

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДЕМПФИРОВАНИЯ ОПОРЫ С УПРУГИМ КОЛЬЦОМ ПРИ ГАРМОНИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

© 2024

- Д. С. Дилигенский** кандидат технических наук, доцент кафедры инженерной графики; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; diligen@mail.ru
- Д. С. Лежин** кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; ldms@mail.ru
- Д. К. Новиков** доктор технических наук, профессор кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; novikovdk_ssau@mail.ru
- Чэн Ло** аспирант кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; clpe@mail.nwpu.edu.cn

Исследуется возможность определения коэффициента демпфирования опоры с упругим кольцом на основе сил сухого трения с использованием специального испытательного стенда. Вынужденная возбуждающая сила задаётся колебаниями компактного динамика, устанавливаемого сверху на колеблющуюся массу через П-образную перекладину. Объектом исследования является демпфер с упругим кольцом, представляющим собой тонкостенное кольцо с равномерно распределёнными выступами внутри и снаружи, расположенными в шахматном порядке. Коэффициент демпфирования оценивается с помощью приспособления для имитации опоры ротора, датчика ускорения, динамика-возбудителя, контроллера и обрабатывающей станции. Оценка величины демпфирования производится по ширине пика на резонансной частоте. Приведено сравнение величины коэффициента демпфирования, полученного по анализу резонансного пика и по скорости затухания при ударном эксперименте.

Демпфер; упругое кольцо; коэффициент демпфирования; амплитудно-частотная характеристика; сухое трение

Цитирование: Дилигенский Д.С., Лежин Д.С., Новиков Д.К., Ло Ч. Экспериментальное определение коэффициента демпфирования опоры с упругим кольцом при гармоническом воздействии // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2024. Т. 23, № 3. С. 69-81.
DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-3-69-81

Введение

Для снижения уровня амплитуды колебаний, возникающих в роторах, используют различные устройства демпфирования, которые устанавливаются в узлах опоры. Один из наиболее простых по конструкции, но эффективных типов таких устройств – это демпферы с упругими кольцами. Конструкция такого демпфера содержит один упругий элемент (в некоторых случаях два), который представляет собой тонкостенное кольцо с гладкими выступами, равномерно распределёнными по окружности внутри и снаружи, причем выступы располагаются в шахматном порядке (рис. 1).

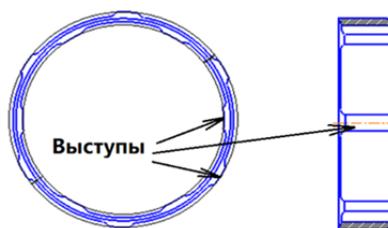


Рис. 1. Упругий элемент демпфера

Целью настоящей работы является проверка возможности экспериментального определения коэффициента демпфирования такого устройства на специальном стенде (рис. 2), оборудованном приспособлением для имитации опоры, датчиком ускорения, динамиком-возбудителем, контроллером и обрабатывающей станцией.

Приспособление включает в себя неподвижное кольцо корпуса, жёстко соединяемое с опорной плитой. Внутри корпуса устанавливается массивный стальной блин, имитирующий нагрузку от ротора (колеблющаяся масса). Между указанными двумя элементами установлено упругое демпферное кольцо, которое на принципиальной схеме (рис. 2) представлено в виде элемента жёсткости и демпфирования, масса которого пренебрежимо мала.

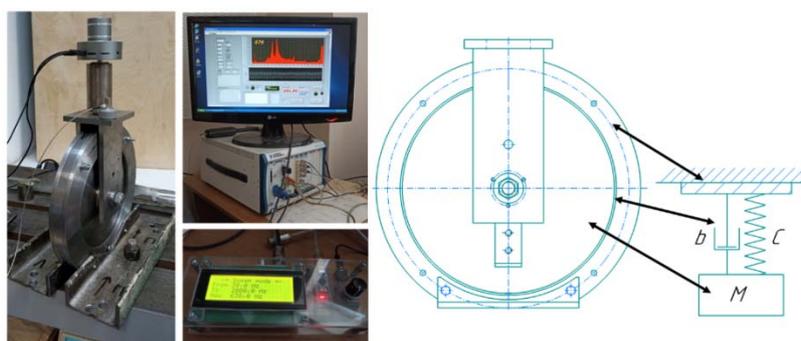


Рис. 2. Общий вид стенда и принципиальная схема приспособления

Вынужденная возбуждающая сила задаётся колебанием динамика, устанавливаемого сверху на колеблемую массу через П-образную перекладину. Перемещение задаётся в одноосной постановке, строго вертикально. Частота и амплитуда, генерируемые динамиком, задаются специально спроектированным для данного стенда контроллером.

Экспериментальная установка

Для исследования амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) демпфера была создана экспериментальная установка, структурная схема которой представлена на рис. 3. Установка состоит из генераторной и измерительной частей. Для удобства проведения исследований АЧХ и обеспечения возможности автоматизации экспериментального исследования демпфера генерирующая часть выполнена как функционал генератора качающейся частоты (ГКЧ) и согласована с измерительной частью установки.

Непосредственно генератор создан на базе микросхемы AD9833. Управление этой микросхемой, задание начальных параметров, визуализацию данных, согласование с измерительной частью осуществляет контроллер ARDUINO NANO. Измерительная часть создана на базе платформы PXI фирмы National Instruments и модуля ввода-вывода NI-PXI 4461.

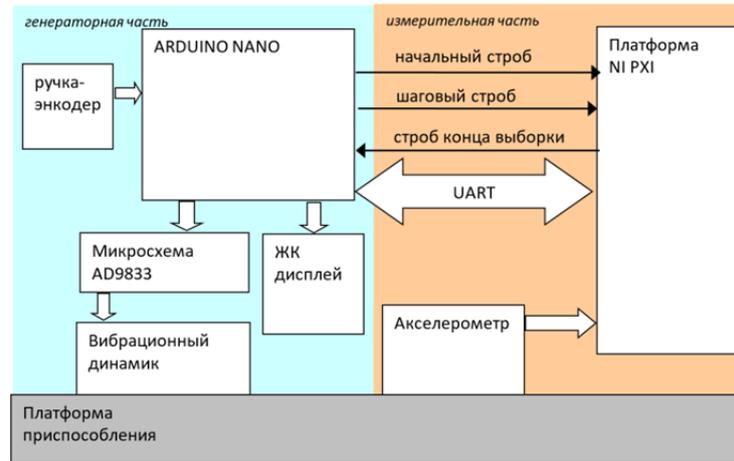


Рис. 3. Структурная схема установки для исследования амплитудно-частотной характеристики демпфера

В качестве возбудителя использовался вибрационный динамик, устанавливаемый непосредственно на платформе приспособления для имитации опоры. Первичный преобразователь измерительной части представлен вибропреобразователем AP-2037 от GLOBALTEST (г. Саров).

Микросхема AD9833 реализует метод прямого цифрового синтеза (DDS – Direct Digital Synthesizer), позволяющий получить аналоговый сигнал за счёт генерации временной последовательности цифровых отсчётов и их дальнейшего преобразования в аналоговую форму посредством цифро-аналогового преобразователя (ЦАП). При этом сами отсчёты хранятся в постоянном запоминающем устройстве (ПЗУ) микросхемы в цифровом виде в форме таблицы и его формирование заключается в обращении в нужный момент времени к определенному адресу таблицы. Микросхема производит генерацию синусоидальных импульсов изменяемой частоты.

Автономность работы генерирующей части обеспечивается наличием собственного жидкокристаллического дисплея, отображающего все настраиваемые параметры и текущие рабочие параметры. Управление микросхемой AD9833 и дисплеем производится посредством ручки-энкодера.

Программирование состояния микросхемы AD9833, энкодера и дисплея осуществляется с контроллера ARDUINO NANO. За основу программного кода взята разработка [1].

В использованный программный код введён ряд изменений: шаг изменения частоты уменьшен до 0,1 Гц, изменён порядок работы с регистрами задания частоты, организована передача данных на измерительную часть. Кроме того, выполнено программное согласование с измерительной частью установки: добавлен интерфейс LabView, создана система синхронизации с платформой PXI, организована передача данных с генераторной части на компьютер PXI. Синхронизация заключается в формировании начального синхростроба, передаваемого на платформу PXI при начале работы в режиме сканирования, и формировании шагового синхростроба при каждом изменении задаваемой частоты. Эти стробы позволяют синхронизировать запуск измерений с генерацией. Кроме того, программный код позволяет осуществлять ожидание изменения шага частоты до окончания измерений, что характеризуется приёмом стробирующего импульса от платформы PXI по окончании цикла измерений. Генерацию синхростробов производит аппаратная платформа ARDUINO. Передача синхростробов на PXI производится по специальным синхронизирующим линиям.

Работа измерительной части на платформе PXI регламентируется программой, выполненной на LabView. Работа программы начинается после приёма начального синхростроба от контроллера ARDUINO. Измерительный канал настроен на прием N выборок с датчика AP-2037, запускаемый по шаговому стробу. По окончании измерений программа формирует строб окончания выборки и передает его на контроллер NANO.

В общем виде работа по определению АЧХ на данной установке выглядит следующим образом. Запускается программа на платформе PXI. Генераторная часть запитывается от компьютера PXI, поэтому она уже включена и готова к работе. Сопряжение генераторной и измерительной частей производится по последовательному интерфейсу передачи данных UART. Перед началом генерации необходимо задать исходные параметры: начальную частоту, конечную частоту, шаг изменения частоты, минимальное время генерации на каждой установке частоты. Это осуществляется посредством ручки-энкодера, все параметры отображаются на ЖК-дисплее генераторной части. Впоследствии генераторная часть будет обрабатывать на выходе, к которому подсоединен вибрационный динамик, генерацию переменной частоты от минимального значения с заданным шагом и минимальным временем генерации до максимального значения. Запуск генерации осуществляется посредством той же ручки-энкодера, при этом от начального синхростроба автоматически запускается измерительный канал. Генератор выдает на динамик задаваемое минимальное значение частоты. Одновременно с этим по каналу последовательной передачи данных на компьютер PXI передается значение генерируемой частоты. По шаговому синхростробу запускается сбор N выборок платформой PXI, по окончании чего происходит передача на генератор строба о завершении выборки. Если время этой выборки больше заданного минимального времени генерации на одном шаге, генератор ожидает этот строб и не меняет частоту. Если время выборки меньше заданного минимального времени, генератор производит генерацию на этой частоте в течение минимального заданного времени, после чего увеличивает значение генерируемой частоты на величину шага. Весь цикл повторяется.

Программа после получения генерируемого значения частоты и окончания выборки N значений с датчика на этой частоте производит усреднение измеренных значений, передает усредненное значение на диаграмму АЧХ и записывает его в файл.

По окончании цикла сканирования частоты при достижении максимального задаваемого значения частоты генератор возвращается на минимальное задаваемое значение, и цикл сканирования начинается снова.

Определение демпфирования по амплитудно-частотной характеристике

Экспериментальное определение коэффициента демпфирования состояло в анализе формы АЧХ опоры (рис. 4). Была проведена серия тестов с плавным увеличением частоты от 10 Гц до 4000 Гц с различной возбуждаемой массой, для чего на П-образной перекладине имеется специальный переходник с резьбой М8.

В результате эксперимента по максимуму амплитуды колебаний A_{\max} определяется резонансная частота $f_{\text{рез}}$ колебаний. Затем на основе полученных данных вычисляется ширина резонансного пика Δf , что позволяет рассчитать логарифмический декремент колебаний η по формуле:

$$\eta = \frac{\pi \Delta f}{f_{\text{рез}}}, \quad (1)$$

где $f_{\text{рез}}$ – резонансная частота; $\Delta f = f_1 - f_2$ – ширина резонансной кривой, а частоты f_1 и f_2 выбираются исходя из фактической формы резонансного пика и определяются на уровне $0,707 A_{\text{рез}}$ (рис. 4, а). Используя связь между коэффициентом демпфирования и логарифмическим декрементом колебаний [2], можно проанализировать данные амплитудно-частотной характеристики.

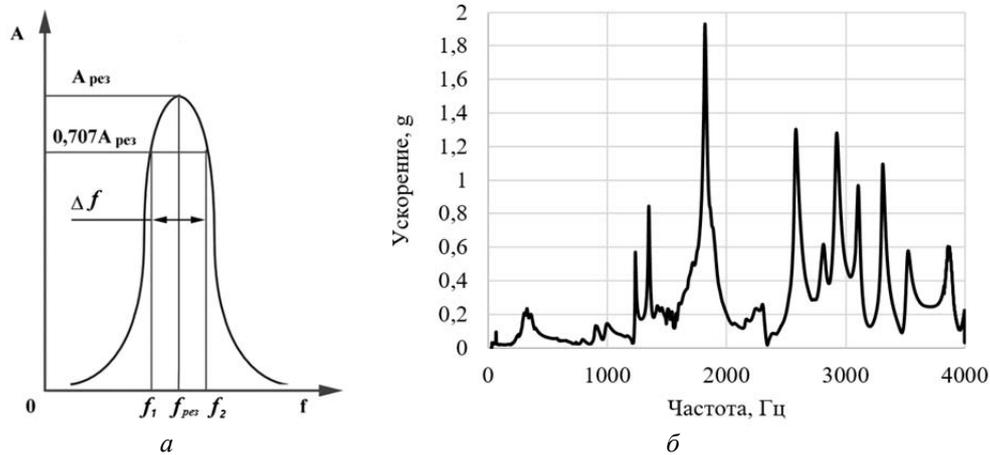


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика:
а – теоретическая форма резонанса; б – фактическая форма

Для этого воспользуемся следующим соотношением для коэффициента демпфирования d и логарифмического декремента затухания η :

$$d = \frac{2\eta mk}{\sqrt{\pi^2 + \eta^2}}, \quad (2)$$

где m – масса вибратора демпфера; k – собственная частота колебаний системы.

Таким образом, зная массу m , величину жёсткости C упругого кольца и определив из эксперимента Δf и $f_{\text{рез}}$, можно по формуле (1) рассчитать декремент затухания η . Подставив полученное значение η в (2), можно определить экспериментальное значение коэффициента демпфирования упругой опоры в различной постановке. В данном случае определяется коэффициент демпфирования при наличии сил сухого трения для одноосных колебаний.

Численная модель и экспериментальные данные

Дополнительно к аналитической модели была создана численная модель демпфера с упругим кольцом для сравнения получаемых данных по собственным частотам. Графическое представление некоторых форм колебаний приведено на рис. 5.

Частоты, полученные численно, приведены в табл. 1. Для каждой из них для последующего сравнения с аналитическим расчётом определена форма: радиальная либо осевая. Следует учитывать, что численно рассчитывается круговая частота ω , определяемая по известной формуле:

$$\omega = 2\pi f.$$

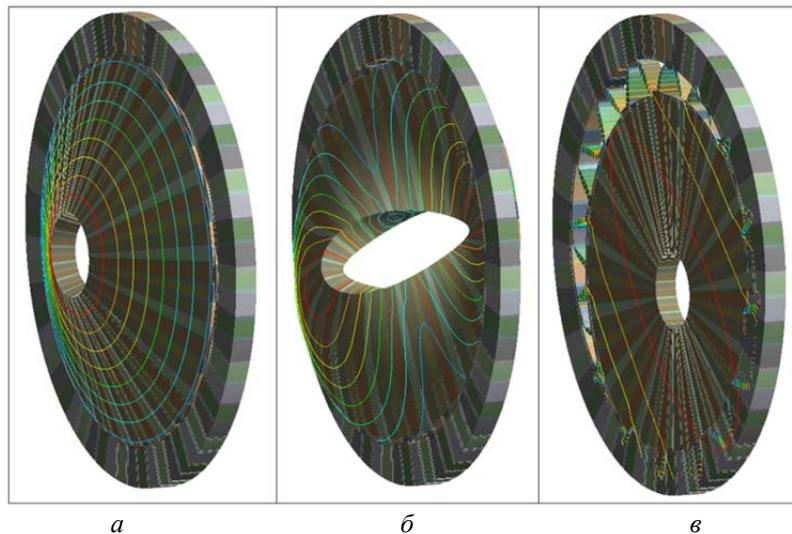


Рис. 5. Графическое представление форм колебаний исследуемого демпфера в увеличенном масштабе: а – первая собственная частота; б – вторая собственная частота; в – четвёртая собственная частота

Таблица 1. Численные собственные частоты

Масса, кг		10,317	10,809	10,977	11,133	11,477	15,317
Форма	Мода	Частота f , Гц					
осевая	1	70	68	67	66	65	53
осевая	2	249	241	238	236	231	192
осевая	3	250	242	239	237	232	192
рад	4	299	291	288	286	281	238
рад	5	304	296	293	291	286	242
осевая	6	452	450	449	448	447	429
осевая	7	489	484	483	481	479	430
осевая	8	497	492	491	489	487	436
осевая	9	523	516	513	511	505	462
осевая	10	524	517	515	512	506	472
Частота возбуждения от радиальной нагрузки, Гц		299	299	293	287	287	242

С использованием оборудования, описанного в разделе «Экспериментальная установка», была проведена серия тестов с различной массой лабораторных грузов, устанавливаемых на П-образную перекладину с помощью резьбового соединения.

Получаемая в результате экспериментов АЧХ имеет значительное количество различных пиков во всём исследуемом частотном диапазоне. Массы грузов представлены в легенде рис. 6, на котором наложены 5 измерений при частотах от 0 Гц до 4000 Гц. Если рассматривать исследуемую систему как точечную массу m , подвешенную на пружине с жёсткостью C , то собственную частоту k можно определить следующим образом:

$$k = 2\pi\sqrt{\frac{C}{m}}. \quad (3)$$

Использование дополнительных грузов с различной массой позволяет исследовать влияние массы опоры на АЧХ. Примем, что при указанном изменении массы опоры жёсткость исследуемой системы остаётся неизменной. Следовательно, резонансные значения сдвинутся пропорционально изменению подвешенной массы в степени 0,5

согласно формуле (3) ниже на 2,4% для 492 г дополнительного веса, 3,2% для 660 г, 3,9% для 816 г и 5,5% для 1160 г.

На рис. 6 массой «сбс» (сокращение от «собственная», т.е. масса без дополнительных грузов, равная 10,317 кг) отмечен тест при наличии именно такой массы.

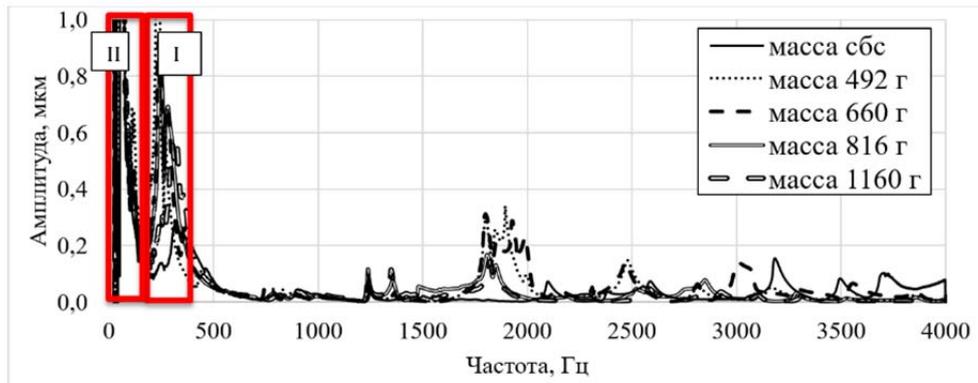


Рис. 6. Экспериментальные и численные данные АЧХ и собственные частоты демпфера при различной массе

На рис. 7, 8 показаны в увеличенном масштабе участки I и II (рис. 6). Эти участки представляют интерес, так как расположены близко к значениям, полученным численным анализом. Кроме того, собственные частоты, расположенные в указанных диапазонах, представляется возможным оценить аналитически. Для наглядности на рис. 7, 8 вертикальными линиями соответственно легенде представлены указанные численные и аналитические значения собственных частот при добавлении грузов различной массы.

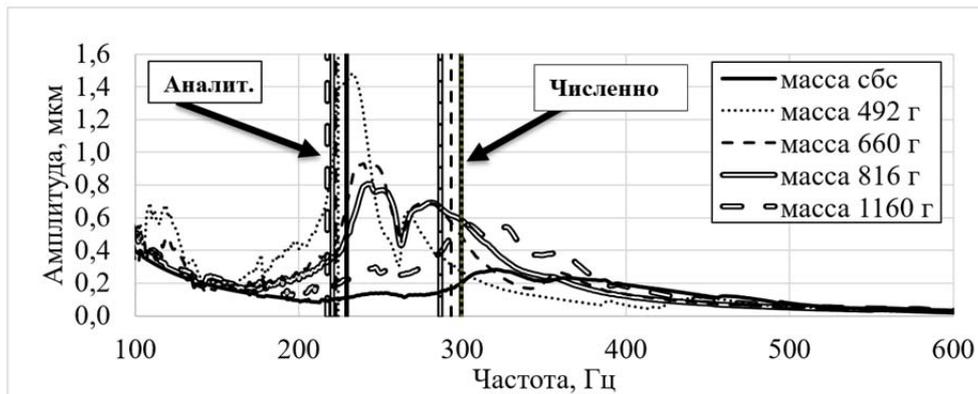


Рис. 7. Экспериментальные и численные данные АЧХ в окрестности первой радиальной формы демпфера (участок I)

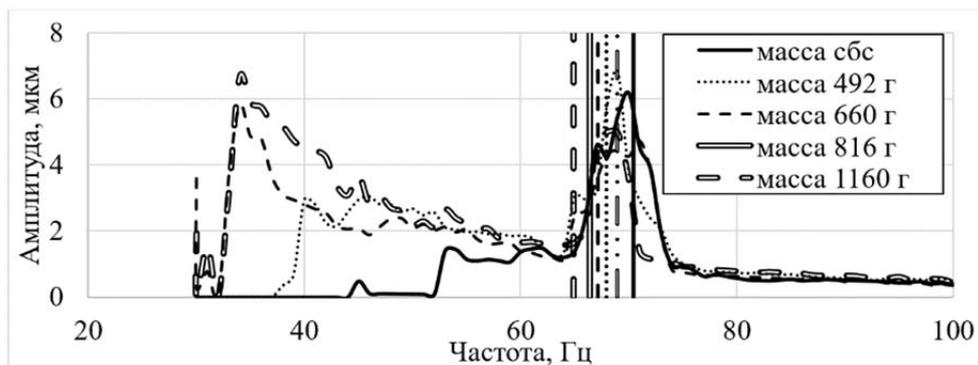


Рис. 8. Экспериментальные и численные данные АЧХ в окрестности участка II

В табл. 2 представлены значения коэффициента демпфирования, рассчитанные с помощью формул (1) и (2) для участка I. Для участка I представлены данные сразу для двух соседних вершин (парных частот резонанса).

Таблица 2. Коэффициент демпфирования (по АЧХ)

Участок	Коэффициент демпфирования, кг/с	Масса, кг	Аналит. $f_{рез}$, Гц	Эксп. $f_{рез}$, Гц	Числ. $f_{рез}$, Гц	Эксп./аналит., %	Эксп./числ., %
I	980/1896	10,317	229	321/363	299	-40/-58	-7/-27
	441/345	10,809	224	233/266	299	-4/-19	22/11
	611/805	10,977	222	240/277	293	-8/-25	18/5
	619/968	11,133	221	244/281	287	-10/27	15/2
	1199/788	11,477	217	305/358	287	-41/65	-6/-25
II	-	10,317	11,9/68,9	69,5	70	-842/5,8	-1,3
	-	10,809	11,7/67,3	68,8	68	-830/7,0	1,3
	-	10,977	11,6/66,8	71	67	-794/10,6	5,5
	-	11,133	11,5/66,4	-	66	-	-
	-	11,477	11,3/65,4	68,5	11,3/65,4	-806/9,4	5,3

Жёсткость демпфера в рассматриваемой компоновке определялась экспериментально в автоматическом режиме на разрывной машине с программным управлением Galdabini и составила 21414 Н/мм. В табл. 2 помимо коэффициента демпфирования, определённого по ширине экспериментальной АЧХ, приведены собственные частоты, полученные различными способами. Сокращения в шапке таблицы обозначают: Эксп. – экспериментальные значения, полученные на стенде; Числ. – данные, полученные численно в среде Ansys Workbench; Аналит. – аналитические значения, полученные при использовании формулы (3) для различной массы.

Для осуществления анализа между этими тремя результатами произведена оценка разницы между экспериментальными и аналитическими данными, а также между экспериментальными данными и численными (приведено в последних двух столбцах табл. 2.) Для наглядности численные и аналитические результаты вычислений по собственным частотам показаны в виде вертикальных линий на рис. 7. Видно, что численные и аналитические данные имеют значительное расхождение друг с другом. При сравнении с экспериментальными данными результаты противоречивы. Заметно, что аналитические значения дают хорошее совпадение с левым пиком экспериментальных измерений, а численные – с правым. Как было указано ранее, всего было проведено пять измерений с различной массой. Аналитические данные дают наибольшую разницу: среднеквадратичная величина 30,84% (если не учитывать выброс для масс 10,317 кг и 11,477 кг, то 12,8%). Численные данные дают более усреднённую разницу: среднеквадратичное отклонение 12,65% от экспериментальных данных.

На рис. 9 представлено графическое представление зависимости коэффициента демпфирования от величины колеблющейся массы, полученное на основе анализа экспериментальных данных. Для наглядности на графике представлена среднеквадратичная величина для парного значения собственной частоты. Среднеквадратичное отклонение для всех измерений зоны I составляет 422 кг/с, а при исключении выброса для первого измерения (1896 кг/с) среднеквадратичное отклонение составило 258,5 кг/с. Среднеквадратичная величина коэффициента демпфирования в таком случае составит 962 кг/с и 793 кг/с соответственно, другими словами выброс для первого измерения (указан на графике стрелкой) даёт значительную погрешность измерения.

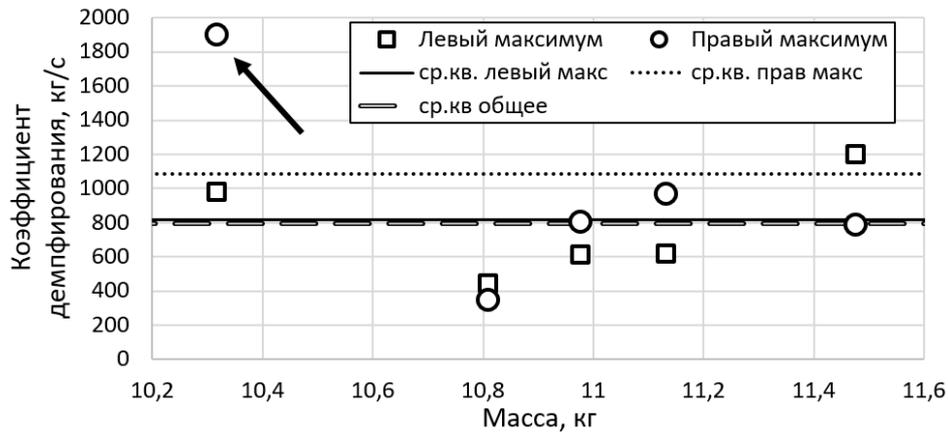


Рис. 9. Коэффициент демпфирования (участок I)

Участок II также представляет интерес, так как на указанном участке находится первая собственная частота ω_{oc} , согласно численному анализу имеющая осевую форму (на участке I находится первая собственная частота радиальной формы). Данную частоту представляется возможным определить не только численно и экспериментально, но и аналитически. Полученные данные сведены в табл. 2 в строки для участка II. Аналитическое решение было взято из монографии Кельзона [3]. Для определения осевой частоты ω_{oc} необходимо знать осевую жёсткость системы C_{oc} , а также определить главный центральный момент относительно оси симметрии вибратора J_{∞} , главный центральный момент относительно оси, перпендикулярной оси симметрии вибратора J_{Π} , подставив их в уравнение:

$$\begin{cases} \omega_{oc} = \sqrt{C_{oc} l_1 l / (B - A)}, \\ A = J_{\infty} = \frac{m}{4} R^2, \\ B = J_{\Pi} = 2J_{\infty} = \frac{m}{2} R^2, \end{cases} \quad (4)$$

где R – радиус подвешенной массы; l – ширина между опорами; l_1 – расстояние до центра масс (рис. 10).

Примем, что центр масс системы находится посередине и опоры расположены по краям подвешенной массы. В этом случае:

$$l_1 = \frac{l}{2} = R. \quad (5)$$

Подставив (5) в (4), получим:

$$\omega_{oc} = \frac{l}{R} \sqrt{2 \frac{C_{oc}}{m}}. \quad (6)$$

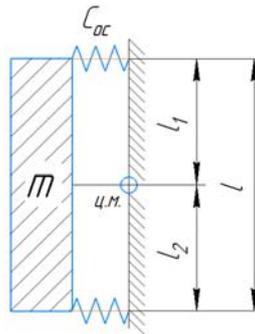


Рис. 10. Схема к определению осевой собственной частоты

Основная проблема при определении собственной частоты первой осевой формы – это задание осевой жёсткости. Так как она неизвестна, было проведено два расчёта: с осевой жёсткостью, заведомо меньше радиальной $C_{oc} = 1/100C$, а также с осевой жёсткостью, равной радиальной $C_{oc} = C$. Сравнение аналитического решения с экспериментальными и численными данными (табл. 2) показало, что среднеквадратичные отклонения соответственно составляют 818% и 8,4%. Можно сделать вывод, что осевая жёсткость на два порядка меньше радиальной. Если считать верной величину собственной частоты, полученной экспериментально, то максимально близкое соотношение $C = 90C_{oc}$, в таком случае $C_{oc} = 240 \text{ Н/мм}$. Требуется дальнейшая экспериментальная оценка данного вывода, а также поиск и уточнение аналитических решений.

Данные, полученные для участка I (в ходе интерполяции) представляется возможным сравнить с данными, полученными в ходе ударного эксперимента. Оценка коэффициента демпфирования при этом производится за счёт построения огибающей кривой затухания [4] (пунктирная линия на рис. 11), которая определяется следующей функцией:

$$A_{\max} = \pm A_0 e^{-ht_{\max}}, \quad (7)$$

где A_0 – начальная амплитуда ускорения; A_{\max} и t_{\max} определяют точку затухания осцилляции. За момент затухания принята величина в 1...5% от максимального значения ускорения в отдельном эксперименте. Показатель в степени h определяет форму огибающей и связан с коэффициентом демпфирования следующим образом:

$$h = \frac{d}{2m};$$

$$d = 2\eta \sqrt{\frac{mC}{4\pi^2 + \eta^2}};$$

$$\eta = \ln \frac{A(t)}{A(t+T_*)}, \quad (8)$$

где T_* – период колебаний.

Данное уравнение является частным случаем, при котором логарифмический декремент не является функцией от амплитуды (8). В случае квадратического трения [5] затухание будет описываться иначе:

$$A = \frac{A_0}{1 + \frac{4dk^3 A_0}{3\pi C} t}, \quad (9)$$

где k – собственная частота затухания. В этом случае огибающая примет вид гиперболы ($n = 2$, рис. 11).

Для сравнения с данными, полученными при оценке ширины пика возбужденного состояния, примем, что затухание описывается зависимостью (7).

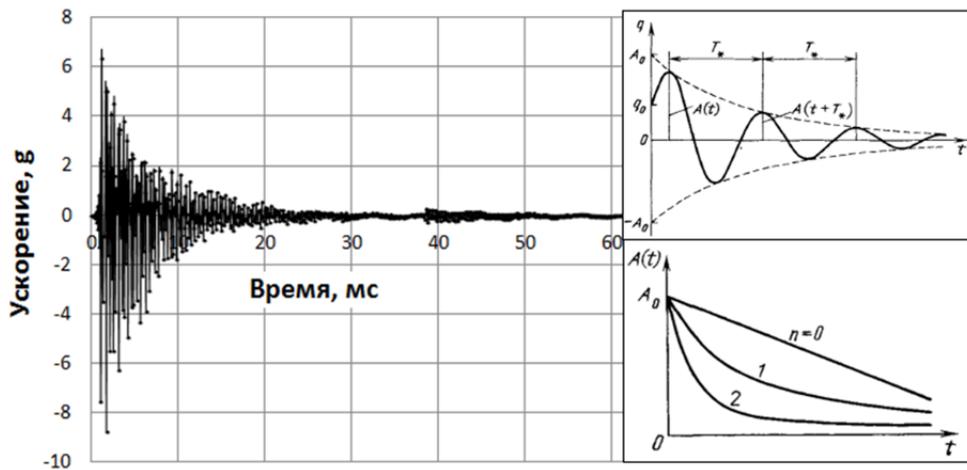


Рис. 11. Общий вид данных ударного эксперимента

Была проведена серия из 30 тестов с ударом по пластине. Данные по средним значениям коэффициента демпфирования d приведены на графике (рис. 12).

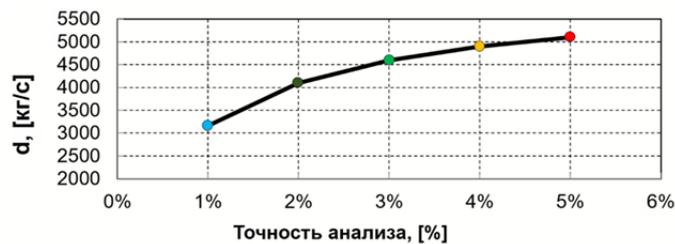


Рис. 12. Усреднённые значения коэффициента демпфирования при разной величине точности при ударном эксперименте

Анализ проведённых измерений двумя методами (ударным экспериментом и по анализу АЧХ) показал значительное расхождение по демпфированию: 4000 кг/с для ударного теста и 793 кг/с (или 962 кг/с) при анализе АЧХ, то есть расхождение 1/5 (или 1/4). Наиболее вероятной причиной расхождения между данными является низкая амплитуда и малое ускорение возбуждения при ударном тесте. Жёсткость упругого демпферного кольца при малых нагрузках может иметь нелинейную характеристику. Кроме того, при монтаже могут возникать неучтённые люфты из-за наличия отклонений по

посадкам на выступах и отклонения формы (наличие биения). Для проверки влияния данных эффектов далее планируется провести серию тестов на специализированном вибрационном стенде с гармоническим возбуждением до частоты 2500 Гц с ускорением 2g, и ударные тесты с ускорением до 50g.

Заключение

Сравнение результатов замеров демпфирования по АЧХ и переходному процессу показало значительное расхождение: 962 кг/с в первом случае и 4000 кг/с во втором. Сравнение экспериментальных данных по АЧХ с численными и аналитическими расчётами показало отличие от 5% до 13% для осевой и радиальной форм колебаний.

Библиографический список

1. Генератор сигналов на AD9833. <https://tsibrov.blogspot.com/2018/06/ad9833.html>
2. Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1980. 296 с.
3. Кельзон А.С., Журавлёв Ю.Н., Январев Н.В. Расчёт и конструирование роторных машин. Ленинград: Машиностроение, 1977. 288 с.
4. Прохоров С.А. Аппроксимативный анализ случайных процессов. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2001. 380 с.
5. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: учебное пособие. М.: Наука, 1976. 254 с.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF DAMPING COEFFICIENT OF A SUPPORT WITH ELASTIC RING UNDER HARMONIC LOADING

© 2024

- D. S. Diligenskiy** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Engineering Graphics; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; diligen@mail.ru
- D. S. Lezhin** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Design and Construction; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; ldms@mail.ru
- D. K. Novikov** Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Engine Design and Construction; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; novikovdk_ssau@mail.ru
- Ch. Luo** Postgraduate Student of the Department of Aircraft Engine Design and Construction; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; clpe@mail.nwpu.edu.cn

The article describes the possibility of determining the damping coefficient of a support with an elastic ring based on dry friction forces using a special test bench. The forced excitation force is set by the oscillations of a compact speaker installed on top of the oscillating mass through a U-shaped crossbar. The object of the study is a damper with an elastic ring, that is a thin-walled ring with evenly distributed bulges inside and outside, arranged in a checkerboard pattern. The damping coefficient is estimated using a device for simulating a rotor support, an acceleration sensor, an exciter speaker, a

controller and a processing station. The amount of damping is estimated according to the width of the peak at the resonant frequency. A comparison is given of the magnitude of the damping coefficient obtained from the analysis of the resonance peak and from the decay rate during the impact experiment.

Squeeze film damper; elastic ring; damping coefficient; amplitude-frequency characteristic; dry friction

Citation: Diligenskiy D.S., Lezhin D.S., Novikov D.K., Luo Ch. Experimental determination of damping coefficient of a support with elastic ring under harmonic loading. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2024. V. 23, no. 3. P. 69-81. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-3-69-81

References

1. *Generator signalov na AD9833* [Signal generator]. Available at: <https://tsibrov.blogspot.com/2018/06/ad9833.html>
2. Khronin D.V. *Kolebaniya v dvigatelyakh letatel'nykh apparatov* [Oscillations in aircraft engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 296 p.
3. Kelzon A.S., Zhuravlev Yu.N., Yanvarev N.V. *Raschet i konstruirovaniye rotornykh mashin* [Calculation and design of rotary machines]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1977. 288 p.
4. Prokhorov S.A. *Approksimativnyy analiz sluchaynykh protsessov* [Approximate analysis of random processes]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2001. 380 p.
5. Panovko Ya.G. *Vvedenie v teoriyu mekhanicheskikh kolebaniy: uchebnoye posobie* [Introduction to the theory of mechanical vibrations: textbook]. Moscow: Nauka Publ., 1976. 254 p.