

Новиков Д.К.,
Шляндина Н.С.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

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

Аксёнов Е.В.

ПАО «ОДК-Кузнецов»

Заводское ш., д. 29,
г. Самара, Российская Федерация,
443022

novikovdk_ssau@mail.ru

РАСЧЁТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЁСТКОСТИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДЕМПФЕРА С УЧЁТОМ ТОРЦОВОЙ ЩЕЛИ

Одним из наиболее распространённых способов снижения вибрации в двигателях является применение демпфирующих устройств в опорах. Они оказывают влияние как на амплитуду колебаний, так и на критические частоты. Наибольшее применение получили гидродинамические демпферы (ГДД), обладающие динамической жёсткостью, которая пропорциональна частоте и зависит от относительной амплитуды колебаний. На жёсткость демпфера оказывает сильное влияние торцовая щель, которая часто используется как бесконтактное уплотнение радиального зазора. В предлагаемой работе предложена методика учёта влияния торцовых щелей на динамическую жёсткость и показано, что при малой величине зазора динамическая жёсткость ГДД на некоторых режимах может превзойти жёсткость опор и подшипников.

Ключевые слова: гидродинамический демпфер; радиальный зазор; торцовая щель; относительная амплитуда; динамическая жёсткость

1 Введение

Основной тенденцией развития современных двигателей летательных аппаратов является увеличение скоростей вращения, что приводит к обострению проблемы вибрационной надёжности. Более 60% отказов опытных газотурбинных двигателей (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. К настоящему времени известно большое количество разнообразных конструкций демпферов [2, 3].

Наиболее распространёнными и эффективными являются гидродинамические демпферы (ГДД), которые нашли широкое применение благодаря малому весу, простоте конструкции и компактности.

Жёсткость и демпфирование ГДД оказывают большое влияние на динамику ротора с такими опорами. Необходимо понимать, как геометрия демпфера влияет на его характеристики.

2 Предмет исследования

Предметом исследования, описанного в данной статье, является гидродинамический демпфер с торцевыми щелями (ДТЩ), динамические характеристики которого лежат между характеристиками коротких и длинных ГДД, исследуемых ранее. Рассмотренный в работе демпфер имеет торцевые щели и дроссели, через которые в демпфер подаётся рабочее тело (рисунки 1 и 2).

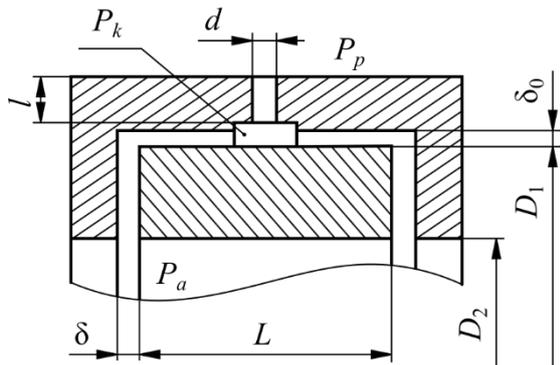


Рисунок 1. Схема ГДД с торцовыми щелями

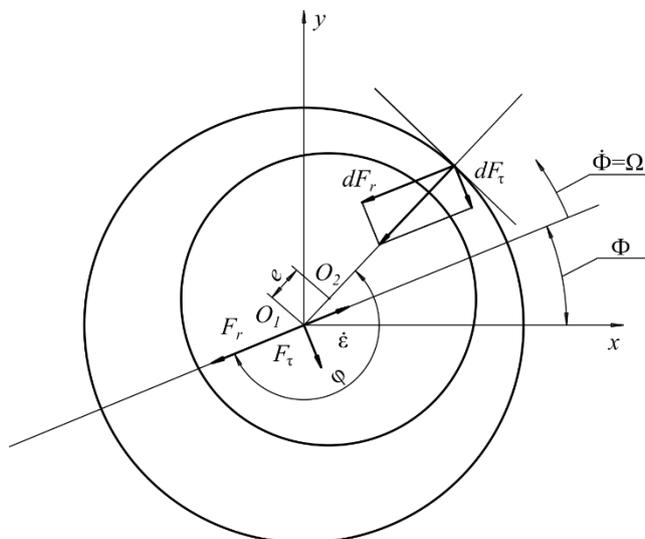


Рисунок 2. Схема гидродинамического демпфера

На рисунках 1 и 2 обозначены геометрические параметры ДТЩ:

L – длина вибратора, $L = 36$ мм,

δ_0 – радиальный зазор в демпфере,

$\delta_0 = 0,15$ мм,

δ – торцовый зазор,

L_s – высота щели, $L_s = D_1 - D_2$,

Ω – частота прецессии вибратора, 1/с,

μ – динамическая вязкость смазки, для данного случая принимаем, $\mu = 0,002$ Па · с,

e – величина эксцентриситета при работе демпфера,

R – внешний радиус вибратора, $R = D_1 / 2$,

$R = 0,135$ м.

3 Порядок исследования

Гидродинамическую силу, возникающую в слое смазки, разлагают на два направления (рисунок 2): вдоль линии центров действует радиальная составляющая F_r , а по нормали к ней – тангенциальная сила F_τ . Радиальную составляющую F_r можно определить согласно [3] из формулы:

$$F_{rk}^h = \mu R \frac{L^3}{\delta_0^2} \left[\frac{\pi}{2} \frac{1+2\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^{2,5}} \dot{\varepsilon} + \frac{2\Omega\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} \right], \quad (1)$$

где нижний индекс k означает тип демпфера – короткий, а верхний h указывает, что имеет место половинный охват вибратора

слоем смазки, $\varepsilon = \frac{e}{\delta_0}$ – относительная

амплитуда колебаний, $\dot{\varepsilon}$ – относительная скорость движения вибратора вдоль линии центров (рисунок 2).

Радиальную составляющую обычно отождествляют с динамической жёсткостью демпфера C_d , и она может оказать значительное влияние на жёсткость опор.

Если рассматривать задачу в линейной постановке, то радиальную силу F_r можно записать в виде:

$$F_r = C_d \cdot e. \quad (2)$$

Если рассматривать случай, когда скорость движения вибратора вдоль линии центров $\dot{\varepsilon} = 0$, то выражение (1) для радиальной силы упрощается, и его можно записать в виде (2). При этом для динамической жёсткости короткого демпфера C_{dk} получается следующая формула:

$$C_{dk} = 2\mu R \left(\frac{L}{\delta_0} \right)^3 \cdot \Omega \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2}. \quad (3)$$

Из анализа этой формулы следует, что при малых значениях ε знаменатель можно принять равным 1 и тогда жёсткость линейно зависит от амплитуды. Однако с ростом амплитуды нелинейность должна существенно возрастать. На рисунке 3

представлены результаты расчёта демпфера для параметров, представленных в динамической жёсткости короткого демпфера для параметров, представленных в таблице 1.

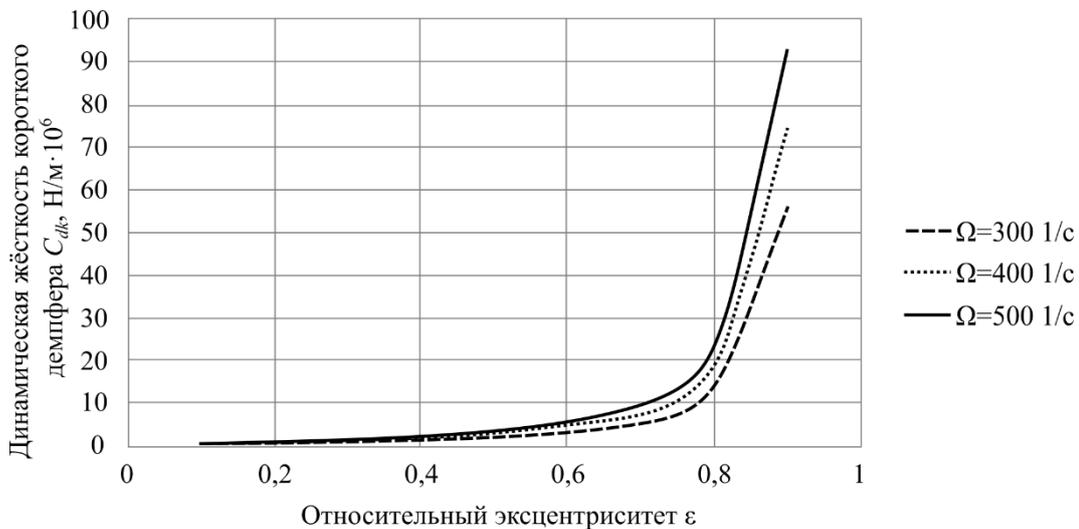


Рисунок 3. Зависимость динамической жёсткости C_{dk} от относительного эксцентриситета ε при различных значениях угловой скорости Ω для короткого демпфера

Таблица 1. Значения параметров для анализа влияния относительного эксцентриситета ε на величину динамической жёсткости C_{dk} при различных значениях угловой скорости Ω

Параметр	$R, м$	$L, м$	$\delta, мм$	$\Omega, 1/c$	ε
Значение	0,135	0,036	0,06	300	0,1
					0,2
					0,3
				400	0,4
					0,5
					0,6
				500	0,7
					0,8
					0,9

Можно увидеть, что при росте величины относительного эксцентриситета ε динамическая жёсткость C_{dk} резко увеличивается. При этом, чем выше окружная скорость Ω , тем больше величина C_{dk} и тем значительнее её изменение. Характеристика является пологой и почти линейной при относительном эксцентриситете $\varepsilon < 0,5$ и резко возрастает, стремясь к бесконечности при значениях

относительного эксцентриситета ε больших 0,5.

Жёсткость ДТЦ с подобными параметрами можно определить при помощи коэффициента f_{rk} , который показывает, во сколько увеличивается радиальная сила относительно короткого демпфера с учётом торцевой щели.

Этот коэффициент можно определить при помощи графика, представленного на рисунке 4.

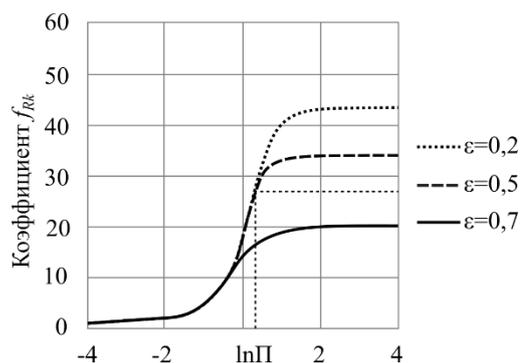


Рисунок 4. Зависимость значение коэффициента f_{rk} от $\ln\Pi$ при разных значениях относительного эксцентриситета ε

Он зависит от безразмерного параметра Π , который характеризует соотношение гидродинамических сопротивлений

торцевой щели и радиального зазора и определяется по формуле:

$$\Pi = \frac{1}{2} \left(\frac{\delta_0}{\delta} \right)^3 \ln \left(\frac{1}{1 - 2L_s / D_1} \right). \quad (4)$$

Этот параметр может изменяться в широких пределах, поэтому на рисунке 4 по оси абсцисс взят его натуральный логарифм. Для данного демпфера значение натурального логарифма от величины Π составит $\ln \Pi = 0,339$. Таким образом, из графика на рисунке 4 можно определить величину коэффициента f_{rk} . Значения

коэффициента f_{rk} при разных значениях относительного эксцентриситета, взятые с рисунка 4, представлены в таблице 2.

Таблица 2. Значения коэффициента f_{rk} при разных величинах относительного эксцентриситета ε

ε	0,2	0,5	0,7
f_{rk}	27,5	27,5	16,9

Результаты расчёта динамической жёсткости представлены на рисунке 5.

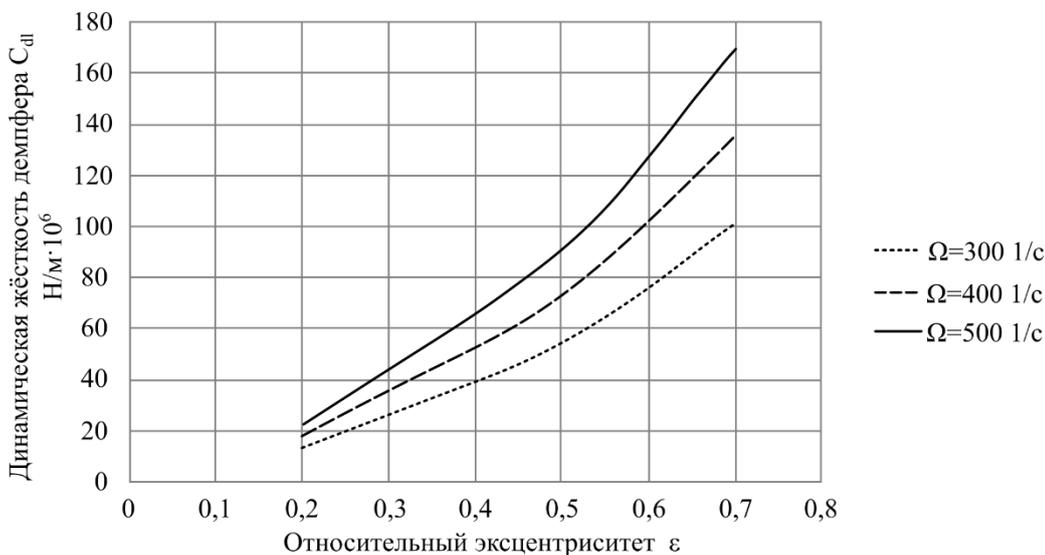


Рисунок 5. Зависимость динамической жёсткости C_{dl} ДТЩ от относительного эксцентриситета при различных значениях частоты прецессии Ω

Из графика на рисунке 5 видно, что динамическая жёсткость ДТЩ будет значительно выше динамической жёсткости короткого демпфера с подобными характеристиками – примерно в 1,5-2 раза.

Полученные при расчёте жёсткости изменяются в диапазоне от нуля до $10^8 \cdot \text{Н/м}$, что значит, что при величине относительного эксцентриситета около 0,7 динамическая жёсткость демпфера будет меньше примерной жёсткости подшипника (около $10^9 \cdot \text{Н/м}$) на один порядок.

Далее определим зависимость динамической жёсткости ДТЩ от величины его торцевой щели. Параметры, для которых

проводился расчёт представлены в таблице 3.

Таблица 3. Значения параметров для анализа влияния торцевого зазора δ_0 на величину динамической жёсткости C_d при различных значениях окружной скорости Ω

Параметр	$R, \text{ м}$	$L, \text{ м}$	$\delta, \text{ м}$	$\Omega, \text{ 1/с}$	ε
Значение	0,135	0,036	0,00002	300	0,2
			0,00004	400	0,6
			0,00006	500	0,8

Результаты расчётов представлены на рисунке 6.

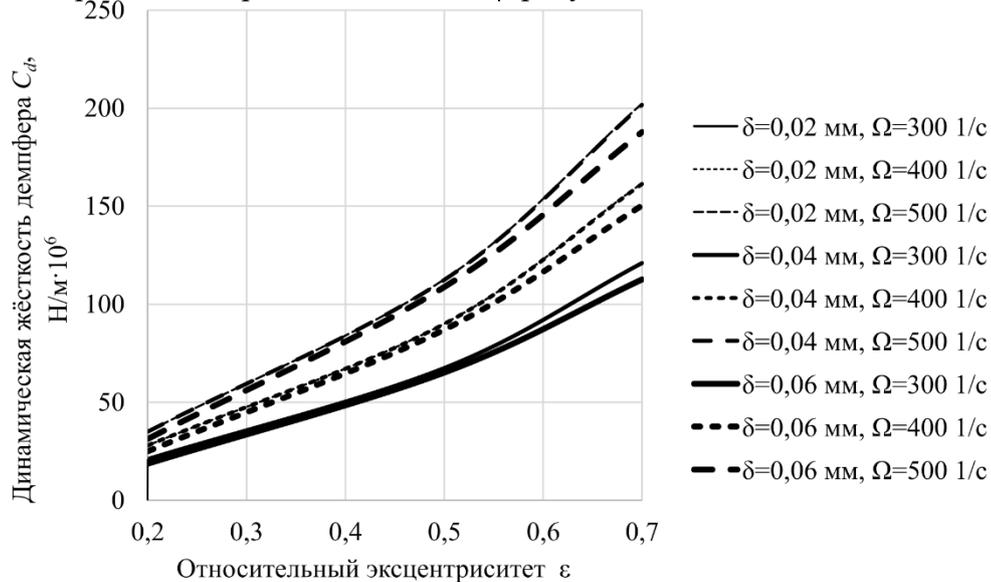


Рисунок 6. Зависимость динамической жёсткости ДТЩ C_d от относительного эксцентриситета ε при различных значениях частоты прецессии Ω

Из графика на рисунке 6 видно, что динамическая жёсткость демпфера C_d возрастает при уменьшении ширины торцевой щели. Однако влияние величины торцевой щели не очень значительно, разница между $\delta = 0,0004$ м и $\delta = 0,0002$ м почти не видна на графике, что можно объяснить тем, что при таких малых торцевых зазорах характеристики ДТЩ приближаются к характеристикам длинного ГДД. Поэтому дальнейшее уменьшение величины торцевой щели кажется нецелесообразным.

4 Заключение

Исходя из результатов исследования, можно сделать вывод, что динамическая жёсткость гидродинамического демпфера достаточно велика, чтобы оказывать влияние на жёсткость опоры и может быть сравнима с жёсткостью подшипников. Также такая жёсткость демпфера достаточно велика чтобы влиять на динамику ротора в целом.

Кроме того, динамическая жёсткость ГДД в значительной степени зависит от относительного эксцентриситета и торцевого зазора демпфера.

Торцевой зазор в ДТЩ оказывает некоторое влияние на жёсткость демпфера, но недостаточно большое чтобы была возможность активно его использовать при конструировании – куда более значительное влияние оказывает частота прецессии.

Список использованных источников

- [1] Чегодаев Д.Е., Пономарев Ю.К. Демпфирование. – Самара: Изд-во СГАУ, 1997. – 334 с.: ил.
- [2] Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / под ред. А.И. Белоусова. – Самара: Издательство Самарского научного центра РАН, 2002. – 335с.
- [3] Белоусов, А.И. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин [Текст]: учеб. пособие / А.И. Белоусов, Д.К. Новиков, В.Б. Балякин – Куйбышевский авиац. ин-т. – Куйбышев, 1991.- 94с.

**Dmitriy K. Novikov,
Nadezhda S. Shliandina**

Samara National Research University
34, Moskovskoe shosse, Samara,
443086, Russian Federation

novikovdk_ssau@mail.ru

Evgeniy V. Aksyonov

JSC Kuznetsov
29, Zavodskoye shosse, Samara,
443022, Russian Federation

SQUEEZE FILM DAMPER DYNAMIC STIFFNESS ANALYSIS, TAKING INTO ACCOUNT THE END GAP

One of the most common ways to reduce vibration in engines is the use of damping devices in the rotor supports. Damping devices may affect both the amplitude of the oscillations and the critical frequencies. The most commonly used damping devices are the squeeze film dampers (SFD), which can show dynamic stiffness that is proportional to frequency of oscillations and that is depends on the relative amplitude of oscillations. The stiffness of the damper is highly influenced by the end gap, which is also often seen as a non-contact radial clearance seal. In this work, a method is proposed that will take into account the effect of end gaps on the dynamic stiffness of a SFD. As a result of the calculations, it was found that the size of the end slots significantly affects the dynamic stiffness of a short SFD, and in some work modes it can exceed the stiffness of supports and bearings.

Key words: *squeeze film damper; end gap; end clearance; relative amplitude; dynamic stiffness*

References

- [1] Chegodayev, D.E., Ponomaryov, Y.K. Dempfirovanie. – Samara: Izdatelstvo SGAU, 1997. – 334 p.: ill.
- [2] Belousov, A.I., Balyakin, V.B., Novikov, D.K. Teoria i proyektirovanie gidrodinamicheskikh dempferov opor rotorov /edited by Belousov A.I.. – Samara: Izdatelstvo Samarskogo nauchnogo centra RAN, 2002. – 335 p.
- [3] Belousov, A.I. Gidrodinamicheskie dempfery opor rotorov turbomashin [Text]: textbook / Belousov, A.I., Novikov D.K., Balykin V.B – Kuybyshevskiy aviacionniy institute – Kuybyshev, 1991. – 94 p.