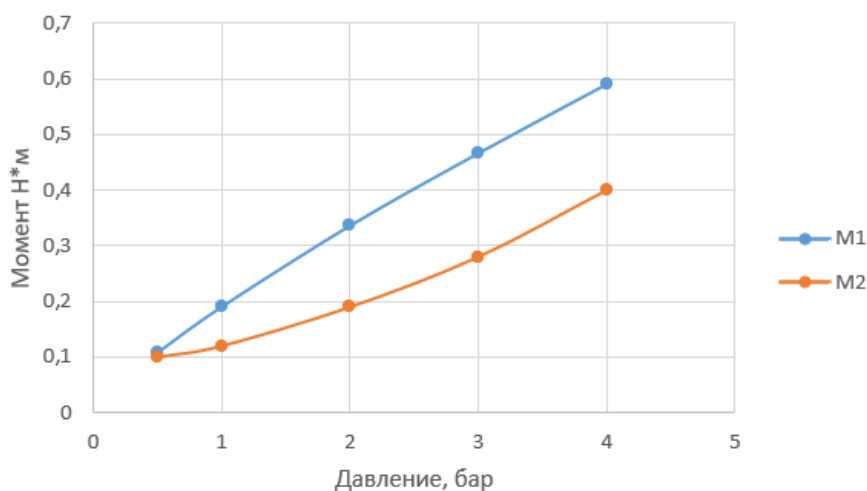


Рисунок 2 – Зависимость расчетного (M1) и фактического (M2) момента вращения от давления

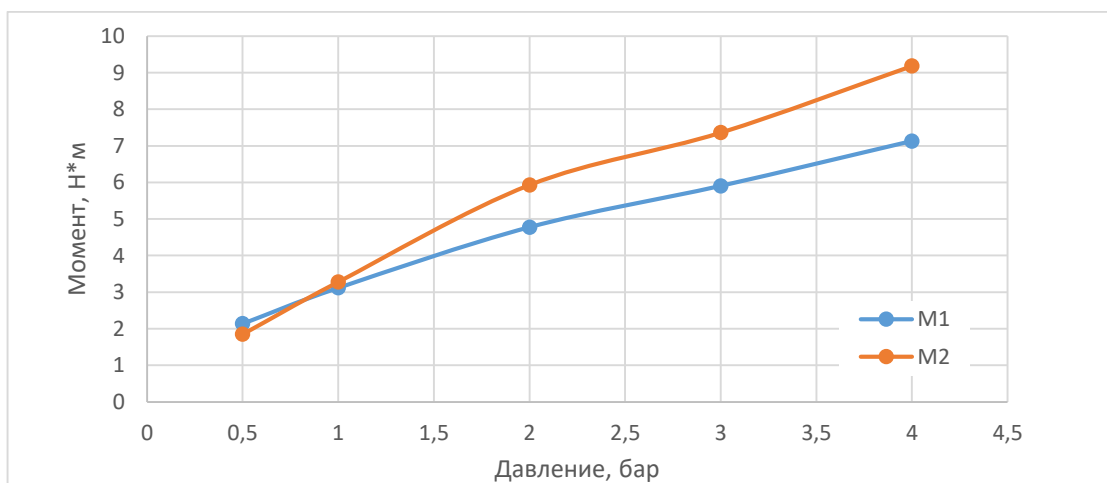


Рисунок 3 – Зависимость расчетного (M1) и фактического (M2) момента наклона от давления

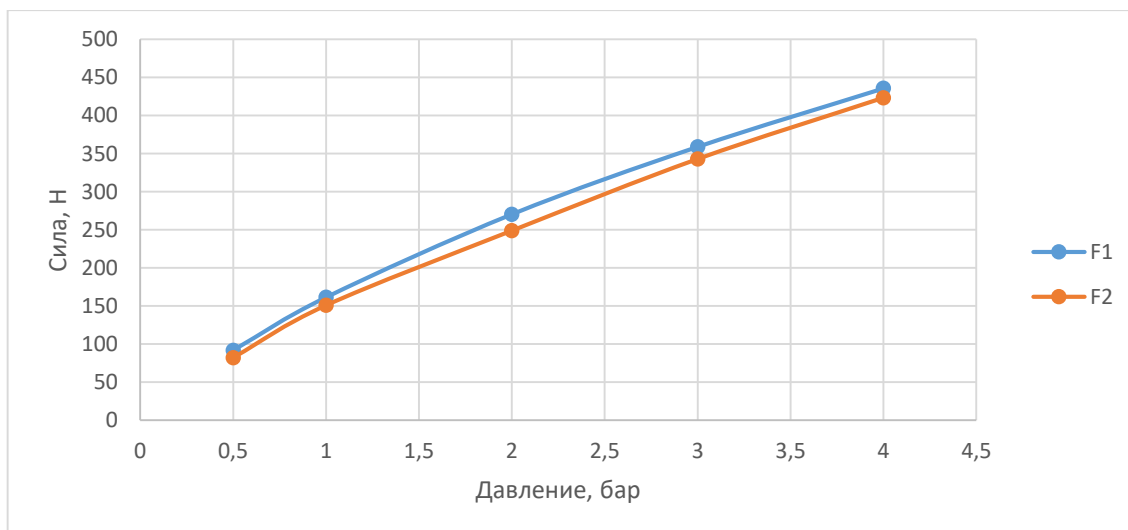


Рисунок 4 – Зависимость расчетной (F1) и фактической (F2) радиальной силы от давления

Исходя из расчётов и экспериментальных данных можно сделать вывод, что давления 1,0 бар достаточно для стабильной работы подшипника при рабочем зазоре.

Следующим этапом испытаний была оценка коэффициента затухания конструкции на роликовом подшипнике и аэростатического подшипника для их дальнейшего сравнения.

Присоединением пружин к штокам подшипников были сделаны гармонические осцилляторы. Лазерным датчиком SIEMENS 3RG7056 были измерены перемещения свободных затухающих колебаний. После обработки были получены результаты, продемонстрированные на рисунках 5 и 6, где изображены графики перемещения штоков от времени для двух вариантов подшипников.

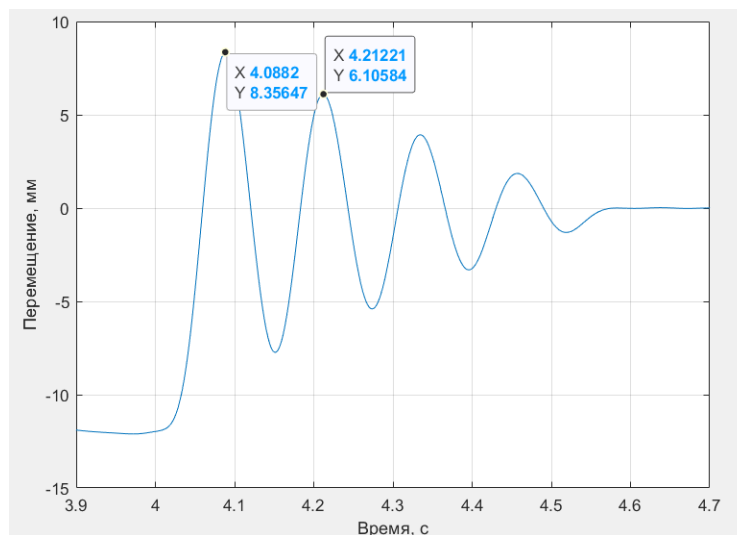


Рисунок 5 – Зависимость перемещения штока роликового подшипника от времени

После получения затухающих колебаний был произведен расчёт коэффициента затухания по следующей формуле (1).

$$\sigma = \frac{\delta}{T}, \tag{1}$$

где δ – логарифмический декремент, T – период затухающего сигнала.

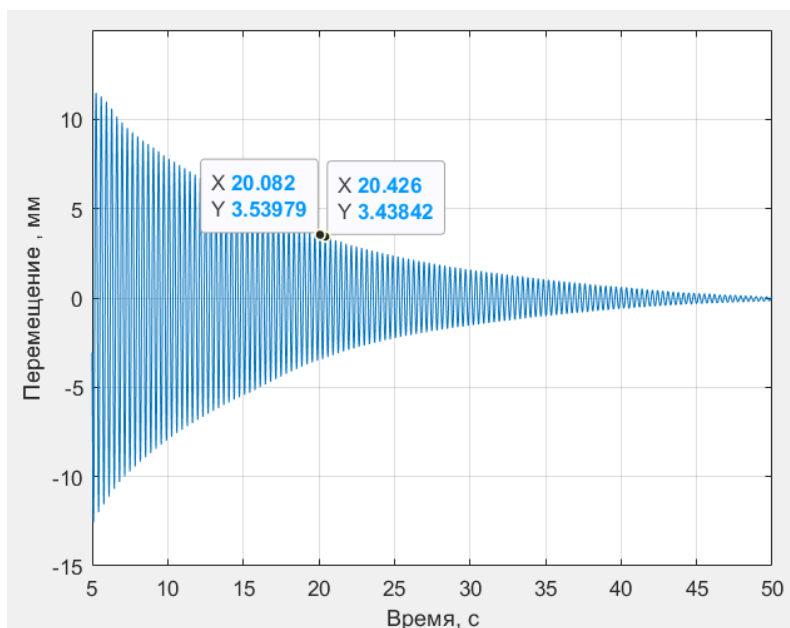


Рисунок 6 – Зависимость перемещения штока азростатического подшипника от времени

Логарифмический декремент определяется по формуле (2).

$$\delta = \ln \left(\frac{A_1}{A_2} \right), \quad (2)$$

где A_1 – амплитуда сигнала в первой точке, A_2 – амплитуда сигнала во второй точке.

Период затухающего сигнала рассчитывается по формуле (3).

$$T = t_2 - t_1, \quad (3)$$

где t_1 – время сигнала в первой точке, t_2 – время сигнала во второй точке.

Взяв точки с рисунков 5 и 6 и вставив их в формулы (2) и (3), получим следующее.

Для роликового подшипника:

$$\delta_p = \ln \left(\frac{8,36}{6,10} \right) = 0,31; \quad T_p = 4,21 - 4,08 = 0,13 \text{ с.}$$

Для азростатического подшипника:

$$\delta_a = \ln \left(\frac{3,53}{3,43} \right) = 0,028; \quad T_a = 20,42 - 20,08 = 0,34 \text{ с.}$$

Вставив полученные значения в формулу (1), получим:

$$\sigma_p = \frac{\delta_p}{T_p} = 2,42; \quad \sigma_a = \frac{\delta_a}{T_a} = 0,084.$$

Сравнивая два коэффициента затухания, можно сделать вывод, что коэффициент затухания осциллятора из азростатического подшипника в двадцать восемь раз меньше, чем коэффициент затухания осциллятора на роликовом подшипнике.

Таким образом, в качестве конструктивных параметров были выбраны сопла 0,6 мм и рабочий зазор 40 мкм, в качестве рабочих параметров – давление на входе в 1 бар. Также определён коэффициент затухания, который в двадцать восемь раз меньше коэффициента затухания роликового подшипника и равен 0,084.

Подводя итоги, можно сказать, что в результате работы был спроектирован аэростатический подшипник, который обладает околонулевым коэффициентом трения. Это позволяет значительно повысить точность в определении коэффициента затухания испытываемой конструкции в ходе модальных испытаний. Из минусов стоит отметить необходимость в чистом воздухе, чтобы не засорить зазор в 40 микрон, и в отсутствии пульсаций в воздухе, которые могут повлиять на предельные силы и моменты подшипника. Следовательно, в схему испытаний добавляется компрессор, который будет снабжать подшипник чистым и непульсирующим воздухом.

Список использованных источников

1. Авитабиле, П. Д. Модальные испытания. Руководство для практикующего / П. Д. Авитабиле. – Массачусетский университет Лоуэлла, 2018. – 526 с.
2. Завери, К. Анализ мод колебаний больших конструкций – системы с несколькими вибростендами [Текст] / К. Завери. – Внuel & Kjer, 1985. – 188 с.
3. Жуков, Е. П. Способ идентификации параметров собственных тонов колебаний по результатам модальных испытаний [Текст] / Е. П. Жуков, В. В. Маленкова, Д. А. Маринин, В. А. Бернс // «XIV Королёвские чтения». Сборник трудов. – Самара : Изд-во Самарского университета, 2017. – Том 1. – С. 94–95.
4. Микишев, Г. Н. Оценка эффективности некоторых экспериментальных методов определения основных динамических характеристик упругих конструкций [Текст] / Г. Н. Микишев, Н. Д. Пронин, Ю. Ю. Швейко [и др.] // Исследования по теории сооружений. – Москва : Стройиздат, 1970. – № 10. – С. 85–100.
5. Патент 2677942 Российская Федерация, МПК В64G 7/00. Способ обезвешивания и возбуждения колебаний при модальных испытаниях и устройство для его осуществления [Текст] / Дрыжак В. Б., Верхогляд А.Г., Емельянов Э.Л., Макаров С.Н., Маринин Д.А., Матюха Н.В. — № 2017131664 ; заявл. 17.03.17 ; опублик. 22.01.19, Бюл. № 26.
6. Подшипники с газовой смазкой / Под ред. Н. С. Грессема и Дж. У. Пауэлла «Мир» ; Пер. с англ. П. П. Мостовенко [и др.] ; Ред. пер. с англ.: С. А. Харламов. – Мир, 1966. – 425 с.
7. Шейнберг, С. А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С. А. Шейнберг, В. П. Жедь, М. Д. Шишеев. – Машиностроение, 1969. – 336 с.
8. Пошехонов, Р. А. Влияние неоднородности проницаемости ограничителей наддува на характеристики плоских аэростатических опор / Р. А. Пошехонов, А. М. Гуськов // Наука и образование / МГТУ им. Н. Э. Баумана, 08.08.2013.
9. Станогин, А. А. Исследование характеристик газостатических опор для шпиндельных узлов / А. А. Станогин // Сибирский федеральный университет. –2012.
10. Пошехонов, Р. А. Расчет сферических аэростатических опор при заданном смещении и скорости шпинделя / Р. А. Пошехонов // Наука и образование / МГТУ им. Н.Э.Баумана, 10.10.2012.

Development of linear bearing equipment for modal testing of low-frequency weakly damped spacecraft structures

V. N. Maximov	Engineer; Academician M. F. Reshetnev Information Satellite Systems JSC, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Territory, Russian Federation; maksimovvn@iss-reshetnev.ru
D. A. Marinin	Candidate of Science (Engineering), Head of the Department of testing static and dynamic strength; Academician M. F. Reshetnev Information Satellite Systems JSC, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Territory, Russian Federation; marininda@iss-reshetnev.ru
P. N. Maximov	Engineer; Academician M. F. Reshetnev Information Satellite Systems JSC, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Territory, Russian Federation; maksimovpn@iss-reshetnev.ru
A. V. Nazar'ko	Engineer; Academician M. F. Reshetnev Information Satellite Systems JSC, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Territory, Russian Federation; nazarkoav@iss-reshetnev.ru

This article presents the results of a study of the bearing capacity and dissipative properties of an aerostatic linear bearing developed at JSC RESHETNEV for modal testing of complex structures. When selecting equipment for modal testing, the main condition is the requirement to minimize the distortions introduced into the determined dynamic characteristics: frequencies of natural vibration modes, the vibration modes themselves, as well as modal masses and damping coefficients. In other words, all equipment used for ground-based modal testing should ideally have zero added mass, stiffness and friction. The main systems containing elements that create dissipative forces that affect the determination of damping coefficients are systems for weight compensation and vibration excitation on natural modes. The weight compensation system usually contains either elastic elements or a system of guides with rolling or sliding bearings. If the former bring additional rigidity and mass to the test object, the latter bring mass and friction (dry or viscous), which increases the error in determining the dynamic characteristics. The excitation of vibrations on natural modes, in most cases, is carried out by electrodynamic vibrators consisting of a magnetization coil (or permanent magnet) and a movable coil moving in a magnetic gap. The movable coil is oriented in the magnetic gap using a special system containing either elastic elements or a linear guide bearing. Vibrators with elastic coil suspension elements cannot be used for modal tests of extended structures with low rigidity. The problem of creating an ideal bearing to replace classic linear (sliding or roller) ones arose during preparation for modal tests of the wing of a solar battery of a spacecraft (SC). Aerostatic bearings (supports) have virtually zero friction and sufficient load-bearing capacity, in which compressed air acts as a lubricant, eliminating physical contacts of the interacting surfaces. To confirm the possibility of using aerostatic bearings in equipment for conducting modal tests of extended structures with low frequencies of natural oscillations, comparative tests of a roller and aerostatic bearing were carried out. During the tests, optimal air flow parameters (nozzle diameter, operating pressure and gap) were selected, which ensure the required load-bearing capacity for radial forces and torques (bending and torsion). A comparative assessment of dissipative properties was carried out when measuring the attenuation parameters of single-mass harmonic oscillators, which include aerostatic and roller linear bearings. With a nozzle diameter of 0.6 mm, a working gap of 40 μm and a bearing input pressure of 1.0 bar, the logarithmic decrement of oscillations of the harmonic oscillator with an aerostatic bearing was 0.084, which is more than 28 times lower than the logarithmic decrement of oscillations of an oscillator with a roller bearing. The conducted studies confirmed the possibility of using the developed aerostatic bearing in test systems used in modal tests of large-sized transformable spacecraft structures.

Keywords: aerostatic bearing; damping coefficient; logarithmic decrement of oscillations; harmonic oscillator; modal tests; weight compensation system; electrodynamic vibrator

Citation: Maximov, V. N. , Marinin, D. A., Maximov, P. N. and Nazar'ko, A. V. (2024), "Development of linear bearing equipment for modal testing of low-frequency weakly damped spacecraft structures", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, T. 10, no. 2, pp. 59-69. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-59-69

References

1. Aviatable P. D. (2018), *Modal tests. A guide for the practitioner*, University of Massachusetts Lowell.
2. Zaveri, K. (1985), *Analysis of vibration modes of large structures – systems with several vibration stands* [Text], Bruel & Kjer.
3. Zhukov, E. P., Malenkova, V. V., Marinin, D. A. and Burns, V. A. (2017), "Sposob identifikatsii parametrov sobstvennykh tonov kolebaniy po rezul'tatam modal'nykh ispytaniy" [Method for identifying the parameters of natural vibration tones based on the results of modal tests] [Text], *Proceedings of the Russian National Conference of Young Scientists with International Participation "XVII Korolev's readings" dedicated to the 35th anniversary of the RSTS "Energia-Buran" spaceflight*, vol. 1, pp. 94-95. (In Russian).
4. Mikishev, G. N., Pronin, N. D., Shveyko, Yu. Yu. [et al.] (1970), "Ocenka effektivnosti nekotorykh eksperimental'nykh metodov opredeleniya osnovnykh dinamicheskikh harakteristik uprugih konstruktsiy" [Evaluation of the effectiveness of some experimental methods for determining the basic dynamic characteristics of elastic structures] [Text], *Research on the theory of structures*, Stroyizdat, Moscow, no. 10, pp. 85-100. (In Russian).
5. Dryzhak, V. B., Verkhoglyad, A. G., Yemelyanov, E. L., Makarov, S. N., Marinin, D. A. and Matyukha, N. V. (2019), *Sposob obezveshivaniya i vzbuzhdeniya kolebaniy pri modal'nykh ispytaniyakh i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [A method for dewatering and exciting vibrations during modal tests and a device for its implementation], Russian Federation, Pat. 2677942. (In Russian).
6. Gressema, N. S. and Powell, J. W. (1966), *Bearings with gas lubrication*, Mir. (In Russian).
7. Sheinberg, S. A., Zhed', V. P. and Shishev, M. D. (1969), *Opory skol'zheniya s gazovoy smazkoy* [Sliding bearings with gas lubrication], *Mashinostroenie* [Mechanical Engineering].
8. Poshekhonov, R. A., Guskov, A. M. (2013), "Vliyaniye neodnorodnosti pronikaemosti ogranichiteley nadduva na harakteristiki ploskikh aerostaticeskikh opor" [The influence of inhomogeneity of the permeability of boost limiters on the characteristics of flat aerostatic supports], *Science and Education*, Bauman Moscow State Technical University, 08.08.2013.
9. Stanogin, A. A. (2012), "Issledovaniye harakteristik gazostaticeskikh opor dlya shpindel'nykh uzlov" [Study of characteristics of gas-static supports for spindle units], Siberian Federal University.
10. Poshekhonov, R. A. (2012), "Raschet sfericheskikh aerostaticeskikh opor pri zadannom smeshchenii i skorosti shpindelya" [Calculation of spherical aerostatic supports at a given displacement and spindle speed], *Science and Education*, Bauman Moscow State Technical University, 10.10.2012.