

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕМПФИРУЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ КОНИЧЕСКОЙ ШЕСТЕРНИ КОРОБКИ ПРИВОДОВ

Яковкин В. Н.¹, Бессчетнов В. А.²

¹Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Россия (614000, Комсомольский проспект, 29), e-mail: jakovkin88@mail.ru

²ОАО «Авиадвигатель», Пермь, Россия (614990, ГСП, Комсомольский проспект, 93)

В работе предложен расчетный метод проектирования демпфирующих устройств для конической шестерни коробки приводов. Расчетный метод осуществлен в конечно-элементной постановке с применением анализа контактного взаимодействия поверхностей сухого трения между шестерней и демпфером тарельчатого типа. Метод разделен на три этапа: статический расчет – выявление конструктивных особенностей шестерни, расчет собственных форм и частот колебаний, расчет в нестационарной постановке. Также разработана методика, позволяющая оценить эффективность демпфера по совершенной работе силы трения. Методика применяется в нестационарной постановке и не требует много вычислительного времени. Поэтапное проектирование конструкции демпфера позволило спроектировать демпфер с учетом динамического поведения шестерни. По результатам расчетного анализа демпфер данной конструкции значительно эффективней, чем демпферы исходной конструкции, которые также рассмотрены в статье. Таким образом, определены параметры, наиболее сильно влияющие на демпфирование конструкции. Рассмотрены различные варианты демпфирующих устройств тарельчатого типа для конической шестерни.

Ключевые слова: демпфирующее устройство, коническая шестерня, демпфер сухого трения.

DAMPING DEVICES FOR THE CONICAL GEAR OF GEARBOX DESIGN

Yakovkin V. N.¹, Besschetnov V. A.²

¹Aspirant of Perm National Research Polytechnic University, Aircraft engines Department, Russia (614990, Komsomolsky prospect, 29), e-mail: jakovkin88@mail.ru

²OJSC “Aviadvigatel”, Perm, Russia (614990, Komsomolsky prospect, 93)

The authors propose a computational method for the design of damping devices of the gear drive conical gear. Calculation method is implemented in the finite-element setting with the application of analysis of contact interaction coulomb-friction surfaces between the gear and disk-shaped damper. The method consists of three stages: static analysis – identifying specific design features of the gear, calculation of eigen form and vibration frequencies, calculation in unsteady settings. A method enabling to assess the effectiveness of a damper by performance of friction work is also researched. The method is used in unsteady settings and does not require a lot of computational time. Incremental design of damping device allowed to design a damper considering the dynamic behavior of the gear. According to the results of the computational analysis the damper of given design is much more effective than original dampers, which are also analyzed in the article. Thus, the parameters that mostly effecting the structural damping are defined. Different types of damping disk-shaped devices for the conical gear are researched.

Key words: the conical gear, damping devices, coulomb-friction damper.

В эксплуатации газотурбинных двигателей случаются поломки конической шестерни коробки приводов, приводящие к выключению авиационного двигателя в полёте [1]. По результатам исследования одного из таких случаев было установлено, что поломки носят усталостный характер. Тензометрирование показало, что максимальные вибронапряжения возникают по форме колебаний с тремя узловыми диаметрами. Отстройка от резонанса, путём изменения геометрии, не представляется возможным для зубчатых колёс подобного типа. В качестве решения проблемы было предложено повышение демпфирующей способности элемента.

Одним из способов повышения демпфирующей способности в конических шестернях является использование конструкционного демпфирования. Конструкционное демпфирование связано с особенностями конструкции и подразумевает под собой обширный класс различных конструктивных решений, от динамических гасителей колебаний до сухого трения в сочленениях [4], [5]. В данной работе рассмотрены демпферы тарельчатого типа и предложен метод проектирования демпфера с учетом динамического поведения конической шестерни.

Для анализа работы демпфера при колебаниях конической шестерни и оценки эффективности демпфирования был проведён ряд расчётов в конечно-элементном пакете ANSYS.

1. На первом этапе проводились статические расчёты в двухмерной (2D) постановке для оценки жёсткости демпфера и анализа контактного взаимодействия шестерни и демпфера. Определялись необходимые величины натяга посадки демпфера. Также на данном этапе проводился анализ технологических особенностей конструкции шестерни: например, установлено, что допуск на положение некоторых контактных площадок составляет до 4^0 , что делает крайне сложным обеспечить полное прилегание контактных поверхностей.

На рисунке 1 показаны различные варианты расположения контактной зоны тарельчатого демпфера к шестерне.

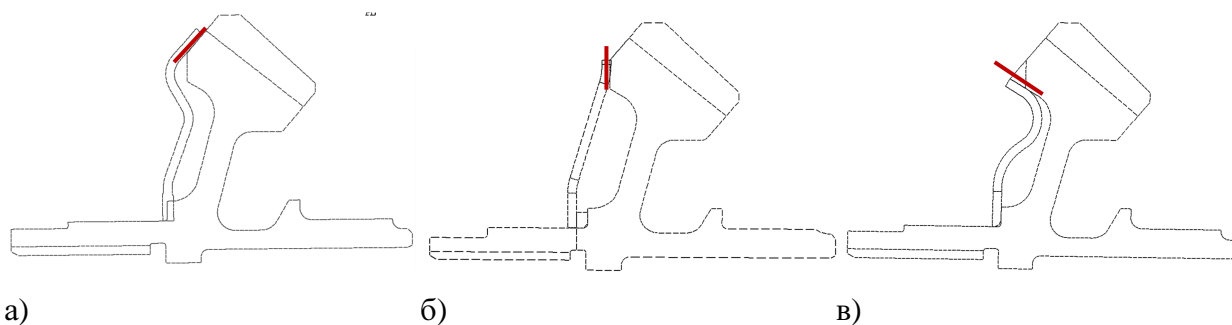


Рис. 1. Варианты расположения тарельчатого демпфера: а) демпфер с контактом по верхней поверхности, б) демпфер с контактом по вертикальной поверхности, в) демпфер с контактом по нижней поверхности

Данные конструкции демпферов можно разделить на три группы по варианту сопряжения с шестерней по поверхности контакта (поверхности трения): по верхней поверхности (рис. 1а); по вертикальной поверхности (рис. 1б); по нижней поверхности (рис. 1в) (для реализации представленного на рисунке случая необходимо изменение геометрии шестерни).

По результатам расчета в двумерной постановке проведена оценка нормального усилия на поверхностях контакта демпфера и шестерни. Получена зависимость нормального усилия на поверхности трения от величины натяга для различных конструкций демпферов (рис. 2). Зависимость подчиняется линейно-возрастающему закону.

Согласно результатам расчетов тарельчатые демпферы были разделены по жёсткости на три группы (рис. 2):

- мягкие демпферы – данные конструкции представляют собой изогнутую тарелку;
- демпферы средней жесткости – данная конструкция имеет вид тарелки в виде конуса;
- демпфер максимальной жёсткости – это самый короткий в радиальном направлении демпфер из рассматриваемых, имеющий поверхность трения по нижней грани шестерни.

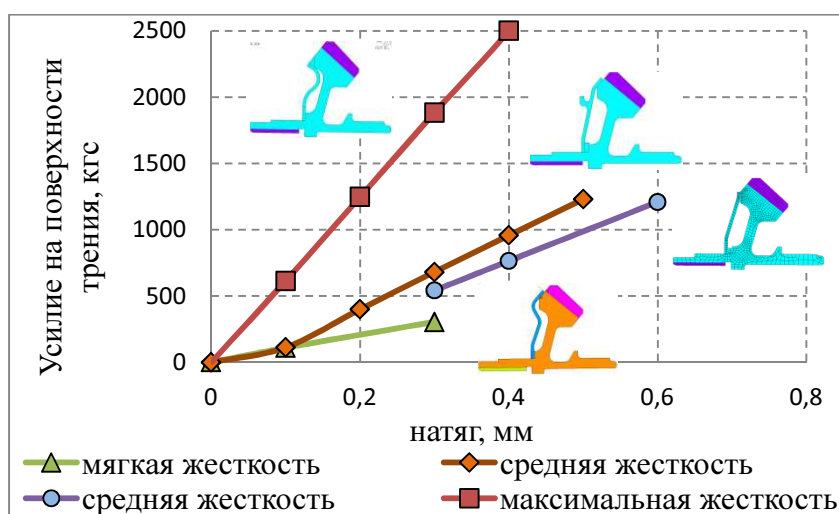


Рис. 2. Нормальное усилие на контактной поверхности для различных вариантов демпферов на рабочем режиме с оборотами шестерни

Также выявлено, что центробежные силы незначительно влияют на нормальное усилие, а именно – уменьшают давление в контакте на ~ 5–10 %.

На поверхностях трения, в процессе колебаний, шестерни будет реализовываться проскальзывание демпфера относительно шестерни, и за счёт работы сил трения будет происходить демпфирование колебаний. Работа силы трения между поверхностями зависит от величины проскальзывания и нормального усилия и вычисляется по формуле:

$$A_{mp} = k \cdot N \cdot \Delta l, \quad (1)$$

где A_{mp} – работа силы трения; k – коэффициент сухого трения; N – нормальное усилие; Δl – величина проскальзывания.

Как видно из уравнения (1), чем выше нормальное усилие, тем выше сила трения.

На последующих этапах были исследованы два демпфера: демпфер исходной конструкции (рис. 1а) и демпфер новой конструкции (рис. 1б), спроектированный с учетом конструктивных особенностей шестерни.

2. На втором этапе проводились расчёты собственных форм и частот колебаний демпфера и конической шестерни в трёхмерной (3D) постановке. Предполагалось, что совпадение собственной частоты демпфера с частотой шестерни ведёт к увеличению проскальзывания в контактирующих зонах, что положительно будет влиять на демпфирование колебаний шестерни.

По результатам тензометрирования шестерни было выявлено, что максимальные динамические напряжения имеют место по форме с тремя узловыми окружностями с частотой f_1 . Таким образом, геометрия нового демпфера подбиралась такая, чтобы одна из форм колебаний совпадала или была близка к собственной частоте шестерни f_1 по форме с тремя узловыми окружностями.

Анализ результатов расчёта собственных форм и частот тарельчатых демпферов показал, что:

- демпфер исходной конструкции имеет две собственные формы, близкие по частоте с f_1 . Это формы с одной узловой окружностью и ноль узловых диаметров, и с ноль узловых окружностей, и шесть узловых диаметров;

- демпфер новой конструкции был спроектирован так, что имеет одну собственную частоту, совпадающую с f_1 . Это форма с ноль узловых окружностей и семь узловых диаметров.

3. На третьем этапе проводились расчёты, учитывающие нестационарные процессы по времени при вынужденных колебаниях в 3D постановке.

Расчёт переходных динамических процессов (Transient Analysis) является методом, используемым для определения динамического поведения системы при действии любых зависящих от времени нагрузок.

В данном расчёте анализировалось поведение демпфера, и проводился анализ контактного взаимодействия поверхностей трения между шестернёй и демпфером. Для этого была разработана следующая методика: проводился расчет вынужденных колебаний при известном законе движения одного тела – шестерни, и рассчитывался отклик демпфера на воздействие со стороны колеблющейся шестерни.

В такой постановке анализировалось поведение демпфера, и проводился анализ контактного взаимодействия поверхностей трения между шестерней и демпфером. Данный подход был выбран по следующим причинам:

– для решения задачи нет необходимости построения всей модели шестерни с демпфером целиком, т.е. в расчётной модели присутствуют только части шестерни, имеющие поверхности соприкосновения с демпфером, а демпфер присутствует целиком. Данное упрощение модели позволяет существенно сократить размерность задачи и в относительно короткое время провести расчёт;

– расчёты для оценки демпфирующей способности демпфера можно проводить по конкретным интересующим нас формам колебаний шестерни и соответствующей амплитуде напряжений или перемещений.

К основному минусу данной методики можно отнести следующее:

– при взаимодействии с демпфером собственная частота и собственная форма шестерни может измениться, что при данной постановке не может быть учтено, поскольку закон движения шестерни задан по результатам расчёта её колебаний. Поэтому предполагалось, что шестерня является массивным телом, и демпфер не будет значительно влиять на собственную форму колебаний шестерни.

В расчётной модели задавались следующие граничные условия (рис. 3):

– гармонический закон колебания шестерни брался из расчета собственных форм и частот колебаний полноразмерной модели шестерни. Закон прикладывался в виде перемещений на узлы. Уровень перемещений шестерни соответствовал уровню напряжений, зарегистрированному при тензометрировании шестерни;

– гармонический закон проецировался на отдельные части объёма шестерни: на выделенный объём большого венца шестерни и на выделенный объём вала шестерни;

– между тарельчатым демпфером и выделенными объёмами задавался контакт: по контактирующей поверхности со стороны большого модуля задавался стандартный контакт; по контактирующей поверхности вала шестерни задавался контакт без возможности отрыва и проскальзывания, так как в этой части происходил зажим гайкой.

Контактное взаимодействие на поверхности конической шестерни рождает нелинейность задачи, которая обусловлена наличием сухого трения (Кулоновского трения), вследствие чего контакт может иметь различный статус: прилипание, скольжение, зазор (нет контакта).

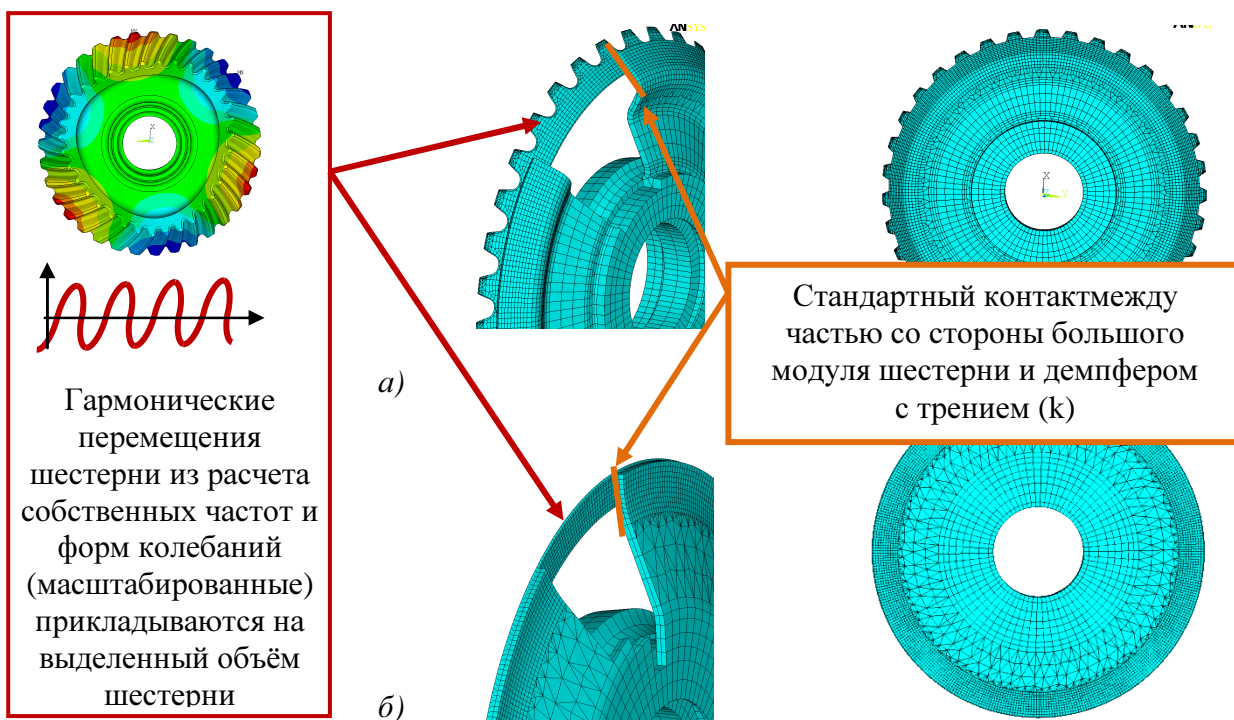


Рис. 3. Конечно-элементная модель и граничные условия расчетной модели: а) демпфер исходной конструкции в составе шестерни, б) демпфер доработанной конструкции в составе шестерни

По результатам расчёта определялся отклик демпфера при вынужденных колебаниях шестерни, и высчитывалась совершённая работа силы трения на контактной поверхности между демпфером и шестернёй (рис. 4). На рисунке 4 показан отклик демпфера на колебания шестерни и совершённая работа силы трения по времени.

Затраченную работу силы трения переводили в логарифмический декремент колебаний через кинетическую энергию шестерни по формуле [6]:

$$\delta = \frac{\sum A_{тр}}{2 \cdot W_{кин}} \cdot 100 \%, \quad (2)$$

где δ – логарифмический декремент колебаний (%); $\sum A_{тр}$ – суммарная работа силы трения, совершённая за один период колебания; $W_{кин}$ – кинетическая энергия демпфируемого тела.

Следуя методикам, были получены следующие зависимости:

- зависимость логарифмического декремента колебаний от величины натяга и коэффициента трения (линейно-возрастающий закон);
- зависимость роста логарифмического декремента колебаний при совпадении собственной частоты колебаний шестерни и демпфера (значительное возрастание затраченной работы силы трения).

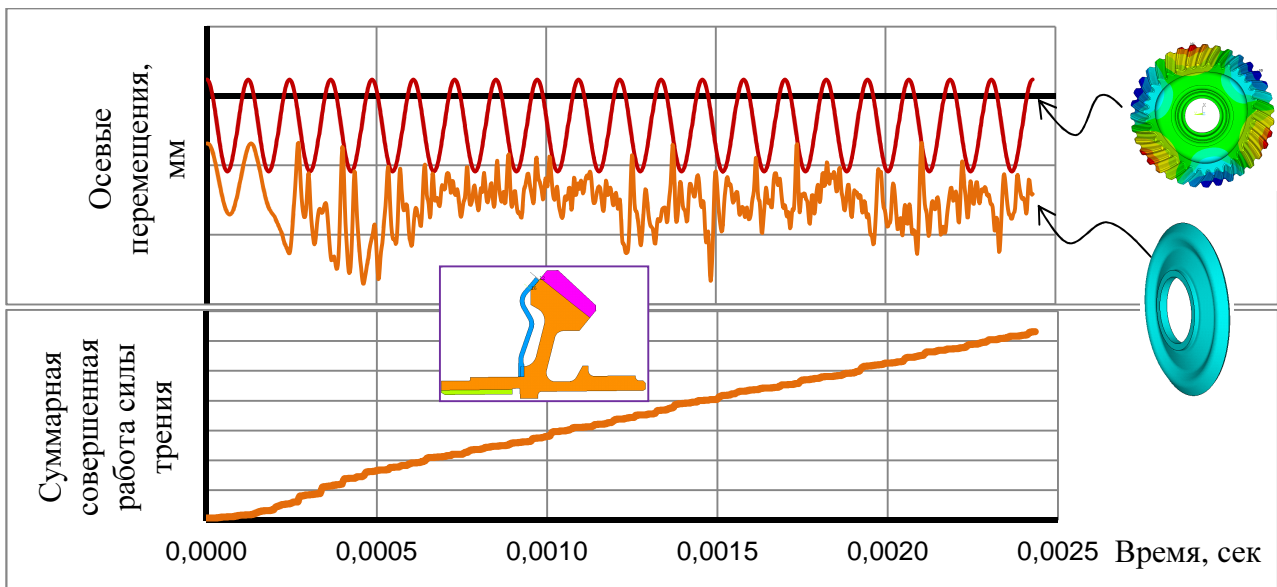


Рис. 4. Сверху – графики осевых перемещений шестерни и тарельчатого демпфера (исходная конструкция). Снизу – график суммарной совершенной работы силы трения

На рисунке 5 показано, что демпфер, спроектированный с учётом динамического поведения конструкции (совпадение собственной частоты), совершает значительно больше работы силы трения, чем первоначальный вариант демпфера.

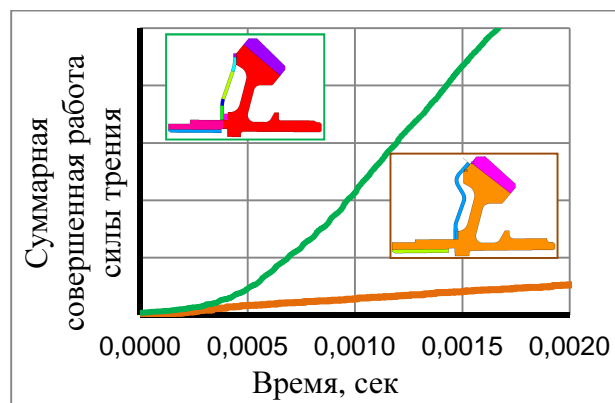


Рис. 5. График суммарной совершенной работы силы трения по времени для демпфера исходной конструкции и демпфера, спроектированного с учётом динамического поведения конструкции

В предположении, что демпфер будет снижать уровень динамических напряжений, был проведён анализ изменения коэффициента демпфирования при более низких уровнях возбуждения. Для анализа были проведены расчёты с возбуждением, соответствующим меньшим вибронапряжениям в шестерне. Результаты расчета показали, что

логарифмический декремент колебаний изменяется незначительно и поддерживается на высоком уровне.

Основные преимущества данной конструкции тарельчатого демпфера объясняются следующими особенностями:

– совпадение собственной частоты шестерни с собственной частотой демпфера;

– собственная форма колебаний тарелки имеет семь узловых диаметров, что не кратно собственной форме шестерни, имеющей три узловых диаметра. Возможно, что это приводит к большим значениям проскальзывания между поверхностями трения.

Для проверки эффективности данного демпфера для конической шестерни коробки приводов запланированы экспериментальные исследования.

Список литературы

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / Под ред. Э. Б. Вулгакова. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с., ил.
2. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. – М.: Высш. Школа, 1980. – 408 с., ил.
3. Блехман И. И. Что может вибрация? – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. лит., 1988. – 208 с.
4. Вибрации в технике: Справ. В 6 т. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2. Колебания нелинейных механических систем. 351 с., ил.
5. Нихамкин М. Ш., Воронов Л. В., Семенова И. В., Саженов Н. А., Балакирев А. А. Методика конечно-элементного моделирования колебаний систем с фрикционным демпфированием // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 4.
6. Писаренко Г. С. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов: справ. пособие. – Киев: Наукова думка, 1971. – 369 с., ил.

Рецензенты:

Августинович В. Г., д-р техн. наук, заместитель начальника ОКБ по науке, ОАО «Авиадвигатель», г. Пермь.

Нихамкин М. Ш., д-р техн. наук, профессор, зам. заведующего кафедрой «Авиационные двигатели», ПНИПУ, г. Пермь.