

Дилигенский Д.С.

Самарский университет - кафедра инженерной графики.
Самарский университет, Московское шоссе 34, 443086
diligen@mail.ru

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА В УСЛОВИЯХ СОПРЯЖЕННОЙ ЗАДАЧИ

Работа гидродинамического демпфера (ГДД) зависит не только от характеристик упругого кольца, но и в значительной степени от слоя смазки. Наибольший интерес вызывают процессы взаимного влияния упругой части и несжимаемой жидкости вокруг кольца при работе ГДД из-за возникающей в роторе прецессии. В статье рассмотрен подход к предварительному моделированию упруго-гидродинамических процессов всего кольца на основе анализа упругого участка элемента кольца.

Ключевые слова: Демпфер; упругие кольца; опора; упруго-гидравлическая задача; реактивное усилие

1 Введение

Одним из самых распространенных устройств для борьбы с вибрацией в роторных системах является демпфер, устанавливаемый в опорах. Классификация конструкции и формы данных устройств приведена в статье [1]. В работе будет рассмотрен вопрос моделирования упруго-гидродинамических процессов при взаимодействии упругого участка элемента (рисунок 1) с потоком жидкости, его обтекающим. В качестве упругого элемента выступает тонкостенное кольцо. Кольцо имеет равномерно распределенные по окружности гладкие выступы. В зависимости от того, одно или два кольца используются в демпфере, выступы могут быть с двух сторон в шахматном порядке (рисунок 1,а,2), либо с одной стороны, но также шахматном порядке по отношению к выступам другого кольца (рисунок 1,б,3).

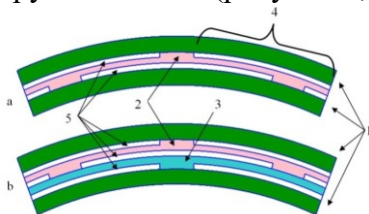


Рисунок 1. Демпферная опора с упругим кольцом:
а - одинарное упругое кольцо, б - сдвоенный упругий элемент, 1 - жесткий корпус (модуль упругости $1 \cdot 10^{15}$ Па), 2 - упругое кольцо с выступами по обеим сторонам (внутри и снаружи), 3 - упругое кольцо с выступами на одной стороне, 4 - упругий участок демпферного элемента, 5 - области течения смазки

Таким образом, между кольцами, а так же между стенками корпуса и подшипника и кольцами всегда есть зазор, через который может протекать масло (рисунок 1,а,б,5). Количество выступов и прочие геометрические параметры регламентируются ОСТ 1.10779-72 [2]. Высота выступов на внутренней и наружной сторонах может быть различной. Демпфирование происходит за счет продавливания смазки через зазоры между кольцами.

Подобный тип демпфера получил широкое распространение и имеет множество достоинств, включая компактность, возможность создания упругих колец с заранее заданными характеристиками жесткости, анизотропии, высокие демпфирующие свойства, позволяет производить отстройку от резонансных частот. Вместе с тем у подобного демпфера имеются и недостатки: необходима высокая точность исполнения посадок, конусности и т.д., требуется доводка в реальной конструкции, так как существующий отраслевой стандарт имеет узкий диапазон применения относительно геометрии кольца и их совместной работы.

Помимо ОСТ, существует ряд работ [3,4] для определения жесткости таких колец. В них кольцо рассматривается как набор связанных между собой балок, зажатых по краям. Кроме того, делается допущение о

том, что в действительности работает только половина кольца.

Для определения гидродинамических сил и реакций, возникающих от них, так же существует ряд аналитических работ, например [5,6]. Однако в этих работах демпфирование рассматривается на основе теории колебаний жидкости между плоскими пластинами, разработанной в монографии С.И.Сергеева [6], а упругий элемент рассматривается как криволинейная балочка с жесткостью C . В реальности же рассматриваемый демпфер представляет собой конструкцию, в которой упругое тело сложной конфигурации (кольцо с выступами) установлено между корпусом опоры и ротором, а зазоры заполнены жидкостью. При колебаниях ротора имеет место взаимное динамическое влияние смазки и упругих участков между выступами колец. Таким образом, исследование таких демпферов требует решения так называемой сопряженной упруго-гидродинамической задачи.

2 Сопряженная упруго-гидродинамическая задача

2.1 Аналитические модели

Для решения такой задачи необходимо создать соответствующую модель демпфера, которая, однако, требует проверки на известных аналитических решениях. Поэтому разработку модели начнем с изучения сектора с одним кольцом (рисунок 2), который на начальном этапе рассмотрим как призматический демпфер. Для определения величины демпфирования можно воспользоваться аналитическим выражением монографии Сергеева [6].

Общая схема задачи показана на рисунке 2, где L - габаритный размер демпферного элемента; h - начальный зазор между вибратором и статором; ζ - скорость гармонического колебания, b - ширина элемента, $P(x)$ - распределение давления при вибрации, $Vx(z)$ - распределение скорости течения смазки по высоте канала.

Реактивное усилие на вибратор демпфера определяется по формуле (1)

$$\left. \begin{aligned} P = P_c = B \int_{-l}^{+l} p_3 dx = -\mu \Lambda^3 B F \zeta(\alpha, \tau) \zeta^{\frac{g}{h}} = -C \zeta^{\frac{g}{h}}, \\ F \zeta(\alpha, \tau) = (1 - \alpha \sin \tau)^{-3}, \alpha \equiv \frac{\alpha}{h_c} \end{aligned} \right\} (1),$$

где $\Lambda = \frac{L}{h}$.

По (1) был проведен ряд расчетов, результаты которого приведены в рисунке 3. Вертикальная ось имеет логарифмическую шкалу. Из графика видно, что с увеличением зазора h (рисунок 3) величина реакции стремится к нулю, а при уменьшении - к бесконечности.

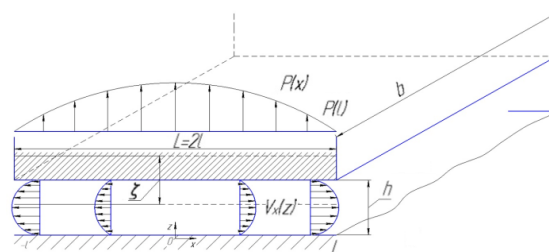


Рисунок 2. Разрез участка демпфера с призматическим вибратором, совершающим колебания в направлении нормали к поверхности статора

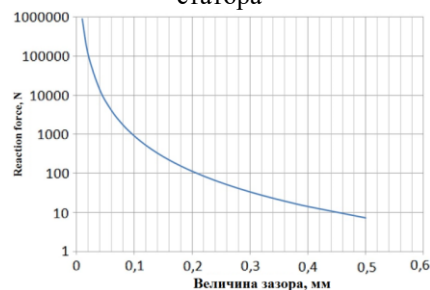


Рисунок 3. Результаты расчета реакции демпфера с призматическим вибратором по Сергееву для разных величин зазора

Таким образом, аналитический анализ имеет смысл только для амплитуд в пределах величин самого зазора, без контакта поверхностей. В то время как сопряженный численный расчет позволяет оценить изменение демпфирования и в случае разрыва слоя смазки.

2.2 Конечно-элементная модель

Конечно элементная модель представляет собой параметрическую 2way-FSI

сопряженную модель (рисунок 4) состоящую из 4 блоков: блок прочностного анализа - "Transient Structural"(рисунок 4,а), блок анализа поведения смазки - "Fluid Flow (Fluent)"(рисунок 4,б), блок параметризации - "Parameter Set" (рисунок 4,в), блок передачи и расчета - "System Coupling" (рисунок 4,г).

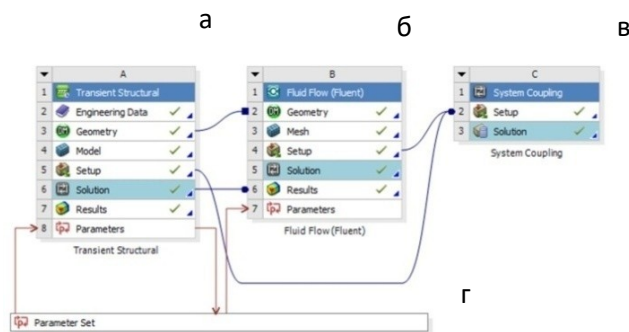


Рисунок 4. Блок схема расчета 2way-FSI: а-structural, б-fluid, в-parameters, г-structural/fluid coupling

2.3 Основные допущения (и/или граничные условия)

Модель представляет собой решение сопряженной упруго-гидродинамической задачи. Присутствуют две основные модели - прочностная и жидкостная.

Для упругой части были выбраны следующие параметры:

- закрепление нижнего блока по нижней поверхности по всем осям
- закрепление верхнего блока
- задание колебательного перемещения вида $y = a \sin \omega t$ на верхнюю поверхность верхнего блока
- сетка задана с максимальным значением ячейки равным 1 мм
- Для жидкостной части выбраны следующие значения:
- теплопередача отключена
- поток ламинарный
- с двух противоположных сторон канал ограничен стенкой
- с других сторон дан вход смазки "pressure-inlet" с величиной давления $P = 0$
- анализ проводился только для нескольких циклов колебаний на случай появления

нестационарного процесса (выбрано 3 цикла для минимизации времени расчетов)

Обе модели содержат грани, на которые приложено взаимодействие моделей. Соответственно это две наружные поверхности для жидкости и две внутренние для упругой части (рисунок 5).

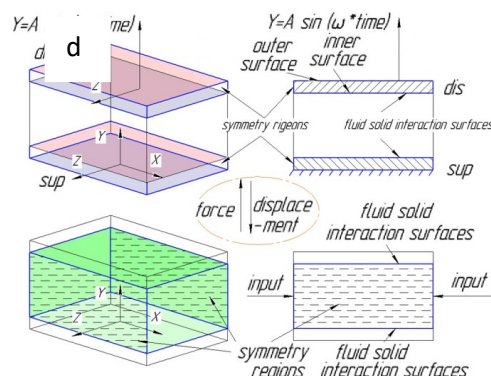


Рисунок 5. Общая схема граничных условий

Параметризация произведена по всем основным геометрическим параметрам, размеру сетки, количеству слоев для жидкого слоя и параметрам давления с обеих сторон канала.

2.3.1 Анализ сходимости

Так как модель имеет большое число взаимодействующих блоков и является нестационарной, то увеличивается время расчета. Был произведен ряд вычислений для определения допустимого уровня размера ячейки сетки моделей, достаточного количества слоев смазки и достаточного количества циклов исследуемого колебательного процесса. Расчеты проводились для начальных условий, указанных в таблице 1.

Таблица 1. Параметры для гидродинамической задачи плоского и цилиндрического демпферов

Параметр	Значение
Длина сегмента/длина средней окружности слоя смазки L, мм	50

Ширина, мм	35
Высота канала h, мм	0,4
Амплитуда колебаний a, мм	0,03
Частота колебаний, Гц	50
Динамический коэффициент вязкости μ , кг/с	0,022
Плотность смазки ρ , кг/м ³	800

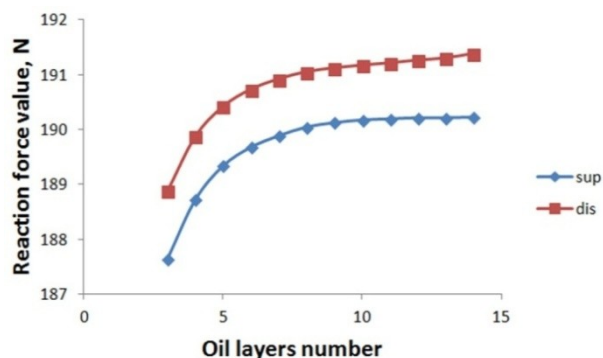


Рисунок 6. Зависимость реакции на плоском демпфере, от числа слоёв жидкости: "sup" - поверхность блока корпуса, "dis" - поверхность вибратора (рисунок 5)

На рисунках 6,7 представлены зависимости гидродинамической силы в зазоре от числовых параметров расчетов – числа слоев сетки и размера ячейки.

При увеличении числа слоев сетки области жидкости наблюдается сходимость по реакции в демпфере, при этом разница значений реакции для 3 и для 13 слоев не превышает 1.5%. То есть, для данной постановки достаточно использовать минимальное число слоев -3.

При повышении точности сетки (замельчения) видна тенденция к сходимости. При задании максимального значения элемента меньше 0,6 мм для 3 слоев и 0,4 мм для 7, процесс изменяет тенденцию на рост расхождения. Относительная разница реакции контролирующего параметра размера сетки изменяется в пределах 1% .

В результате было принято решение, что для данного расчета будет достаточно 3 слоёв жидкости и 1 мм для максимального размера ячейки расчетной сетки.

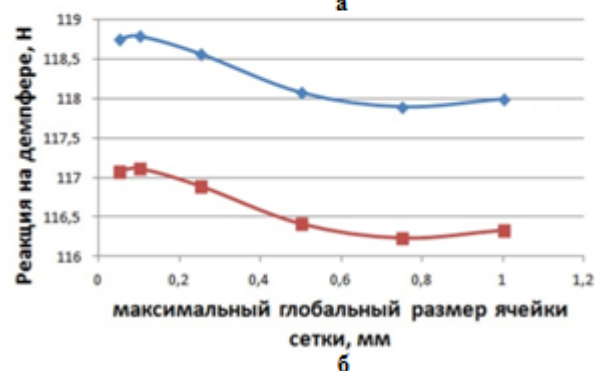
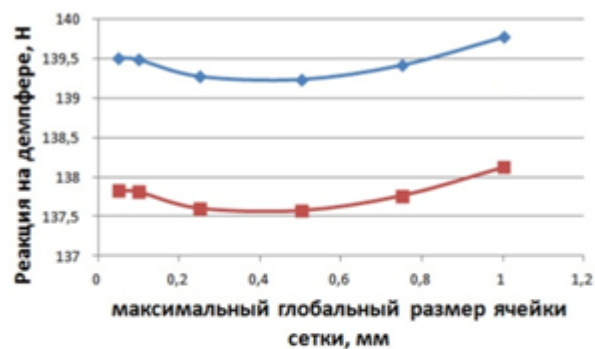


Рисунок 7. Зависимость реакции на плоском демпфере от размера сетки для случая: а - с 7 слоями сетки, б - с 3 слоями

На рисунке 8 показана зависимость поведения величины реакции от времени по осям.

Так как задавалось одноосное колебание по оси Y, то реакция по двум другим осям равна 0 на протяжении всего расчета и совпадает на графике с осью времени. Так же на графике для удобства показана суммарная реакция Rtotal по всем осям, при этом на графике она строго положительная. Так как задача одноосная, то Rtotal полностью отражает величину Ry.

На рисунке 8 видно, что в течение непродолжительного времени (до 0,05 мс), процесс носит нестационарный характер. В течении первого цикла с пиком на 0,01 мс кривая реакции Rtotal содержит значительное количество шума (зубцов). В следующем цикле до 0, 03 мс на кривой не видно зубцов, однако её форма имеет искривленность. Последний цикл с пиком на 0,05 мс имеет ровную параболическую форму.

Спустя всего 0,05мс (3 цикла) каждый следующий цикл реакции имеет идентичную

форму, близкую к параболе - процесс становится квазистационарным.

Таким образом, для корректного сравнения с аналитическими выкладками, анализ будем производить после трех колебательных циклов - 0,05 мс.

Если в анализе модели не рассматриваются экстремальные граничные условия, то анализ поведения следует ограничить началом квазистационарного процесса.

Стоит отметить, что модель позволяет проводить анализ не только одноосных, но и двухосных колебаний.

Для плоского демпфера актуальны одноосные колебания, так как в этом случае можно провести верификацию модели по известным аналитическим работам. Однако для цилиндрического демпфера так же существует аналитическое решение при двухосных колебаниях.

Для двухосных колебаний характерны некоторые особенности, хорошо видные на графиках зависимости реакции от времени (рисунок 9).

На рисунке 9 представлено два графика зависимости суммарной реакции при одноосных колебаниях ($R_{total\ 1-axis}$) и суммарной реакции при двухосных колебаниях ($R_{total\ 2-axis}$). Видно, что для суммарной реакции при двухосных колебаниях цилиндрического демпфера характерна постоянная величина суммарной реакции, как на вибраторе, так и на корпусе. Значение не является ровной прямой, так как процесс носит квазистационарный характер. В то же время при одноосных колебаниях график зависимости величины реакции имеет четкую периодическую во времени структуру с падением до 0 каждые 0,01 мс. Стоит так же обратить внимание на то, что максимальное значение реакции при одноосных колебаниях приблизительно на 5% отличается от среднего значения при двухосных колебаниях.

Данные особенности актуальны при анализе поведения цилиндрического демпфера, которое планируется провести на следующем этапе.

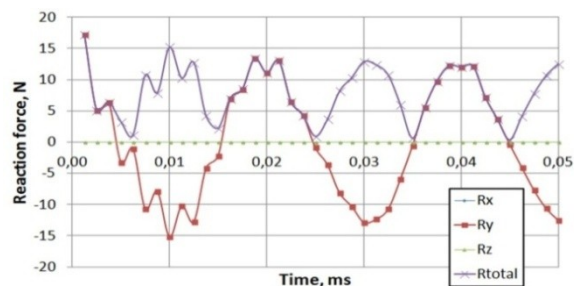


Рисунок 8. Зависимость реакции на плоском демпфере от времени (50 Гц)

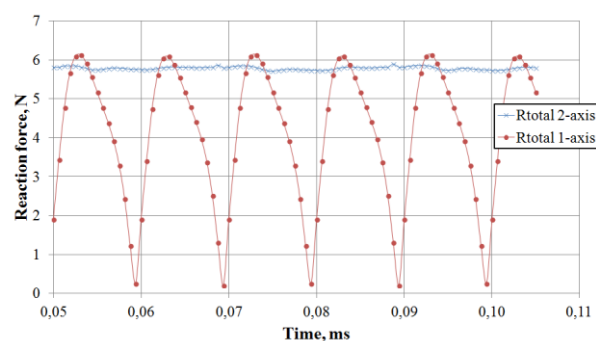


Рисунок 9. Зависимость суммарной реакции от времени на цилиндрическом демпфере при одноосном и двухосном колебании (амплитуда 0,2 мм; зазор 0,4 мм, частота 50 Гц)

2.3.2 Анализ

При полученных выше параметрах сетки было оценено влияние величины зазора и амплитуды колебаний на значение реакции. Для зависимости реакции от величины зазора, численная модель сравнивалась с аналитической моделью Сергеева [6]. Полученные зависимости показаны на рисунке 10. На графике видно, что реакция падает нелинейно с ростом зазора как по численной, так и аналитической зависимости. При одинаковой частоте колебаний отклонение между численным и теоретическим решениями тем выше, чем меньше величина зазора (при условии сохранения параметров сетки).

Величина отклонения носит нелинейный характер и увеличивается по мере уменьшения высоты зазора при прочих равных. Отклонение изменяется в пределах от 4,8% для величины зазора в 0,4 мм и до 23% для величины зазора в 0,2 мм при

одинаковой относительной амплитуде колебания в 22,5% от величины зазора и частоте 50 Гц.

Зависимость величины демпфирования от зазора при одинаковой скорости вибратора показана на рисунке 11. Полученные зависимости внешне ведут себя аналогично зависимостям для реакции (рисунок 10). Предельное отклонение для граничных значений изменяется в тех же пределах 4,8% и 23%.

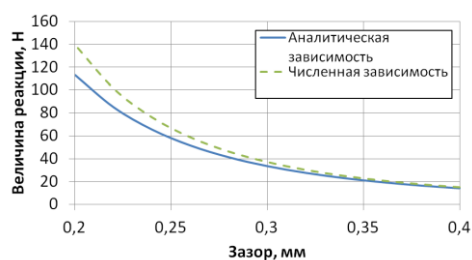


Рисунок 10. Зависимость реакции на плоском демпфере от величины зазора в ГДД

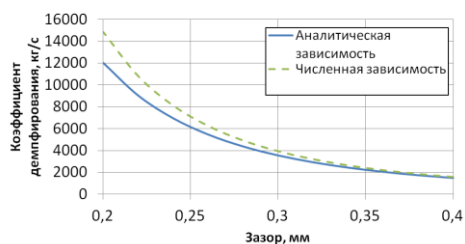


Рисунок 11. Зависимость коэффициента демпфирования от величины амплитуды колебаний вибратора

Для анализа демпферных характеристик всего кольца планируется создание численной параметрической модели упругого кольца и каналов вокруг него, где протекает смазка.

Для экспериментальной проверки модели спроектирован стенд, который показан на рисунке 12.

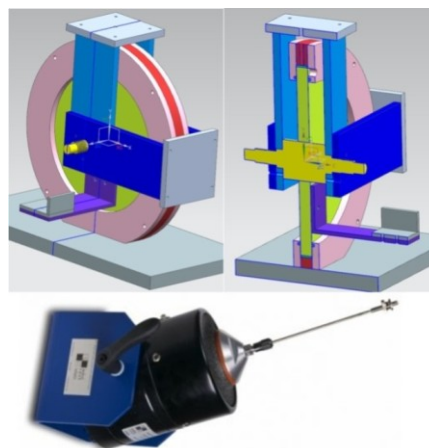


Рисунок 12 – CAD модель модифицированной установки и вибратор

4 Заключение

В результате проведенной работы:

1. Определены оптимальные параметры сетки, обеспечивающие сходимость задачи.
2. Спроектирован экспериментальный стенд для определения величины демпфирования упругих колец с учетом смазки в зазорах.
3. Проведено верифицирование разработанной численной модели сопряженной задачи сравнением с известным аналитическим решением и получена нелинейная зависимость отклонения для коэффициента демпфирования от высоты зазора и амплитуды колебания.
4. Получено, что при зазоре 0,4 мм отличие составляет 4,8%, а при 0,2 мм - 23%. То есть при уменьшении высоты зазора в плоском демпфере, погрешность увеличивается относительно аналитического решения. Аналогичная нелинейность наблюдается при увеличении относительной амплитуды колебания - с ростом амплитуды увеличивается отклонения численного и аналитического решения.
5. В дальнейшем предполагается развитие модели для расчета целых колец в постановке 2way-FSI сопряженных задач.

Список литературы

[1] Дилигенский Д. С. Анализ конструкции гидродинамических демпферов / Д. С. Дилигенский, Д. К. Новиков // Труды Международного научно-технического форума, посвященного 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ: Материалы круглых столов форума – Самара: СГАУ, 2012, - Том 2. - С. 47-48.

[2] ОСТ 1 10778-72, ОСТ 1 10779-72. Кольца упругие опор роторов газотурбинных двигателей, конструкция и размеры. – М., 1972. - 11с.

[3] Леонтьев М. К. Конструкция и проектирование упругодемпферных опор роторов: учеб. Пособие / Д. В. Хронин, М. К. Леонтьев, Е. В. Борздыко: Московский авиац. ин-т. - Москва, 1988. – 37 с.

[4] Артемов Е. А. Экспериментальное и расчетное определение податливости упругих опор турбомашин

/ Е. А. Артемов // Сб. “Известия вузов. Авиационная техника”. – 1965. - №2 - С. 48-55.

[5] Лобанов В. К. Оценка демпфирующих свойств одного типа упругих опор ГТД / В. К. Лобанов, А. Б. Хрусталева // Сб. “Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов”. - Куйбышевский авиац. ин-т, - Куйбышев, 1977. - №4. – 3 с.

[6] Сергеев С. И. Демпфирование механических колебаний / под ред. С. А. Мейнгард. – М.: Гос. изд-во физико-математической литературы, 1959. – 408 с.

[7] Леонтьев М. К. Исследование характеристик упругих колец в опорах роторов газотурбинных двигателей / М. К. Леонтьев, А. Г. Терешко // М.: Московский авиац. ин-т., 2011. – № 3. – Т. 18. – С. 135-146.

SOME ASPECTS OF THE SQUEEZE FILM DAMPER WITH ELASTIC RINGS PARAMETRIC MODELING UNDER THE FLUID-STRUCTURAL COUPLING CONDITIONS

Dmitriy S. Diligenskiy

Samara university - engineering graphics department.
Samara university, Moskovskoe shosse 34, 443086
diligen@mail.ru

Abstract. The operation of the squeeze film damper (SFD) is highly depend on the lubricant layer behavior as well as on the stiffness of its elements. The interesting part is the mutual influence of the elastic part and an incompressible fluid squeezing around the ring during the operation of the SFD occurring due to the precession in the rotor. The article describes the approach to the modeling to the fluid-structural interaction simulation of the SFD as a system of similar section.

Key words: Damper; elastic rings; support; elastic-hydraulic task; reaction

Reference

- [1] Diligenskiy, D.S. and Novikov, D.K. (2012), "Analiz konstrukcii gidrodinamicheskikh dempferov", *Proceedings of the International Scientific and Technical Forum dedicated to the 100th anniversary of the OAO "Kuznetsov" and the 70th anniversary of the SSAU*, Panel discussion materials, SSAU, vol. 2, Samara, Russia, pp. 47-48.
- [2] Industry standards (1972), OST 1 10778-72, OST 1 10779-72: *Kol'ca uprugie opor rotorov gazoturbinnih dvigatelej, sizes and design*, 11 p.
- [3] Hronin, D.V., Leont'ev M.K. and Borozdyko, E.V. (1988), *Konstrukciya i proektirovanie uprugodempfernyh opor rotorov VRD, training manual*, Moscow aviation institute, Moscow, Russia, 37 p.
- [4] Artemov E.A. (1965), "Eksperimental'noe i raschetnoe opredelenie podatlivosti uprugih opor turbomashin", Collected volume "News of Higher Educational Institutions. Aeronautical engineering", no. 2, pp. 48-55.
- [5] Lobanov, V.K. and Hrustalev, A.B. (1977), "Ocenka dempfirmuyushchih svojstv odnogo tipa uprugih opor GTD", Collected book, "Vibration strength and reliability of aircraft engines and systems", *Kuibyshev Aviation institute*, Kuibyshev, Russia, no. 4, 3 p.
- [6] Sergeev S.I., *Dempfirovanie mekhanicheskikh kolebanij*, in Meingard, S.A. (ed.), State Publishing House of Physics and Mathematics, Moscow, Russia, 408 p.
- [7] Leont'ev, M.K. and Tereshko, A.G. (2011), "Issledovanie harakteristik uprugih kolec v oporah rotorov gazoturbinnih dvigateley", *Moscow aviation institute*, Moscow, Russia, № 3, vol. 18, pp. 135-146.