

Дилигенский Д.С.,
Новиков Д.К.,
Лёжин Д.С.,
Прохоров С.А.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва
(Самарский университет)

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

diligen@mail.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ УДАРНЫМ МЕТОДОМ

В данной работе описывается экспериментальный способ оценки коэффициента демпфирования на специально спроектированном стенде. Величина демпфирования определяется за счёт анализа переходного процесса. Данные при ударе записываются с помощью чувствительного датчика ускорения, устанавливаемого на спроектированное приспособление, в которое помещается тестовый объект – гидродинамический демпфер с упругим кольцом, конструкция которого часто используется в опорах роторов авиационных двигателей.

Ключевые слова: гидродинамический демпфер; диссипация; радиальный зазор; упругое кольцо; относительная амплитуда; коэффициент демпфирования; удар; переходный процесс

1 Введение

Гидродинамические демпферы нашли широкое применение в опорах роторов турбомашин [1]. К настоящему времени известно много теоретических моделей расчёта таких устройств, однако сведения об экспериментальной проверке весьма противоречивы. К тому же в опубликованных работах отсутствуют сведения о возможном учёте сил сухого трения по сопрягаемым поверхностям. Поэтому вопрос об экспериментальной оценке диссипативных свойств демпфера остается актуальным. В данной работе использован ударный способ оценки диссипативных свойств по анализу переходного процесса [2]. В качестве объекта исследования рассмотрен гидродинамический демпфер с упругим кольцом (рисунок 1), который сейчас часто применяется в опорах роторов авиационных ГТД (газотурбинный двигатель).

В этом демпфере диссипация возникает за счёт гидродинамического трения и

сухого трения, возникающего при контакте по выступам упругих колец.

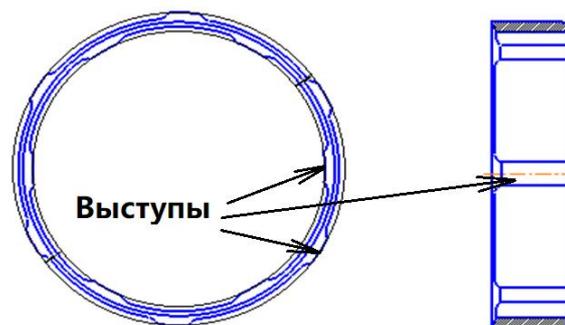


Рисунок 1. Схема упругого кольца

2 Стендовое приспособление

Для проведения тестов по определению коэффициента демпфирования использовалось специальное приспособление, которое представлено на рисунке 2.

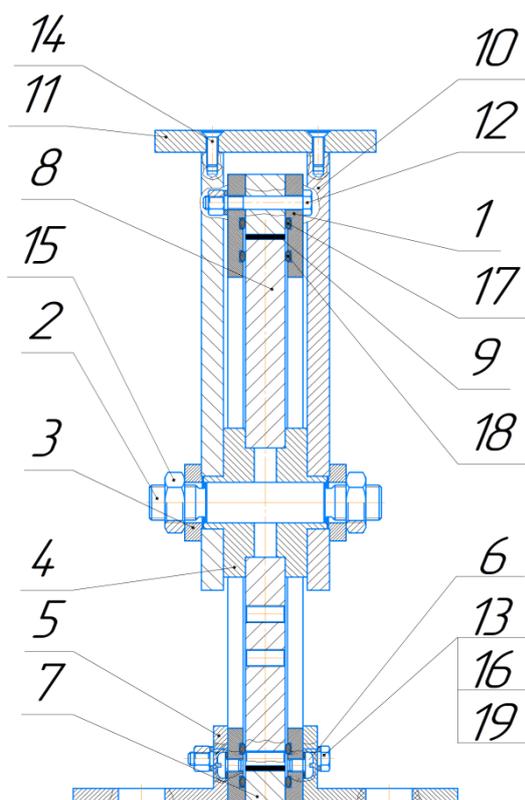


Рисунок 2. Сборочный чертёж приспособления для ударного стенда

- 1 – крышка; 2 – ось; 3 – втулки; 4 – переходные втулки; 5 – упоры; 6,14 – винт; 7 – корпусная втулка; 8 – втулка вибратора; 9 – испытуемый демпфер; 10 – пластины; 11 – нагрузочная плита; 12,13 – болты; 15,19 – гайки; 16 – шайба; 17,18 – уплотнительные кольца

Оно состоит из испытуемого демпфера 9, размещённого между корпусной втулкой 7 и втулкой 8 вибратора. Приспособление с помощью двух упоров 5 фиксируется на экспериментальном столе. По внутренней поверхности втулки вибратора беззазорно установлены две переходные втулки 4, на которые в свою очередь также беззазорно монтируются пластины 10, жёстко связанные с нагрузочной плитой 11 с помощью четырёх винтов 14. Пластины 10 жёстко связаны осью 2 с помощью пары втулок 3 и двух гаек 15. По торцам демпфер фиксируется с помощью крышек 1, в которых предусмотрены четыре резиновых уплотнительных кольца 17 и 18 (по два с каждой стороны). Весь демпферный пакет стягивается четырьмя болтами 12 с

гайками до упора в торец корпусной втулки 7. Между крышками 1 и втулкой вибратора предусмотрен торцовый зазор до 0,05мм. Для проведения тестов с жидкостью также предусмотрены два сливных и одно входное отверстие, герметично закрываемые винтом с резиновой прокладкой 6.

Основная идея состоит в определении демпфирования по записи переходного процесса при ударе. Общая схема замеров при проведении экспериментов представлена на рисунке 3.

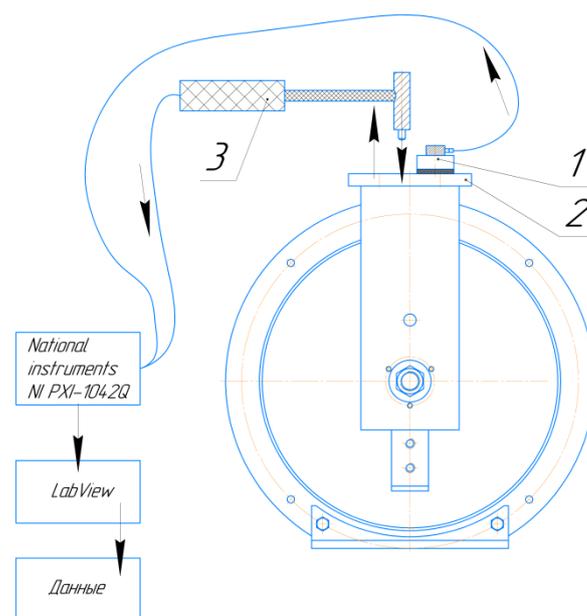


Рисунок 3. Схема измерения переходного процесса
1 – акселерометр; 2 – плита; 3 – датчик силы

На плите 2 закрепляется акселерометр 1 на магнитной опоре. Осевая чувствительность акселерометра составляет 10,1 мВ/г. По плите осуществляется удар произвольной незначительной силы с помощью измерительного молотка с бойком из стали. На конце молотка установлен датчик силы 3 с осевой чувствительностью 1,88 пКл/Н. Переходный процесс записывается с помощью измерительной системы National Instruments и обрабатывается на компьютере в программной среде Lab View.

Расчётная схема колебательной системы сводится к колебанию массы M на пружине жёсткостью C , где C – жёсткость демпфера, а масса M определяется массой всех колеблющихся элементов системы. Масса M состоит из следующих (рисунок 2) элементов:

- вибратор поз. 8 (6,075 кг);
- две переходные втулки поз. 4 (0,664 кг);
- две пластины поз. 10 (2,352 кг);
- нагрузочная плита поз. 11 (0,76кг);
- ось поз. 2 (0,17кг);
- две гайки поз. 15 (0,058кг);
- втулка поз. 3 (0,08кг);
- 4 винта поз. 14 (0,008кг);
- упругое кольцо поз. 9 (0,15кг).

Путём взвешивания указанных элементов для колеблющейся массы получена величина в 10,317 кг (без учёта массы датчика).

3 Принцип определения коэффициента демпфирования

Логарифмический декремент колебаний Λ определяется из экспериментальной кривой затухания (рисунок 4) в соответствии со схемой переходного процесса по следующей формуле:

$$\Lambda = \ln \frac{A(t)}{A(t+T_*)}, \quad (1)$$

где $A(t)$ – амплитуда в момент времени t , T_* – период между двумя соседними амплитудами.

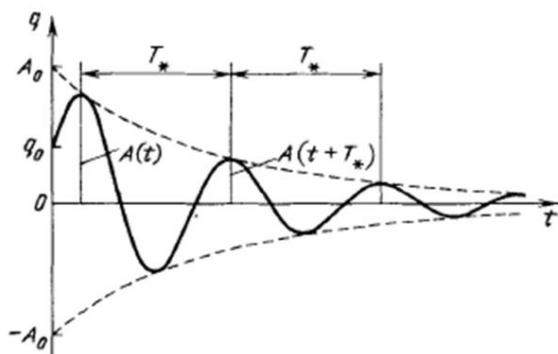


Рисунок 4. Схема переходного процесса

Согласно [3] логарифмический декремент колебаний связан с коэффициентом демпфирования d , массой M и жёсткостью C следующей формулой:

$$\Lambda = \frac{2 \cdot \pi \cdot d}{\sqrt{4 \cdot M \cdot C - d^2}}.$$

Возведя обе части этого уравнения в квадрат и разрешая его относительно d , получим для коэффициента демпфирования следующее выражение:

$$d = 2 \cdot \Lambda \cdot \sqrt{\frac{M \cdot C}{4 \cdot \pi^2 + \Lambda^2}}.$$

В общем виде описываемый колебательный процесс затухающего колебания с постоянной частотой и постепенно убывающей амплитудой будет выглядеть аналогично представленному на рисунке 4.

На практике при анализе данных с акселерометра процесс затухания будет выглядеть следующим образом (рисунок 5).

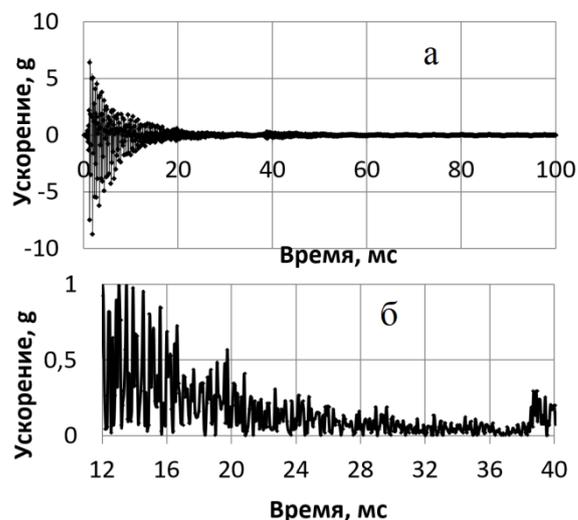


Рисунок 5. Пример переходного процесса ударного эксперимента (а) и увеличенный вид (б) с амплитудой по модулю

Использование уравнения (1) невозможно из-за сложности определения соседних пиков колебаний, относящихся к затуханию непосредственно массы, подвешенной через упругое кольцо,

однако возможно построить аппроксимацию огибающей кривой затухания (пунктирная линия на рисунке 4), которая определяется следующей функцией:

$$A_{\max} = \pm A_0 \cdot e^{-h \cdot t_{\max}}, \quad (2)$$

где A_0 – начальное значение функции огибающей, A_{\max} и t_{\max} – значения ускорения и времени момента затухания, h – коэффициент затухания, который определяется по формуле

$$h = \frac{d}{2 \cdot m},$$

где m – колеблющаяся масса.

Проведя логарифмирование частей уравнения (2), получим:

$$h = \frac{\ln(A_{\max})}{\ln(A_0) \cdot t_{\max}}. \quad (3)$$

Для определения значения коэффициента h необходимо точно знать амплитуду в момент начала колебательного процесса – A_0 и момент окончания затухания t_{\max} , что ограничено чувствительностью приборов и чистотой эксперимента.

На практике принято рассматривать момент затухания как момент прохода колебательного процесса относительного порогового значения в 5% от A_{\max} [2]. Однако для чистоты получаемых результатов данные были проанализированы для порога в 4%, 3%, 2% и 1%. Предполагается, что снижение порогового значения, определяемого как окончание процесса затухания, повышает точность, однако наличие естественного фонового шума, а также чувствительность аппаратуры и особенности конструкции приспособления могут не только осложнить процесс определения t_{\max} , но и увеличить погрешность анализа.

Необходимо также проводить нормировку по величине A_0 , тогда в конечном варианте для 5% порога уравнение (3) примет следующий вид:

$$h = -\frac{\ln(0,05)}{t_{\max}}, \quad (4)$$

где 0,05 определяется принятой величиной порога в 5%. То есть при анализе порога в 4%, 3%, 2% или 1%, в числителе будут находиться натуральные логарифмы $\ln(0,04)$, $\ln(0,03)$, $\ln(0,02)$, $\ln(0,01)$ соответственно. При этом значение t_{\max} будет каждый раз разным, и определять его надо графически.

Для определения коэффициента демпфирования d была произведена серия тестов для 4 вариантов компоновки приспособления (рисунок 6).

В первоначальном варианте определялся коэффициент d свободно установленного кольца (рисунок 6, а). При этом демпфирование происходит за счёт сухого трения по выступам упругих колец. Конечным этапом является испытание с различными типами жидкостей (вода, масло АМГ, ИПМ-10) (рисунок 6, г).

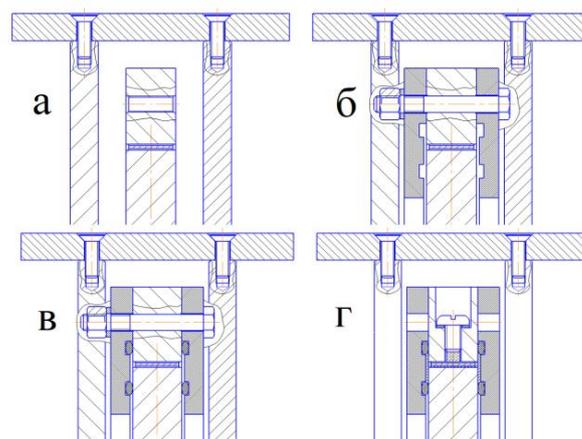


Рисунок 6. Варианты компоновок ударного стенда: а) свободное демпферное кольцо; б) торцевые крышки; в) крышки и уплотнительные кольца; г) крышки, уплотнительные кольца и смазка

Однако, для того, чтобы отделить величину d , формирующуюся за счёт смазки, от величины d , создающейся от трения упругого кольца, требуется дополнительная серия тестов с компоновкой согласно рисунку 6, в, включающей две пары резиновых уплотнительных колец. Также это

позволит определить величину d , формирующуюся за счёт работы резиновых уплотнительных колец.

Анализ данных начальной компоновки свободно установленного кольца (рисунок 6, а) показал наличие вторичного всплеска (рисунок 7, отмечено стрелкой).

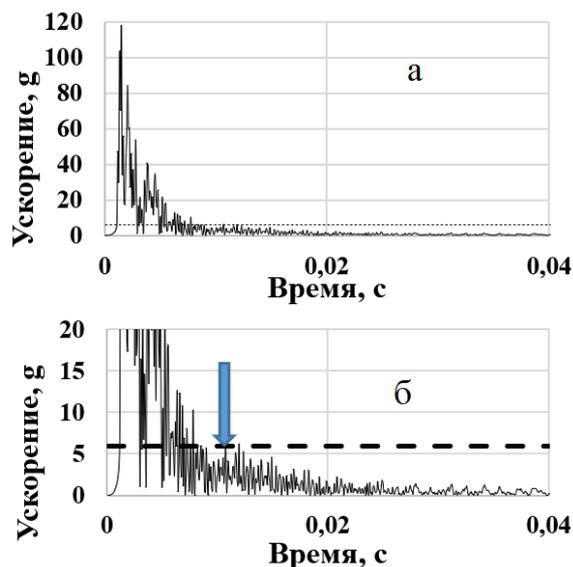


Рисунок 7. Пример переходного процесса: а) общий вид; б) увеличена окрестность порога 5%

Кольцо в свободной форме может совершать дополнительные осевые колебания, для устранения которых в конструкцию были добавлены боковые пластины с зазором по вибратору (рисунок 6, б) в 0,05 мм.

Данные, полученные для конфигурации с боковыми пластинами (рисунок 8) **Ошибка! Источник ссылки не найден.**, не содержат вторичного всплеска. Анализ данной конфигурации позволяет получить коэффициент d упругого кольца только от сухого трения.

Анализ данных проводился для различной точности (5%–1%). Все значения ускорения взяты по модулю. На графиках даны 5 горизонтальных линий, определяющих порог точности. Величина порога определяется для каждого теста по максимальной величине зарегистрированной амплитуды – A_0 . Момент времени t_{max} определяется по

последнему пику ускорения выше рассматриваемого порога точности. Таким образом, при одном и том же значении A_0 определяется 5 величин t_{max} . Соответственно, для каждого теста по уравнениям (3) и (4) определяется 5 значений коэффициентов h и d .

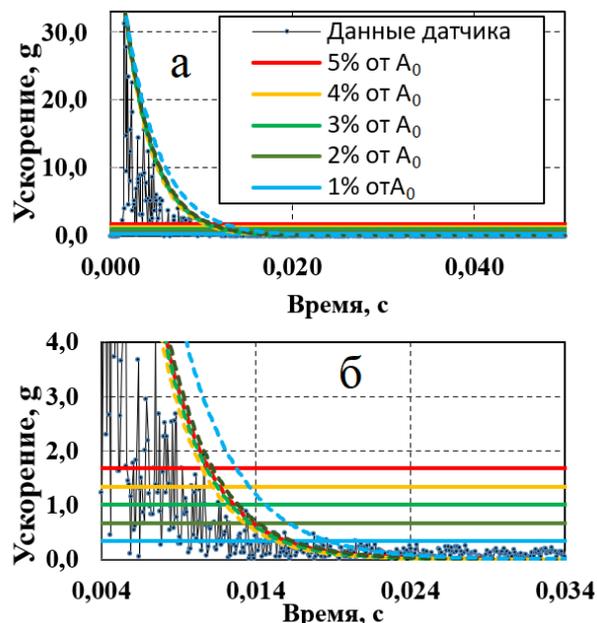


Рисунок 8. Переходный процесс затухания: а) общий вид; б) увеличенный фрагмент

Для данной конфигурации с боковыми пластинами было проведено 20 тестов с различной амплитудой удара по верхней пластине (рисунок 9).

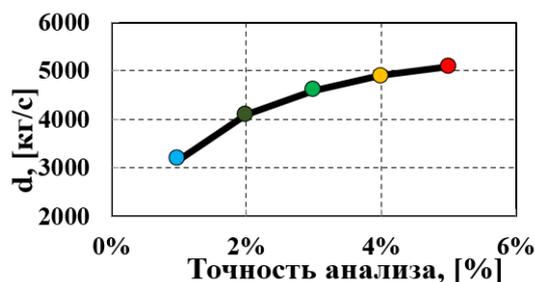


Рисунок 9. Значения коэффициента демпфирования с различной точностью (5%–1%) для компоновки с боковыми пластинами

Следующим этапом является анализ коэффициента d в компоновке с парой уплотнительных резиновых колец. Была проведена серия из 30 тестов с ударом по

пластине. Данные по средним значениям d приведены на рисунке 10.

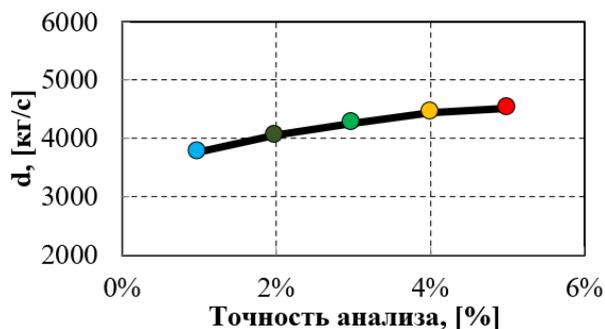


Рисунок 10. Значения коэффициента демпфирования для компоновки с боковыми пластинами и резиновыми кольцами

Аналогичная серия испытаний была произведена для компоновки с жидкостью. Данные по средним значениям d приведены на рисунке 11.

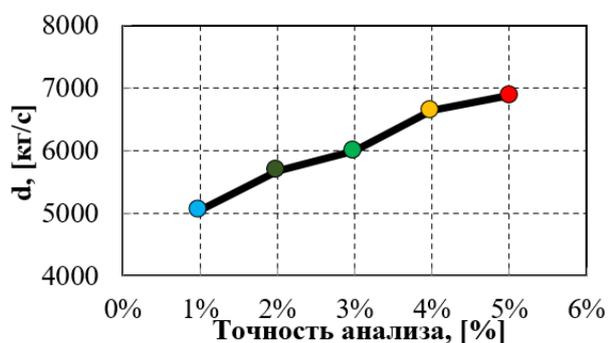


Рисунок 11. Значения коэффициента демпфирования для компоновки с боковыми пластинами, резиновыми кольцами и жидкостью

Проведённый анализ точности для разных компоновок показал общую тенденцию – снижение величины коэффициента демпфирования d по мере увеличения точности анализа, при этом зависимость имеет нелинейный характер. Подобное поведение объясняется приближением к границе разрешающей способности используемого измерительного оборудования.

Предполагаемая схема работы демпфирования изображена на рисунке 12. На схеме отмечено 3 элемента, определяющих суммарную величину

демпфирования: d_1 – упругое кольцо, d_2 – смазка, d_3 – резиновые кольца.

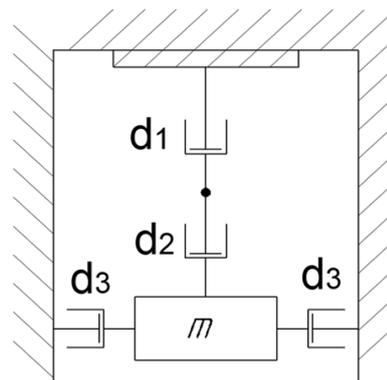


Рисунок 12. Схема демпфирования в компоновке с резиновыми кольцами и смазкой

Из имеющихся измерений получено:

$$d_1 = 4900 \text{ кг/с (точность 4\%);}$$

$$d_1 + d_3 = 4435 \text{ кг/с (точность 4\%);}$$

$$d_1 + d_2 + d_3 = 6600 \text{ кг/с (точность 4\%).}$$

Измерение величины d_3 отдельно не представляется возможным, так как при исключении из схемы упругого кольца масса вибратора окажется жёстко связанной со статором.

Примем, что демпфирование суммируется последовательно, в таком случае величина коэффициента демпфирования от смазки $d_2 = 2165 \text{ кг/с}$.

4 Оценка фоновых шумов

Проведём дополнительно тест для определения уровня естественных шумов, регистрируемых оборудованием. Для этого установим датчик на сторонний объект, связанный со стендом. Удар молотком произведём по пустому токарному столу, где ранее было установлено стендовое приспособление с упругим кольцом. Полученные данные приведены на рисунке 13.

Согласно полученным данным средний уровень шума (он показан горизонтальной линией) составляет $0,00358g$, что оказывается достаточно близко к границам

точности измерения в 1% и 2%. При низкоамплитудных ударах (4–7g) величина

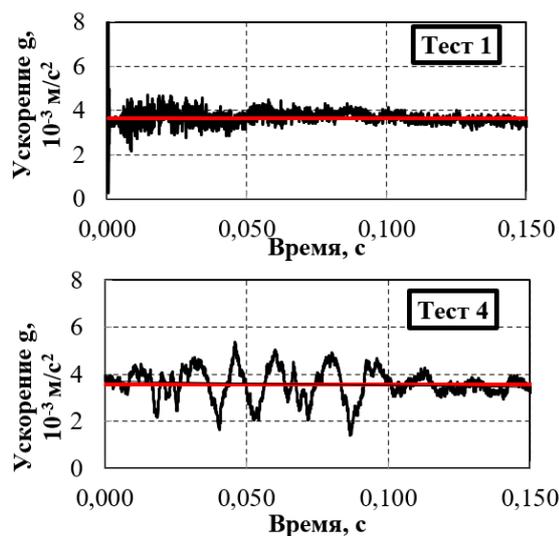


Рисунок 13. Примеры тестов фонового шума

фонового шума составляет от 5% до 9% от границы точности в 1%. При высокоамплитудных ударах (8–30g)

величина фонового шума составляет от 1% до 4,5% от границы точности в 1,2%. Таким образом, увеличение точности анализа данных с акселерометра осложняется приближением к порогу фонового шума, фиксируемого акселерометром.

Список использованных источников

- [1] Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов. Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002. 335 с.
- [2] Прохоров С.А. Аппроксимативный анализ случайных процессов: 2-е изд., перераб. и доп. Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2001. 380 с.
- [3] Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: учебное пособие. Москва, 1976. 239 с.

**D.S. Diligenskiy,
D.K. Novikov,
D.S. Lezhin,
S.A. Prokhorov**

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

diligen@mail.ru

**EXPERIMENTAL STUDY OF DISSIPATIVE PROPERTIES IN
SQUEEZE FILM DAMPER BY USING THE IMPACT METHOD**

This paper describes an experimental method to define the damping coefficient using a specially designed test device. The damping coefficient is defined through the transient analysis. Impact data is recorded using a sensitive acceleration sensor mounted on the device where a test object is placed – a squeeze film damper with an elastic ring, the design of which is often used in aircraft engine rotor supports.

Keywords: *squeeze film damper; dissipation; radial gap; elastic ring; relative amplitude; damping coefficient; impact; transient process*

References

- [1] Belousov A.I., Balyakin V.B., Novikov D.K. Teoriya i proektirovanie gidrodinamicheskikh dempferov opor rotorov. Samara: published by Samara scientific center RAS, 2002. 335 pp. (In Russian)
- [2] Prokhorov S.A. Approksimativnij analiz sluchajnyh processov: 2-nd edition.: Samara.: published by Samara scientific center RAS, 2001. 380 pp. (In Russian)
- [3] Panovko Ya.G. Vvedenie v teoriyu mehanicheskikh kolebanij: uchebnoe posobie. Moscow, 1976. 239 pp. . (In Russian)