

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ПОДАЧИ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРАХ

© 2022

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

Н. С. Шляндина аспирант кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; muddlehaze@gmail.com

Одним из наиболее распространённых способов снижения вибрации в двигателях летательных аппаратов является применение демпфирующих устройств. Наибольшее применение в конструкциях двигателей летательных аппаратов получили гидродинамические демпферы, эффективность которых определяется демпфирующей способностью, зависящей, кроме других параметров, от статического давления подачи масла в демпфер. В работе предложена методика расчёта статического давления в питающей канавке гидродинамического демпфера в зависимости от геометрического размера торцевой щели и величины давления подачи смазки и выявлены параметры, влияющие на него. Проведены расчёты для разных величин торцевого зазора, количества и диаметра питающих отверстий. Все расчёты, представленные в работе, проведены для гидродинамического демпфера с торцевыми щелями и дросселями. Показано, что наиболее сильное влияние на давление в канавке гидродинамического демпфера оказывает величина торцевого зазора. Было также рассчитано давление в длинном гидродинамическом демпфере и показано, что в нём динамическое давление в зазоре может существенно превышать статическое давление подачи и может возникнуть разрыв смазочного слоя. Кроме того, показано, что величина торцевого зазора демпфера влияет на расход смазки через демпфер.

Гидродинамический демпфер; зазор радиальный; торцевая щель; статическое давление; динамическое давление; авиационный двигатель

Цитирование: Новиков Д.К., Шляндина Н.С. Анализ влияния условий подачи на распределение давления в гидродинамических демпферах // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 3. С. 108-115. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-3-108-115

Введение

Одной из основных тенденций развития современных газотурбинных двигателей (ГТД) летательных аппаратов является увеличение скоростей вращения турбины, что приводит к обострению проблемы вибрационной надёжности. Более 60% отказов опытных ГТД носят прочностной характер, из них более 70% – вибрационный [1].

Основными причинами вибрационных дефектов являются повышенные вибрационные нагрузки при недостаточном демпфировании, резонансные колебания, снижение предела выносливости при наличии конструктивных и технологических концентраторов напряжений [2].

Тем не менее, большая часть вибрационных дефектов может быть успешно решена грамотным применением демпфирования колебаний деталей и узлов двигателей. Для решения проблемы вибропрочности двигателей в конструкцию подшипниковых узлов вводятся демпферы жидкостного, сухого или комбинированного трения. По причине постоянного повышения требований относительно вибронадёжности изделий, отсутствия оптимальных конструкций систем демпфирования, их недостаточной изучен-

ности, субъективных факторов на данный момент представлено большое разнообразие конструкций демпферов.

В настоящее время наиболее распространёнными и эффективными методами демпфирования для двигателей летательных аппаратов (ДЛА) считаются методы гидродинамического и конструкционного демпфирования. Широкое применение гидродинамические демпферы (ГДД) приобрели благодаря малому весу, простоте конструкции и компактности. Гидродинамические демпферы являются одним из наиболее сложных элементов роторной системы с точки зрения их проектирования, моделирования, анализа их работы и расчёта их параметров. При расчёте гидродинамического демпфера основные трудности заключаются в линеаризации составляющих гидродинамической силы в нём, а также определение его физических параметров, обеспечивающих требуемые величины коэффициентов жёсткости и демпфирования. Правильность решения такой задачи будет обусловлена выбором вида теоретической модели для расчёта.

Предмет исследования

Предметом исследования данной работы является гидродинамический демпфер с торцевыми щелями (ДТЩ) и дросселями, через которые подводится рабочее тело (рис. 1, 2).

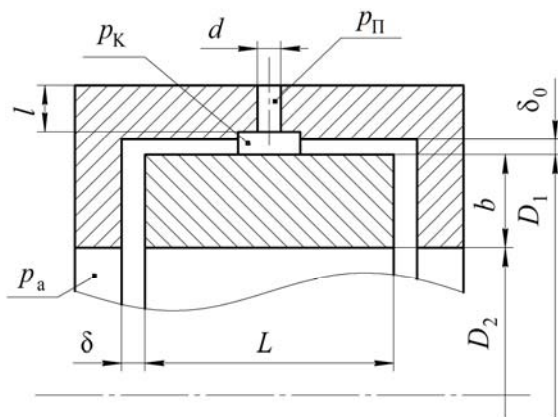


Рис. 1. Схема гидродинамического демпфера с канавкой

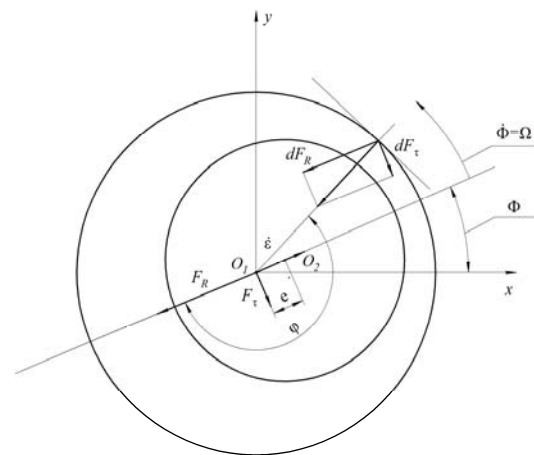


Рис. 2. Схема гидродинамического демпфера

На рис. 1 показаны параметры ГДД, использованные в исследовании: δ – торцевой зазор; δ_0 – радиальный зазор; l – длина дросселя; d – диаметр дросселя; D_1 – наружный диаметр; D_2 – внутренний диаметр демпфера; L – ширина вибратора, $L = 0,031$ м; p_{Π} – давление подачи; p_{κ} – статическое давление в канавке; p_a – давление в масляной полости опоры, принимается равным 0; b – высота вибратора.

Также использованы параметры: Z – количество дросселей в демпфере; μ – динамическая вязкость смазки (для данного исследования в качестве смазки взято синтетическое авиационное масло ИПМ-10 с динамической вязкостью $\mu = 0,0204$ [Па·с] при температуре 20°C).

На рис. 2 представлены параметры гидродинамического демпфера, использованные в исследовании: φ – угловая координата, отсчитываемая на вибраторе от места максимального удаления вибратора от обоймы; ε – относительный эксцентриситет, $\varepsilon = e / \delta_0$, для данного исследования $\varepsilon = 0,4$; e – эксцентриситет, или смещение вибра-

тора вдоль линии центров; $\dot{\varepsilon}$ – скорость движения вибратора вдоль линии центров, для данного исследования принята равной нулю; z – осевая координата, в данном исследовании $z = 0,0155$ м (аналитическим путём было выяснено что именно при этом значении динамическое давление в коротком демпфере достигает своего наибольшего значения); Φ – угол, характеризующий положение линии центров относительно неподвижной декартовой системы координат xO_1y ; $\dot{\Phi} = \Omega$ – скорость прецессии линии центров, в данном исследовании $\dot{\Phi} = 523,6$ с⁻¹.

Порядок проведения и результаты исследования

Демпфирующая способность зависит от давления в радиальном зазоре демпфера, которое состоит из статического давления подачи и динамического, возникающего при колебаниях (прецессии) вибратора. В работе исследуется зависимость давления в радиальном зазоре демпфера от величины торцевых щелей. Расчёты проведены для демпферов с торцевыми щелями величиной от 0,1 до 0,5 мм, работающих при давлении подачи, изменяющемся от 101,325 до 506,625 кПа.

Для расчёта распределения статического давления по тракту демпфера необходимо решить гидравлическую задачу при отсутствии колебаний, т.е. при $\Omega = 0$. Это можно сделать по методике, основанной на балансе расходов на входе в демпфер и на выходе из него (уравнение неразрывности). Согласно уравнению неразрывности расход смазки через торцевые щели $Q_{\text{тщ}}$ будет равен расходу смазки через все дроссели Q :

$$2Q_{\text{тщ}} = Q = ZQ_1,$$

где Q_1 – расход через один дроссель, который определяется по известной из гидравлики формуле [3]: $Q_1 = \frac{\pi d^4}{128\mu l}(p_{\text{п}} - p_{\text{к}})$, где $p_{\text{к}}$ – статическое давление в канавке (рис. 1).

Таким образом, расход через Z дросселей составит $Q = ZQ_1$.

Расход через торцевую щель $Q_{\text{тщ}}$ можно найти по формуле из гидравлики [3]:

$$Q_{\text{тщ}} = \frac{(p_{\text{к}} - p_{\text{а}})\pi\delta^3}{6\mu \ln \frac{D_1}{D_2}}. \quad (1)$$

Тогда

$$Z \frac{\pi d^4}{128\mu l}(p_{\text{п}} - p_{\text{к}}) = \frac{2(p_{\text{к}} - p_{\text{а}})\pi\delta^3}{6\mu \ln \frac{D_1}{D_2}}. \quad (2)$$

При условии $p_{\text{а}} = 0$ уравнение (2) примет вид:

$$Z \frac{\pi d^4}{128\mu l}(p_{\text{п}} - p_{\text{к}}) = \frac{2p_{\text{к}}\pi\delta^3}{6\mu \ln \frac{D_1}{D_2}}. \quad (3)$$

Введём A – безразмерный параметр, характеризующий соотношение гидравлических сопротивлений на входе в демпфер (дроссель) и на выходе из него (торцевая щель):

$$A = \frac{3}{128} Z \frac{d^4}{l\delta^3} \ln \frac{D_1}{D_2}.$$

Тогда уравнение (3) примет вид:

$$A(p_{\Pi} - p_{\text{к}}) = p_{\text{к}}.$$

Из полученного уравнения выразим давление в канавке:

$$p_{\text{к}} = \frac{Ap_{\Pi}}{1 + A}. \tag{4}$$

По формуле (4) проведён расчёт давления в канавке для ГДД со значениями параметров, указанными в табл. 1, и построены графики зависимости давления в канавке $p_{\text{к}}$ от давления подачи p_{Π} , которые представлены на рис. 3. Можно видеть, что статическое давление в торцевой щели сильно зависит от величины самой торцевой щели. Кроме того, при увеличении давления подачи p_{Π} давление $p_{\text{к}}$ будет также расти, наиболее резкий рост давления наблюдается при величине торцевой щели $\delta = 0,1$ мм.

Таблица 1. Значения рабочих параметров для расчёта давления

Параметр	Z	l , мм	D_1 , мм	D_2 , мм	d , мм	δ_0 , мм	δ , мм	p_{Π} , кПа
Значение	6	10	245	229	1	0,2	0,1	101,325
							0,2	202,650
							0,3	303,975
							0,4	405,300
							0,5	506,625

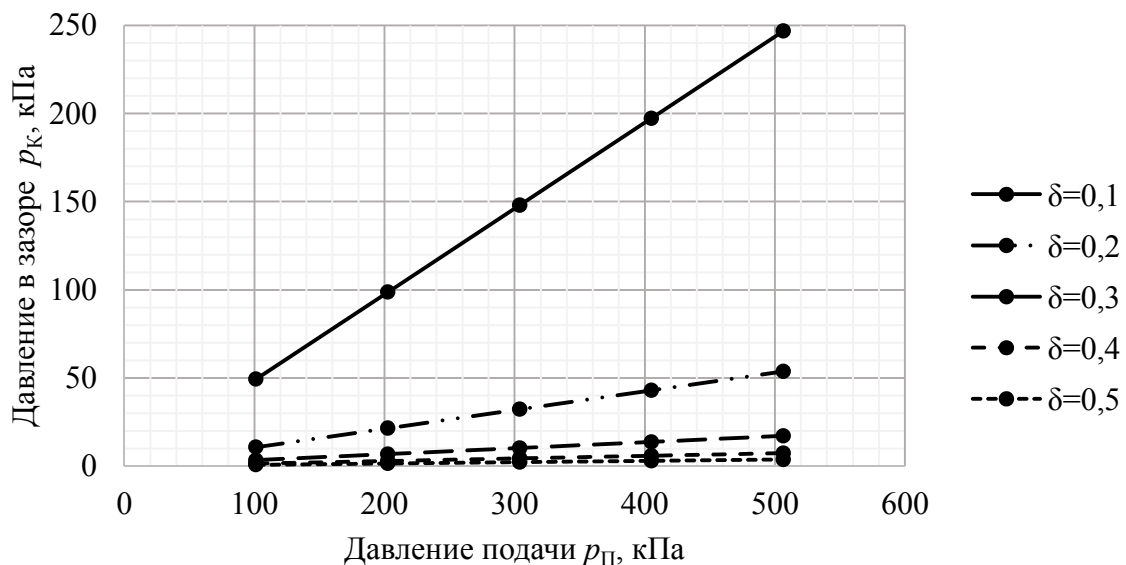


Рис. 3. Зависимость статического давления в канавке $p_{\text{к}}$ от давления подачи p_{Π} при различных значениях торцевой щели δ

Определим влияние величины торцевой щели на полное давление в демпфере. Полное давление представляет собой сумму динамического и статического давлений.

Динамическое давление – это давление, возникающее в демпферном зазоре при колебаниях вибратора. Динамическое давление зависит от эксцентриситета в демпфере, а также от скорости прецессии вибратора Ω (рис. 3).

В длинном демпфере динамическое давление существенно больше, чем статическое. Динамическое давление в ГДД можно определить при помощи известных формул из теории смазки [4]. Давление в коротком ГДД:

$$P_{\text{динам}} = 6z(z-L) \frac{\mu}{\delta_0^2} \cdot \frac{\Omega \sin \varphi + \dot{\varepsilon} \cos \varphi}{h^3}, \quad (5)$$

где $h = 1 + \varepsilon \cos \varphi$.

Динамическое давление в длинном ГДД можно найти по формуле:

$$\begin{aligned} P_{\text{динам}} = & \frac{12\mu R^2}{\delta_0^2} \left(\dot{\varepsilon} \frac{1}{2\varepsilon h^2} - \Omega \frac{1}{2(1-\varepsilon^2)} \left(\frac{\sin \varphi}{h^2} + \frac{(1+2\varepsilon^2)\sin \varphi}{h(1-\varepsilon^2)} - \frac{6\gamma\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^{1,5}} \right) \right) + \\ & + \frac{12(1-\varepsilon^2)^{2,5} \mu R^2}{\delta_0^2 \pi (2+\varepsilon^2)} \left(\dot{\varepsilon} \left(\frac{1}{(1+\varepsilon)^2} - \frac{1}{(1-\varepsilon)^2} \right) - \Omega \frac{6\pi\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^{2,5}} \right) \times \\ & \times \left(\frac{\gamma(2+\varepsilon^2)}{(1-\varepsilon^2)^{2,5}} - \frac{\varepsilon \sin \varphi}{h(1-\varepsilon^2)} \left(\frac{1,5}{1-\varepsilon^2} + \frac{1}{2h} \right) \right) - \frac{6\mu R^2 \dot{\varepsilon}}{\delta_0^2 \varepsilon (1+\varepsilon)^2}, \quad (6) \end{aligned}$$

где $\gamma = \text{arctg} \left(\sqrt{\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon}} \text{tg} \frac{\varphi}{2} \right)$.

Так как для данного исследования скорость движения вибратора вдоль линии центров $\dot{\varepsilon} = 0$, то формулы (5) и (6) можно упростить следующим образом:

$$\begin{aligned} P_{\text{динам}} = & 6z(z-L) \frac{\mu}{\delta_0^2} \frac{\Omega \sin \varphi}{(1+\varepsilon \cos \varphi)^3}; \\ P_{\text{динам}} = & \frac{12\mu R^2}{\delta_0^2} \left(-\Omega \frac{1}{2(1-\varepsilon^2)} \left(\frac{\sin \varphi}{h^2} + \frac{(1+2\varepsilon^2)\sin \varphi}{h(1-\varepsilon^2)} - \frac{6\gamma\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^{1,5}} \right) \right) + \\ & + \frac{12(1-\varepsilon^2)^{2,5} \mu R^2}{\delta_0^2 \pi (2+\varepsilon^2)} \left(-\Omega \frac{6\pi\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^{2,5}} \right) \left(\frac{\gamma(2+\varepsilon^2)}{(1-\varepsilon^2)^{2,5}} - \frac{\varepsilon \sin \varphi}{h(1-\varepsilon^2)} \left(\frac{1,5}{1-\varepsilon^2} + \frac{1}{2h} \right) \right). \end{aligned}$$

Результаты расчёта динамического давления представлены на рис. 4, 5.

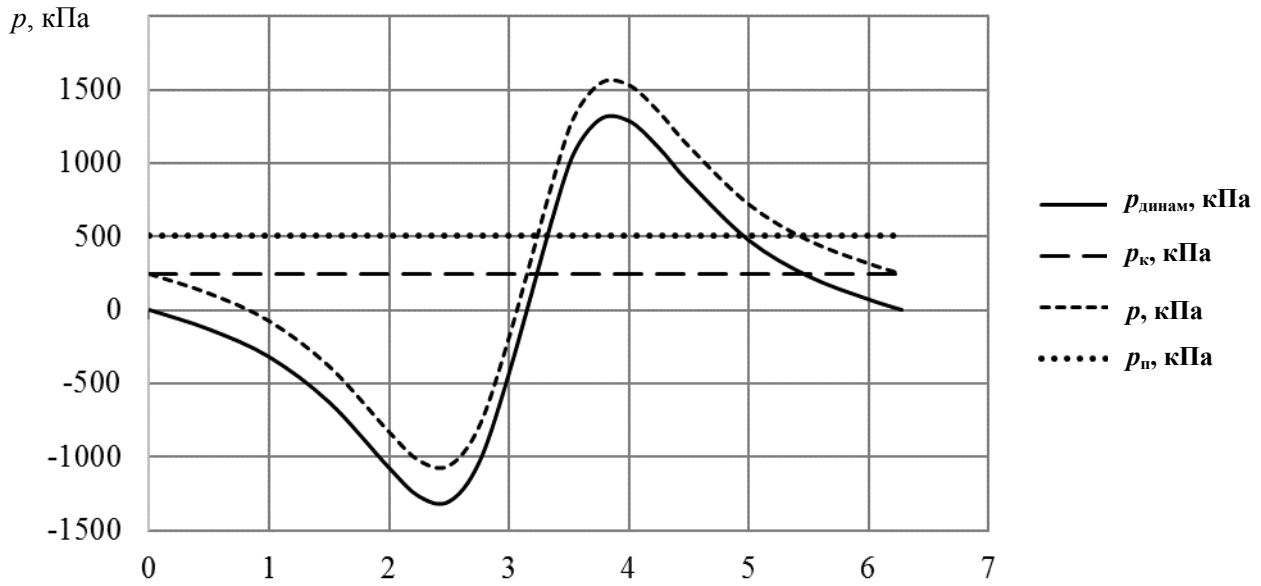


Рис. 4. Распределение динамического и полного давлений в коротком гидродинамическом демпфере по окружности

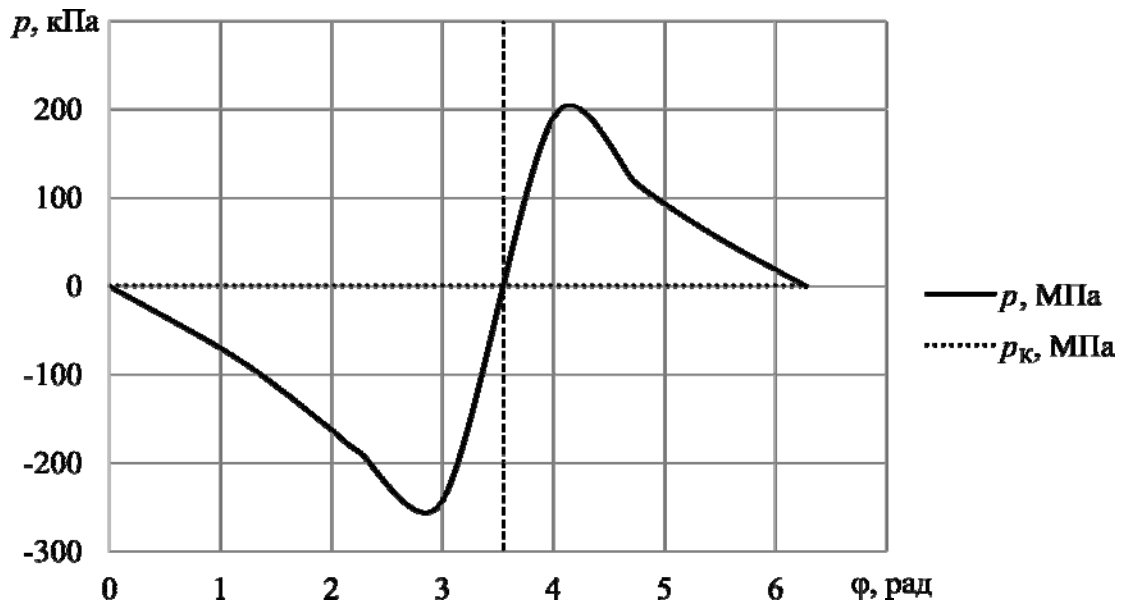


Рис. 5. Распределение полного давления в длинном гидродинамическом демпфере по окружности

Из графиков видно, что динамическое давление существенно больше статического. На рис. 5, на графике давлений в длинном ГДД, значение динамического давления настолько больше статического давления подачи, что в области углов от 0 до π смазка терпит разрыв и возникает половинный охват вибратора слоем смазки. Поэтому увеличение статического давления не окажет большого влияния на работу демпфера.

В коротком демпфере динамическое и статическое давления соизмеримы, поэтому при увеличении статического давления также увеличивается охват вибратора слоем смазки, а следовательно и область положительного давления. При уменьшении величин

ны торцевой щели статическое давление p_k растёт, что приводит к смещению зависимости в положительную область оси ординат – это означает, что рабочая область демпфера увеличена. С физической точки зрения это можно объяснить тем, что при уменьшении величины торцевого зазора уменьшается величина утечек через торцы, что приближает характеристики короткого демпфера к характеристикам длинного.

Определим расход смазки через демпфер при помощи формулы (1). Результаты расчёта представлены на рис. 6.

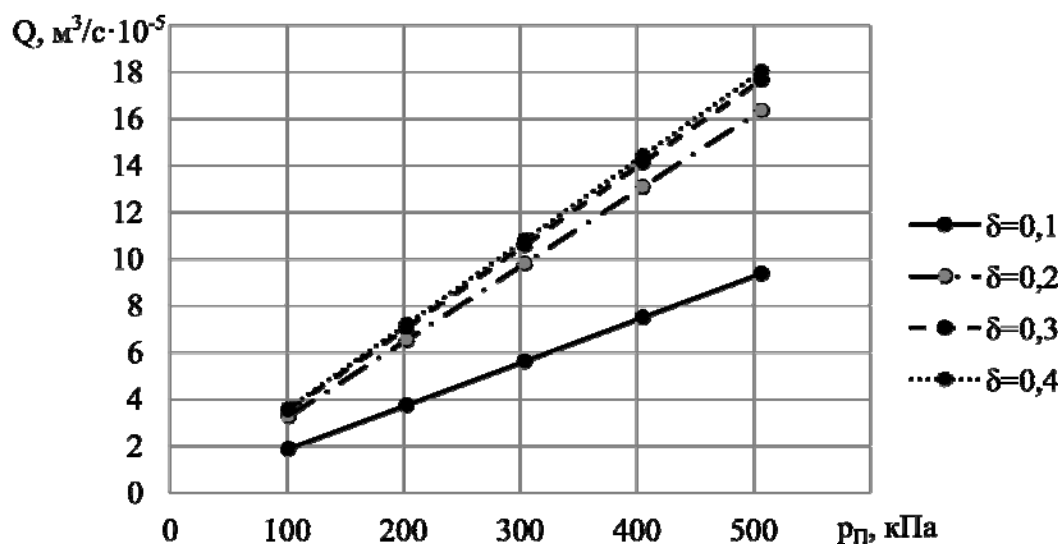


Рис. 6. Зависимость расхода смазки через торцевые щели от их величины

Из рис. 6 видно, что расход смазки через торцевые щели демпфера будет тем меньше, чем меньше размер самой торцевой щели.

Заключение

Исходя из результатов исследования, можно сделать вывод, что при больших торцевых зазорах статическое давление в демпферном зазоре будет снижаться, что приведёт к понижению демпфирующей способности ГДД. Кроме того, демпферы с торцевыми щелями большего размера имеют значительно больший расход смазки.

Также следует отметить, что величина торцевого зазора значительно влияет только на демпфирующую способность коротких ГДД. Поэтому для более эффективной работы коротких ГДД следует делать торцевой зазор наименьшего размера.

Библиографический список

1. Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. Самара: Изд-во СГАУ, 1997. 334 с.
2. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов. Самара: Издательство Самарского научного центра РАН, 2002. 335 с.
3. Некрасов Б.Б. Гидравлика и её применение на летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1967. 368 с.
4. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин: учеб. пособие. Самара: Куйбышев. авиац. ин-т., 1991. 95 с.

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF LUBRICANT SUPPLY CONDITIONS ON THE PRESSURE DISTRIBUTION IN SQUEEZE-FILM DAMPERS

© 2022

D. K. Novikov Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Aircraft Engine Construction and Design; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; novikovdk_ssau@mail.ru

N. S. Shliandina Postgraduate Student of the Department of Aircraft Engine Construction and Design; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; muddlehaze@gmail.com

One of the most common ways to reduce vibration in aircraft engines is the use of damping devices. Squeeze-film dampers are the dampers most widely used in aircraft engine designs. The efficiency of squeeze-film dampers is determined by their damping capacity which depends, among other parameters, on the static pressure of oil supply to the damper. This article proposes a method for calculating the static pressure in the feed groove of a hydrodynamic damper depending on the geometric size of the end gap and the value of the lubricant supply pressure. The parameters influencing the static pressure in the damper end gap are determined. Calculations are performed for different values of a hydrodynamic damper end gap, the number and diameter of the supply ports. All calculations presented in the article were performed for a short squeeze-film damper with end gaps and throttles. For comparison of parameters, the dynamic pressure was also calculated for a long squeeze-film damper. It was shown that the size of the end gap has the strongest impact on the pressure in the groove of a squeeze-film damper. It was also shown that the dynamic pressure in the gap may be significantly higher than the static pressure of supply, and failure of the lubricating film may result. In addition, it was also shown that the size of the damper end clearance affects the lubricant flow through the damper.

Squeeze-film damper; radial gap; end gap; static pressure; dynamic pressure; aviation engine

Citation: Novikov D.K., Shliandina N.S. Analysis of the influence of lubricant supply conditions on the pressure distribution in squeeze-film dampers. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 3. P. 108-115. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-3-108-115

References

1. Chegodaev D.E., Ponomarev Yu.K. *Dempfirovanie* [Damping]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 1997. 334 p.
2. Belousov A.I., Balyakin V.B., Novikov D.K. *Teoriya i proektirovanie gidrodinamicheskikh dempferov opor rotorov* [Theory and design of rotor support squeeze-film dampers]. Samara: Samarskiy Nauchnyy Tsentr RAN Publ., 2002. 335 p.
3. Nekrasov B.B. *Gidravlika i ee primeneniye na letatel'nykh apparatakh* [Hydraulics and its use in flying vehicles]. Moscow: Mashinostroeniye Publ., 1967. 368 p.
4. Belousov A.I., Novikov D.K., Balyakin V.B. *Gidrodinamicheskie dempfery opor rotorov turbomashin: ucheb. posobie* [Rotor support squeeze-film dampers in turbomachinery]. Samara: Kuybyshev Aviation Institute Publ., 1991. 95 p.