

УДК 629.735.45 + 621.833.24

РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДЕМПФЕРА СУХОГО ТРЕНИЯ КОНИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА ТАРЕЛЬЧАТОГО ТИПА ПРИ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ПО РАЗЛИЧНЫМ ФОРМАМ

© 2015 Е. В. Кожаринов, Ю. М. Темис

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва

Рассмотрены различные конструкции демпфера сухого трения, применяемые с целью снижения амплитуды резонансных колебаний конических зубчатых колёс, и существующие подходы к моделированию структурно-изменяемых систем с сухим трением. Разработана параметрическая конечно-элементная модель контактного взаимодействия «тарельчатый демпфер – колесо» в объёмной постановке. Определены собственные частоты системы при различных параметрах контакта. Построено семейство амплитудно-частотных характеристик системы «демпфер – колесо» по перемещению точки приложения силы при различных величинах поджатия тарельчатого демпфера. Рассчитана работа вынуждающей силы за период колебаний. Путём определения среднего за период количества контактных элементов, работающих в режиме относительного проскальзывания, исследованы основные режимы работы демпфера сухого трения – с длительными и мгновенными относительными остановками. Исследовано влияние величины поджатия демпфера на относительную амплитуду резонансных колебаний конического колеса по различным формам. На основе результатов расчётов сделан вывод о том, что применение демпфера сухого трения является эффективным способом снижения амплитуды резонансных колебаний конического колеса.

Зубчатые передачи, нелинейные колебания, демпфер сухого трения, метод конечных элементов.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-203-212

Введение

Зубчатые передачи являются одними из наиболее ответственных деталей авиационных газотурбинных двигателей (ГТД). Их разрушение может привести к выключению двигателя в полёте. С учётом высоких окружных скоростей и передаваемых крутящих моментов к их конструкции предъявляются жёсткие требования по контактной и изгибной прочности зубьев и сопротивлению многоциклового усталости обода.

Основным видом расчёта конических зубчатых передач общего машиностроения является расчёт на контактную и изгибную выносливость зуба [1, 2]. В процессе работы конических передач авиационных приводов, в силу ограничений по массе, и, как следствие, применения конструкции с тонким ободом, имеют место поломки зубчатых колёс, связанные не только с изгибом и выкрашиванием зуба, но и с возбуждением резонансных колебаний обода шестерни.

Применение демпфера сухого трения является одним из эффективных способов снижения амплитуды резонансных колебаний системы. Вопросы демпфирования колебаний сухим трением рассмотрены в работах [3 - 5]. В работах Ф.Р. Геккера и Ю.М. Темиса рассмотрены одномассовые и двухмассовые модели с сухим трением при воздействии кинематического и динамического возбуждения, отмечено существование режимов с длительными и мгновенными относительными остановками между контактирующими телами, введено понятие структурно-изменяемой системы, в которой при длительной остановке происходит изменение числа степеней свободы вследствие блокировки масс, приводящей, в свою очередь, к изменению собственной частоты системы. Дифференциальные уравнения движения решены при помощи метода припасовывания, согласно которому параметры системы в конечной точке одного режима работы выступают в роли начальных условий для следующего режима.

Для демпфирования резонансных колебаний конического зубчатого колеса может быть применён демпфер сухого трения. В работе [6] предложен метод экспресс-оценки параметров системы «демпфер – зубчатое колесо», который основан на линеаризации модели работы контактной пары сухого трения. Учитывая, что данный метод не позволяет исследовать различные режимы работы демпфера сухого трения, авторы предложили упрощённый подход к моделированию вынужденных колебаний нелинейной системы, согласно которому отдельно решается задача о моделировании колебаний зубчатого колеса без демпфера, после чего рассчитывается отклик демпфера на полученный закон перемещения контактирующей поверхности колеса. К недостатку данного подхода следует отнести невозможность исследования влияния параметров демпфера сухого трения на вынужденные колебания зубчатого колеса. Отметим также, что в работе [6] рассмотрен ряд возможных конструкций демпфера сухого трения, но не исследовано влияние величины поджатия демпфера на параметры работы системы.

В стандартах на зубчатые колёса AGMA [7] и ISO [8] дан обзор методов снижения амплитуды колебаний полотен зубчатых колёс. Отмечено, что при попа-

дании собственных частот колебаний зубчатого колеса в рабочий диапазон значительного эффекта по снижению амплитуды резонансных колебаний можно добиться путём применения кольцевых демпферов (рис. 1, а).

Кольцевой демпфер представляет собой упругое кольцо, вставленное с натягом в расположенный на внутренней части зубчатого венца паз. Поджатие демпфера к колесу осуществляется за счёт натяга и действия центробежной силы. В процессе колебаний шестерни по узловым диаметрам между кольцом и шестернёй возникает сила трения, работа которой рассеивает энергию резонансных колебаний в окружающую среду. В работе [7] отмечено, что положение паза для кольца и форму кольца определяют формы резонансных колебаний таким образом, чтобы обеспечивать возникновение трения между кольцом и шестернёй. Однако в [7] отсутствуют какие-либо конкретные рекомендации по проектированию демпфера сухого трения.

Другим типом демпфера сухого трения является тарельчатый демпфер, который представляет собой упругую тарельчатую пружину, прижатую к торцу шестерни при помощи регулируемого упора (рис. 1, б).

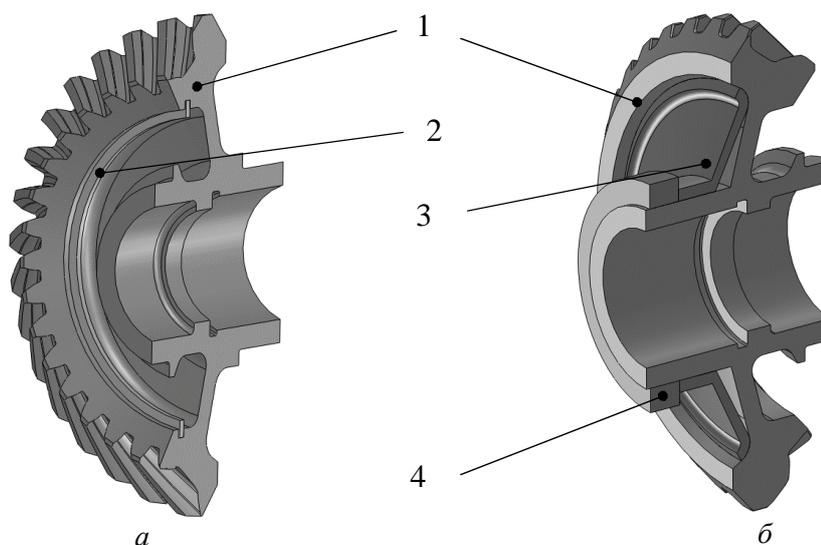


Рис. 1. Различные варианты конструкции фрикционного демпфера:

коническая шестерня с кольцевым (а) и с тарельчатым (б) демпфером;

1 – коническая шестерня, 2 – кольцевой демпфер, 3 – тарельчатый демпфер, 4 – регулируемый упор

Описание расчётной модели

В настоящей статье приведены результаты моделирования колебаний конических зубчатых колёс с демпфером

сухого трения тарельчатого типа при помощи метода конечных элементов (МКЭ).

Симметричная конечно-элементная модель системы «демпфер – колесо» представлена на рис. 2.

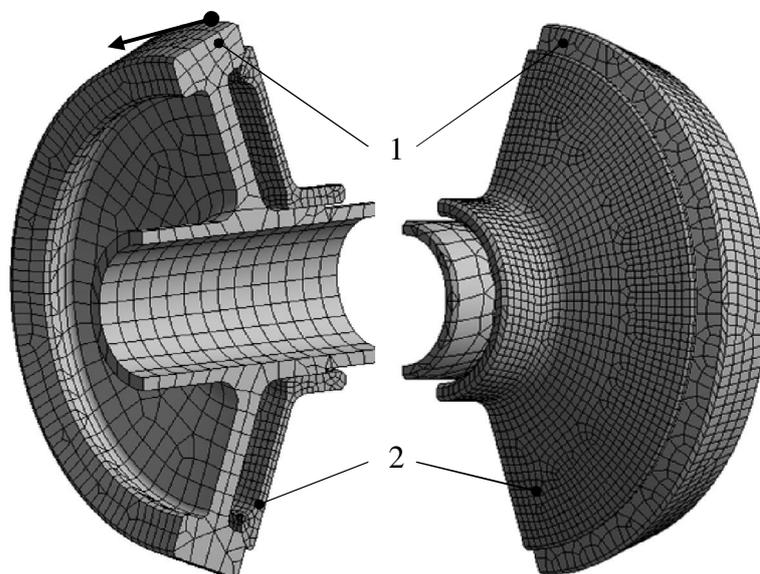


Рис. 2. Конечно-элементная модель системы демпфер-колесо: 1 – колесо, 2 – демпфер

Модель закреплена по внутренней цилиндрической поверхности шестерни. Между демпфером и колесом моделируется контакт с заданным коэффициентом трения. Сосредоточенная вынуждающая сила в осевом направлении, изменяющаяся по гармоническому закону, приложена к верхней точке обода колеса в плоскости симметрии. Поджатие демпфера моделирует перемещение торца демпфера в осевом направлении.

Конечно-элементная модель содержит 39864 узлов и 11240 двадцатиузловых элементов. Величина шага по времени составляет $5 \cdot 10^{-5}$ с, время моделирования – 0,05 с. Декремент колебаний в материале задан $\delta = 2\%$ [9].

Рабочие поверхности демпфера и колеса представляют собой шероховатые тела, контакт которых имеет дискретную природу, то есть осуществляется по отдельным локальным микронеровностям, площадь сечения которых значительно меньше номинальной площади контактирующих тел [10]. С целью упрощения задачи сделано допущение, что контакт уп-

ругих тел демпфера и зубчатого колеса описывается законом Кулона – Амонтона [11].

В разработанной модели величина поджатия, частота вынуждающей силы и коэффициент трения между демпфером и колесом являются входными параметрами, что позволяет исследовать их влияние на динамическое состояние рассматриваемой системы путём автоматизированного проведения серии расчётов вынужденных колебаний. Выходными параметрами являются амплитуда колебаний точки приложения вынуждающей силы, статус контактирующих элементов (наличие относительного проскальзывания), работа вынуждающей силы и силы трения за период колебаний.

Элементарная работа, совершаемая вынуждающей силой за момент времени dt , определяется как произведение возмущающей силы, изменяющейся по гармоническому закону, на перемещение точки приложения силы за момент времени [12]:

$$dA_F = F_0 \sin(\omega t) A_0 \omega \cos(\omega t - \alpha) dt,$$

где F_0 – амплитуда возмущающей силы; ω – частота возмущающей силы; A_0 – амплитуда перемещения точки приложения вынуждающей силы; α – сдвиг по фазе между вынуждающей силой и перемещением точки приложения вынуждающей силы.

Работа вынуждающей силы за период колебаний определяется следующим образом [12]:

$$A_F^u = \int_0^\tau F_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot A_0 \cdot \omega \cdot \cos(\omega t - \alpha) \cdot dt = \pi A_0 F_0 \sin(\alpha),$$

где τ – период колебаний.

На резонансном режиме работы сдвиг по фазе между вынуждающей силой и перемещением точки приложения вынуждающей силы составляет $\alpha = \frac{\pi}{2}$. Следовательно, работа вынуждающей силы за цикл при резонансном режиме всегда положительна.

Мгновенная работа силы трения определяется как скалярное произведение вектора суммарной силы, действующей в контакте колеса с демпфером, и вектора мгновенного относительного перемещения контактирующих точек:

$$dA_{\text{тр}} = \overline{F}_k \cdot \overline{\lambda} = |\overline{F}_k| \cdot |\overline{\lambda}| \cdot \cos(\angle \overline{F}_k, \overline{\lambda}),$$

где \overline{F}_k – сила в контакте; $\overline{\lambda}$ – вектор относительного перемещения.

Так как размеры площадки контакта демпфера с колесом малы по сравнению с приведённым радиусом кривизны демпфера и колеса, принято допущение о коллинеарности вектора относительного перемещения и силы трения, возникающей в контакте. Следует отметить, что сила сухого трения направлена в противоположную сторону по отношению к вектору относительного перемещения

$$(\cos(\angle \overline{F}_k, \overline{\lambda}) = -1).$$

Для расчёта силы трения в рассматриваемой системе на языке APDL рабочей среды ANSYS написан макрос. На каждом шаге решения задачи определяются относительное скольжение и величина касательного напряжения трения для каждой контактирующей пары. Работа трения на

шаге определяется как сумма элементарных работ сил трения по всем контактирующим элементам:

$$A_F^i = \sum_{j=1}^n \sigma_F^{ij} \cdot s^{ij} \cdot a^j,$$

где i – номер шага; j – номер контактной пары; n – количество контактных пар; σ_F^{ij} – напряжение трения для j -й контактной пары на i -м шаге; s^{ij} – относительное скольжение для j -й контактной пары на i -м шаге; a^j – площадь j -го контактного элемента.

Так как в процессе работы демпфера сухого трения в зависимости от параметров системы возможны как режимы с мгновенными, так и с длительными относительными остановками, для оценки режима работы демпфера сухого трения введён параметр s_r (среднее за период относительное количество элементов, находящихся в режиме относительного скольжения), определяемый следующим способом:

$$s_r = \frac{\sum_{i=1}^m n_{sl}^i}{m \cdot n},$$

где m – округлённое количество шагов на один период колебаний; n_{sl}^i – количество контактных пар, в которых наблюдается относительное проскальзывание на i -м шаге.

Эффективность демпфирующего устройства должна рассматриваться на резонансном режиме работы. Резонанс при колебаниях зубчатого колеса без демпфера возникает при совпадении частоты вынуждающей силы с одной из собственных частот колебаний колеса. Так как зубчатое колесо с демпфером сухого трения представляет собой структурно-изменяемую нелинейную систему [4], само понятие собственной частоты может быть применено для неё весьма условно. При работе демпфера сухого трения могут возникать режимы с мгновенными и длительными остановками, при этом на каждом режиме резонансная частота будет иметь своё значение.

В силу наличия нелинейности в виде контакта с сухим трением модальный анализ не может быть применён для определения резонансных частот системы зубчатого колеса с демпфером. Резонансная частота нелинейной системы может быть определена по амплитудно-частотной характеристике (АЧХ) системы, построенной путём моделирования вынужденных колебаний системы с различными частотами возмущающей силы и определения амплитуды установившихся колебаний для каждой частоты возмущающей силы. Косвенно о резонансном режиме работы

можно судить по знаку и величине работы вынуждающей силы за период колебаний.

Для того, чтобы определить границы зоны нахождения резонансных частот системы, проведён её предварительный гармонический анализ в диапазоне от 1000 до 15 000 Гц, результаты которого представлены в табл. 1. Рассмотрены три варианта системы: колесо без демпфера, колесо с демпфером и контактом без трения, колесо с демпфером и жёстким контактом без возможности проскальзывания.

Таблица 1. Собственные частоты системы с различными параметрами

Форма	Частота колебаний, Гц		
	Колесо без демпфера	Контакт без трения	Связанный контакт
1 диаметр	2411	2459	3133
2 диаметра	3635	3431	5367
Зонтичная	4350	4461	4798
3 диаметра	8886	8060	11018

Как следует из табл. 1, собственная частота колебаний системы «шестерня – демпфер сухого трения» существенно зависит от параметров контакта. Наиболее опасными с точки зрения усталостной прочности обода являются резонансные колебания конической зубчатой передачи по двум и трём узловым диаметрам (Kozharinov E., Temis J. Simulation of

accessory drives bevel gears dynamic conditions. Proceedings of the ASME 2014 Gas Turbine India Conference, 2014). В данной работе приведено исследование колебаний рассматриваемой системы по 1-й форме (1 узловой диаметр, частота 2459 Гц – 3133 Гц, рис. 3, а) и по 2-й форме (2 узловых диаметра частота 3431 Гц – 5367 Гц, рис. 3, б).

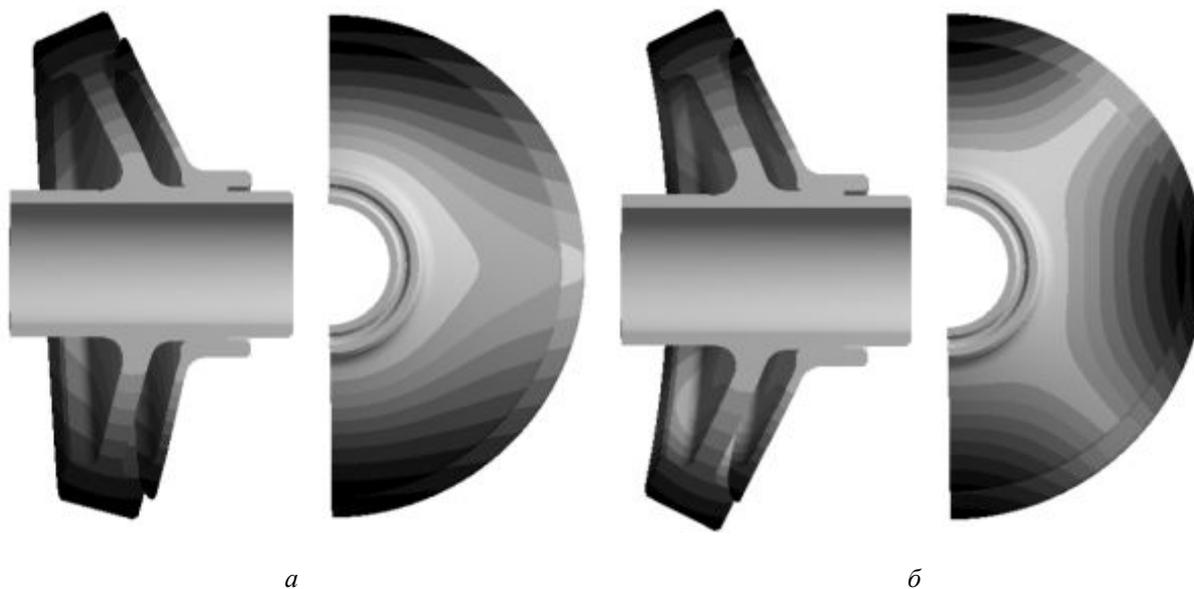


Рис. 3. Собственные формы колебаний системы «коническое колесо – демпфер»: а – 1-я форма, б – 2-я форма

Коэффициент трения между демпфером и колесом принят равным 0,1 [14]. Более точное значение коэффициента трения может быть определено экспериментальным путём по методике, изложенной в [11]. В процессе работы может происходить изменение параметров контактирующих поверхностей, в частности их шероховатости, и, как следствие, изменение коэффициента трения. Для обеспечения постоянства коэффициента трения в процессе эксплуатации конического колеса на контактирующие поверхности необходимо нанести специальное износостойкое покрытие с управляемым коэффициентом трения, которое одновременно предохраняло бы поверхность конического колеса от возникновения фреттинг-коррозии. Так как истирание поверхности может привести к уменьшению величины поджатия демпфера, в процессе ремонта редуктора должно контролироваться усилие затяжки гайки.

Результаты расчёта

АЧХ системы в диапазоне от 1000 до 4000 Гц с шагом 50 Гц по амплитуде перемещений точки приложения силы при различных величинах поджатия демпфера d представлена на рис. 4. Рассмотрено динамическое поведение системы без демпфера и при следующих значениях величины поджатия демпфера: 0.3 мм, 0.2 мм, 0.1 мм, 0.05 мм, 0.02 мм, 0.01 мм, 0.005 мм, 0.002 мм, 0.001 мм. На рис. 4–7 отмечены результаты моделирования для величин поджатия 0.2 мм, 0.01 мм и 0.001 мм.

Зависимость параметра s_r от частоты возмущающей силы представлена на рис. 5.

Зависимость величины суммарной работы возмущающей силы за период колебаний от частоты возмущающей силы при различной величине поджатия демпфера представлена на рис. 6.

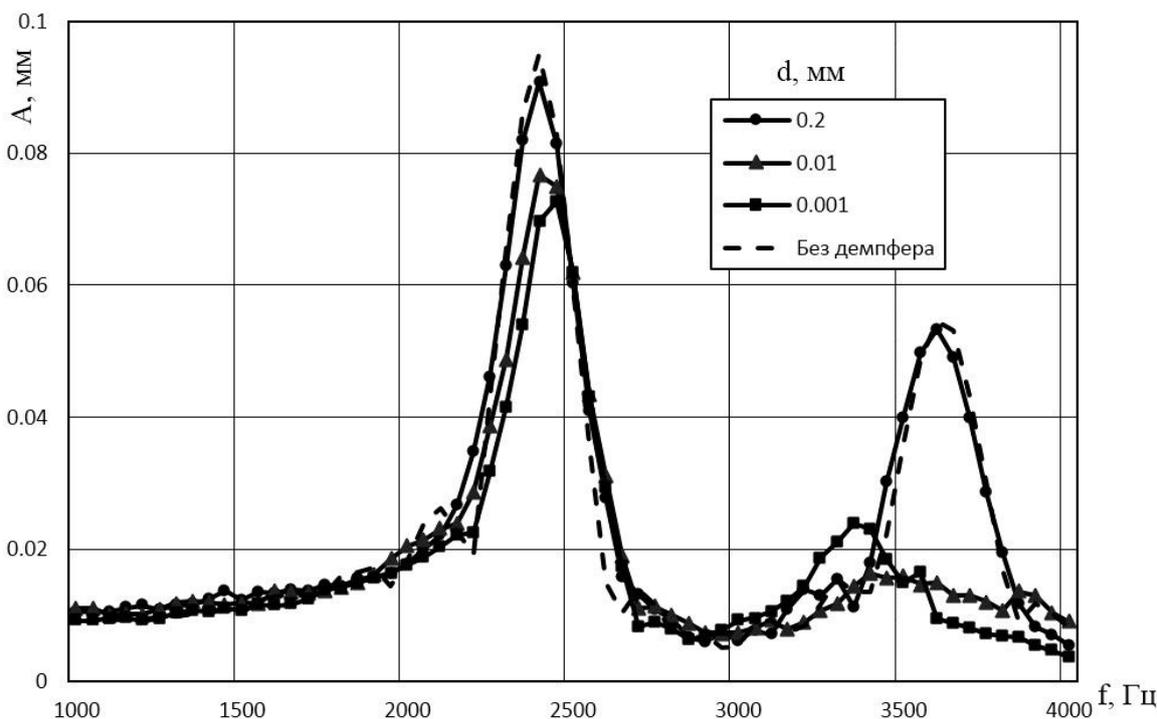


Рис. 4. АЧХ системы по перемещению точки приложения возмущающей силы при различной величине поджатия демпфера

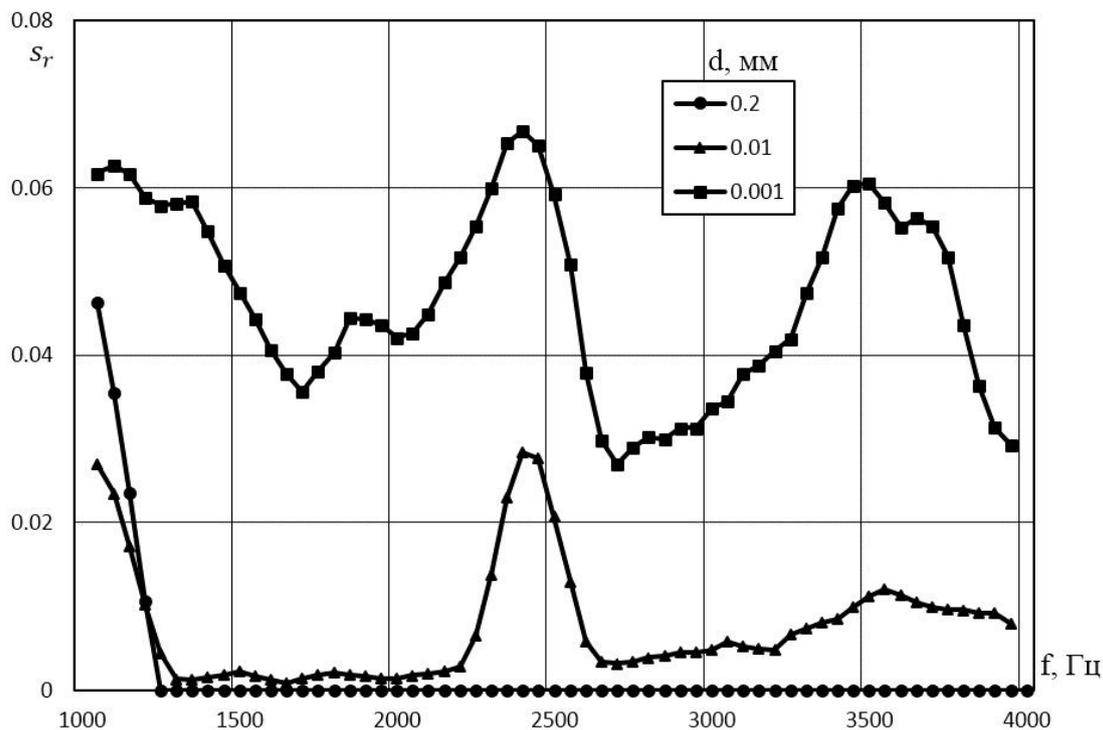


Рис. 5. Зависимость параметра s_r от частоты возмущающей силы при различной величине поджатия демпфера

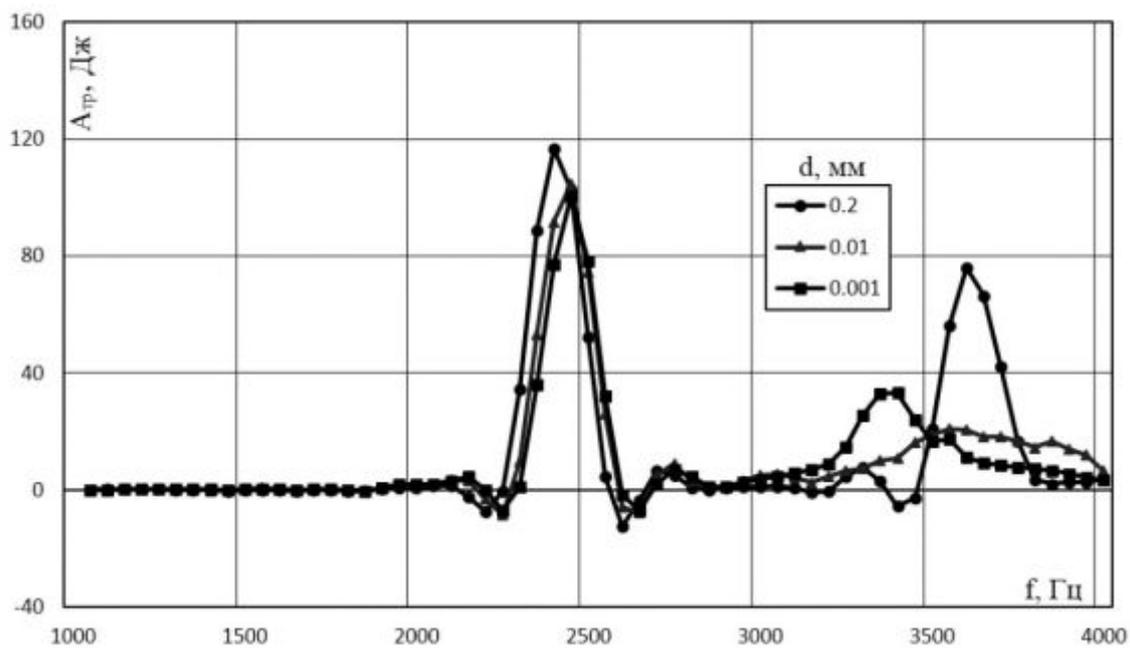


Рис. 6. Зависимость величины суммарной работы возмущающей силы за период колебаний от частоты возмущающей силы при различной величине поджатия демпфера

Из результатов расчёта видно, что при большой величине поджатия (0.2 мм) эффект от демпфера практически отсутствует. Это связано с тем, что при данной величине поджатия отсутствует проскальзывание в контакте даже на резонансных режимах работы (рис. 5). При малой величине поджатия (0.001 мм) эффект от демпфера присутствует, но не в такой степени, как при средней величине поджатия (0.01 мм).

Для наглядного представления влияния величины поджатия демпфера на амплитуду резонансных колебаний на рис. 7 нанесены графики амплитуд колебаний по 1-й форме (1 узловой диаметр) и по 2-й форме (2 узловых диаметра) по отношению к амплитуде резонансных колебаний колеса без демпфера по соответствующей форме.

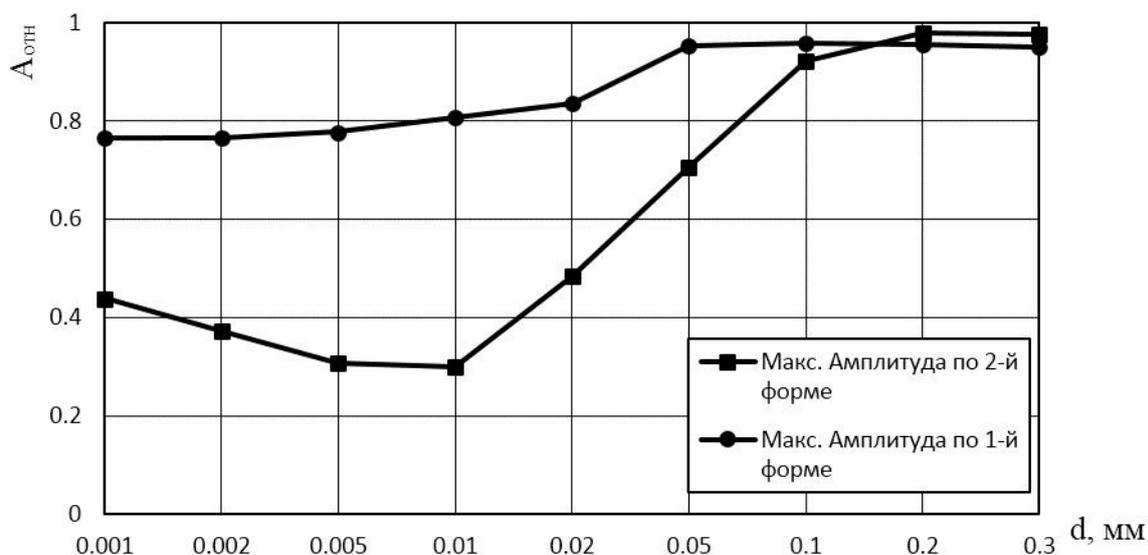


Рис. 7. Относительная амплитуда резонансных колебаний колеса с демпфером по двум первым формам

Из рис. 7 следует, что максимальная амплитуда колебаний по 1-й форме существенно зависит от величины поджатия, в то время как график амплитуды колебаний по 2-й форме имеет ярко выраженный минимум при величине поджатия 0.01 мм. Демпфер сухого трения с данной величиной поджатия обеспечивает снижение амплитуды резонансных колебаний по 1-й форме в 1.25 раза и по 2-й форме – в 3.3 раза.

Заключение

1. Разработана параметрическая конечно-элементная модель конического колеса и демпфера сухого трения с учётом

нелинейного взаимодействия между ними.

2. Исследовано влияние параметра поджатия демпфера на величину амплитуды перемещения точки приложения силы, работу вынуждающей силы за период колебаний и среднее за период относительное количество элементов, находящихся в режиме относительного скольжения.

3. Установлено, что демпфер сухого трения с наиболее благоприятной величиной поджатия обеспечивает снижение амплитуды резонансных колебаний по 1-й форме в 1.25 раза и по 2-й форме – в 3.3 раза.

Библиографический список

1. Лопатин Б.А., Цуканов О.Н. Цилиндро-конические зубчатые передачи. Челябинск: Южно-Уральский государственный университет, 2005. 200 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2000. 383 с.
3. Геккер Ф.Р., Темис Ю.М. Исследование работы амортизатора с сухим трением // Известия вузов. Машиностроение. 1971. Т. 2, № 4. С. 18–24.
4. Матвеев В.В. Демпфирование колебаний деформируемых тел. Киев: Наукова думка, 1985. 263 с.
5. Яковкин В.Н., Бессчетнов В.А. Расчёт демпфирующей способности тарельчатого демпфера для конической шестерни коробки приводов газотурбинного двигателя // Труды МАИ. 2014. № 76. С. 6.
6. AGMA. AGMA 973-A12, Design Guidelines for Aerospace Gearing. 2012.
7. ISO 10300-1 Calculation of load capacity of bevel. 2001.
8. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
9. Основы трибологии: учебник для технических вузов / под ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2001. 575 с.
10. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
11. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1959. 439 с.
12. Геккер Ф.Р. Динамика машин, работающих без смазочных материалов в узлах трения. М.: Машиностроение, 1983. 167 с.
13. Kozharinov E., Temis J. Simulation of accessory drives bevel gears dynamic conditions // Proceedings of the ASME 2014 Gas Turbine India Conference, GTINDIA2014-8139, 2014. doi.org/10.1115/gtindia2014-8139
14. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.

Информация об авторах

Кожаринов Егор Викторович, инженер, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: egor@ciam.ru. Область научных интересов: динамика конических зубчатых передач, демпферы сухого трения авиационных зубчатых колёс.

Темис Юрий Моисеевич, доктор технических наук, профессор, начальник отдела математического моделирования, Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва. E-mail: tejoum@ciam.ru. Область научных интересов: многодисциплинарное моделирование узлов ГТД.

CALCULATION OF THE PERFORMANCE OF A COULOMB FRICTION DAMPER OF A CROWN BEVEL GEAR WHEEL FOR DIFFERENT FORMS OF RESONANT OSCILLATIONS

© 2015 E. V. Kozharinov, J. M. Temis

Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation

Different designs of a Coulomb friction damper used to decrease the amplitude of bevel gear resonance oscillations and existing approaches to the modeling of variable-structure dry-friction systems are discussed in the paper. A parametric 3-d finite-element model of contact “bevel gear - plate damper” interaction has been developed. Natural frequencies of the system have been determined for different contact parameters. A set of amplitude-frequency curves of the “damper-wheel” system under consideration has been constructed for different values of damper pre-pressure. The work of the constraining force for the oscillation period has been calcu-

lated. By estimating the period-average number of sliding elements basic operating in the relative slip mode the principal modes of a Coulomb friction damper operation – with continuous and instant relative stops – are studied. The influence of the damper pre-pressure value on the relative amplitude of different forms of resonance oscillations is analyzed. A conclusion has been made on the basis of the calculation results that applying a Coulomb friction damper is an efficient way of reducing the amplitude of resonance oscillations of the bevel gear.

Bevel gears, non-linear oscillations, Coulomb friction damper, finite element method.

References

1. Lopatin B.A., Tsukanov O.N. *Tsilindro-konicheskie zubchatye peredachi* [Cylindrical bevel gears]. Chelyabinsk: South-Uralian State University Publ., 2005. 200 p.
2. Ivanov M.N. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 2000. 383 p.
3. Gekker F.R., Temis J.M. Study of Coulomb friction damper operation. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 1971. V. 2., no. 4. P. 18–24. (In Russ.)
4. Matveev V.V. *Dempfirovanie kolebaniy deformiruemyykh tel* [Damping of oscillations of deformable bodies]. Kiev: Naukova Dumka Publ., 1985. 263 p.
5. Yakovkin V.N., Besschetnov V.A. The assessment of damping capacity of the disk-shaped damper for the conical gear of gearbox of gas-turbine engines. *Trudy MAI*. 2014. No. 76. P. 6. (In Russ.)
6. AGMA. AGMA 973-A12, Design Guidelines for Aerospace Gearing. 2012.
7. ISO 10300-1 Calculation of load capacity of bevel. 2001.
8. Biderman V.L. *Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy* [Theory of mechanical oscillations]. Moscow: Vysshaya shkola Publ, 1980. 408 p.
9. *Osnovy tribologii: uchebnik dlya tekhnicheskikh vuzov* [Basics of tribology. Textbook for technical universities / edited by A.V. Chichinadze]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2001. 575 p.
10. Kragelskiy I.V., Mikhin N.M. *Uzly treniya mashin* [Friction joints of machines] Moscow: Mashinostroenie Publ, 1984. 280 p.
11. Timoshenko S.P. *Kolebaniya v inzhenerenom dele* [Oscillations in engineering]. Moscow: Gosudarstvennoe izdatel'stvo fiziko-matematicheskoy literatury Publ., 1959. 439 p.
12. Gekker F.R. *Dinamika mashin, rabotayushchikh bez smazochnykh materialov v uzlakh treniya* [Dynamics of machinery operated without lubrication in friction units]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 167 p.
13. Kozharinov E., Temis J. Simulation of accessory drives bevel gears dynamic conditions. *Proceedings of the ASME 2014 Gas Turbine India Conference, GTINDIA2014-8139*, 2014. doi.org/10.1115/gtindia2014-8139
14. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detaley mashin* [Strength calculation of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1993. 640 p. (In Russ.)

About the authors

Kozharinov Egor Victorovich, engineer, the Department of Aircraft Drives, Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: egor@ciam.ru. Area of Research: dynamics of bevel gears, Coulomb friction dampers of aircraft cog-wheels.

Temis Jury Moiseevich, Doctor of Science (Engineering), professor, head of Mathematical Modelling Department of Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, Moscow, Russian Federation. E-mail: tejoum@ciam.ru. Area of Research: multidisciplinary modeling of gas-turbine engine elements.