

Расчет демпфирующей способности тарельчатого демпфера для конической шестерни коробки приводов газотурбинного двигателя

Яковкин В.Н.*, Бессчетнов В.А.

Компания «Авиадвигатель»,

Комсомольский проспект, 93, Пермь, 614990, Россия

**e-mail.ru: jakovkin88@mail.ru*

Аннотация

В работе рассматривается расчетная оценка демпфирующей способности различных тарельчатых демпферов сухого трения для конической шестерни коробки приводов газотурбинного двигателя (ГТД). Предложены расчетные способы оценки демпфирования конструкции в конечно-элементной постановке, а именно: метод экспресс-оценки, основанный на линеаризации контактного взаимодействия; способ расчета вынужденных колебаний в нестационарной постановке с учетом нелинейного контактного взаимодействия (кулоновского трения). Определена оптимальная сила прижатия типового демпфера, показано влияние жесткости демпфера на его демпфирующую способность, а также влияние параметров расчетной модели. Проведено сравнение с экспериментальными данными. Показаны параметры настройки модифицированного демпфера, позволяющие значительно повысить демпфирующую способность.

Ключевые слова: демпфер сухого трения, коническая шестерня, тарельчатый демпфер.

Введение

В эксплуатации газотурбинных двигателей случаются поломки конической шестерни коробки приводов, приводящие к отказу авиационного двигателя в полёте. В результате анализа одного из таких случаев было установлено, что разрушение носит усталостный характер. Как правило, максимальные вибронапряжения в шестерне возникают по форме колебаний с тремя либо с четырьмя узловыми диаметрами. Отстройка от резонанса, путём изменения геометрических параметров для зубчатых колес подобного типа, не всегда возможна. В качестве решения проблемы предложен способ повышения демпфирующей способности элемента за счет добавления тарельчатого демпфера сухого трения (Рисунок 1).

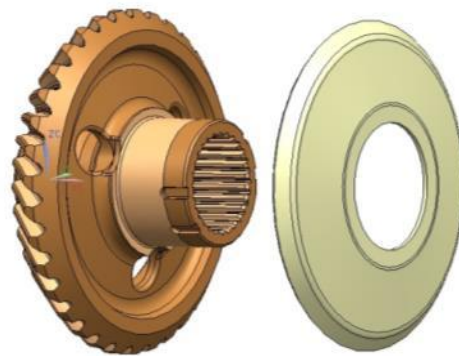


Рисунок 1 - Коническая шестерня (слева). Демпфирующее устройство тарельчатого типа (справа).

Контактное взаимодействие на поверхностях трения приводит к нелинейности задачи, обусловленной наличием сухого трения, вследствие чего

контактирующая область может иметь различный статус: прилипание, скольжение, зазор (нет контакта). Современные расчётные пакеты позволяют учесть нелинейное контактное взаимодействие полноразмерных моделей. Однако контактные задачи, в которых рассматриваются вынужденные или затухающие колебания, по-прежнему требуют большого вычислительного ресурса.

Из зарубежных литературных источников видно, что подобные задачи решаются различными методами: за счет приближенных методов, существенно уменьшающих размерность задачи, либо за счет создания модели, подстроенной под конкретный эксперимент. Так или иначе, разработанные расчетные модели не дают полного представления о демпфировании с помощью сухого трения. Поэтому в работе основное внимание уделено моделям, позволяющим более достоверно оценить демпфирующую способность конструкции [5,6].

Для оценки демпфирующей способности демпфера разработаны способы экспресс-оценки и расчета вынужденных колебаний в нестационарной постановке. Суть предлагаемых подходов заключается в численном определении затраченной работы силы трения за период установившихся колебаний. Реализация соответствующих алгоритмов проведена в программном комплексе ANSYS. Для анализа работы демпфера при колебаниях конической шестерни и оценки демпфирующей способности выполнен ряд расчётов.

По результатам тензометрирования шестерни выявлено, что максимальные динамические напряжения соответствуют форме колебаний с тремя узловыми

окружностями и частотой f_1 . Результаты расчета модального анализа представлены на рисунке 2.

Результаты расчетного исследования методом экспресс-оценки выявили следующие факторы, наиболее влияющие на демпфирующую способность типовых демпферов: жесткость демпфера, податливость шестерни, силу прижатия. В статье также представлен вариант тарельчатого демпфера (модифицированный демпфер), спроектированного с учетом формы колебаний шестерни. По результатам анализа вынужденных колебаний в нестационарной постановке установлено, что демпфирующая способность модифицированного демпфера значительно выше, чем у демпферов типовых конструкций.

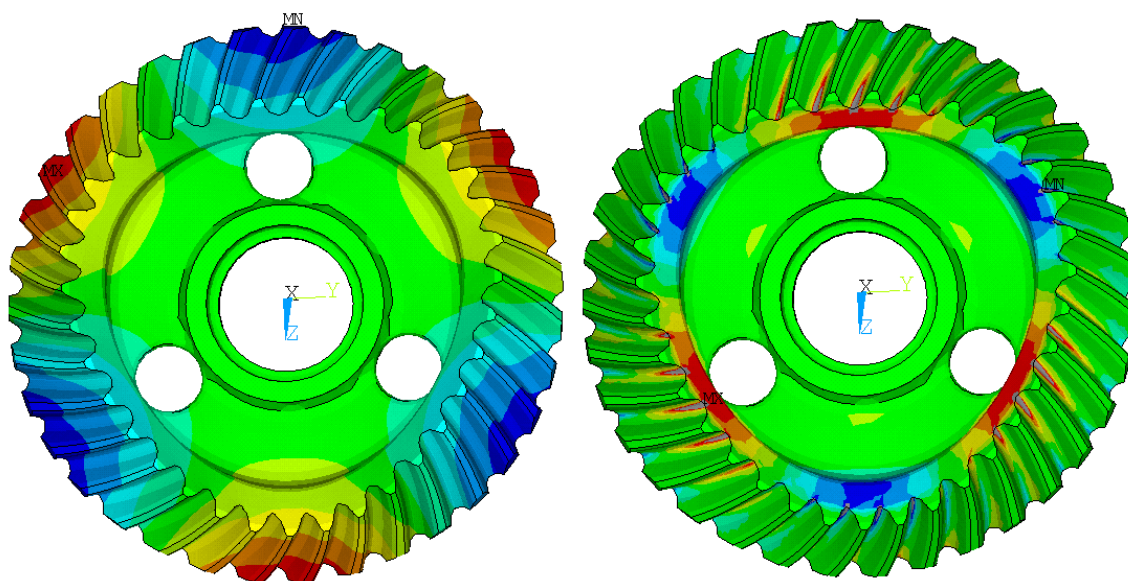


Рисунок 2 – Результаты расчета модального анализа. Слева – распределение осевых перемещений, справа – распределение окружных напряжений.

1. Экспресс-оценка демпфирующей способности тарельчатого демпфера.

1.1. Расчетное исследование

Рассматривается способ экспресс-оценки, основанный на линейном приближении установившихся вынужденных колебаний в расчете собственных формколебаний (modalanalysis), при котором выявляется изменение формы колебаний шестерни под влиянием демпфера. Несмотря на наличие нелинейностей (наличие контактной зоны с трением), установившиеся колебания в системе шестерня-демпфер должны оказаться близкими к гармоническим и описываться в первом приближении (синусоидой). Предположение принято на основе удовлетворительной сходимости решения задачи о движении частицы по шероховатой поверхности, совершающей продольные гармонические колебания, методом гармонического баланса с точным решением [1].

Имитация контактного взаимодействия производится помощью использования тангенциальных и нормальных пружин, имитирующих силу трения и неизвестный параметр, основного вектора колебаний, направленного по нормали к поверхности трения, соответственно. Для учета величины параметра принимались его верхний и нижний пределы жесткости, полученные моделированием в ANSYS.

Путём варьирования жёсткости тангенциальных пружин, воспроизводится трение демпфера о шестерню: малая жёсткость пружины не влияет на форму колебаний, большая жёсткость пружины приводит к заклиниванию демпфера.

По результатам расчёта контактная тангенциальная реакция R переводится в силу трения $F_{\text{тр}}$ [5]. Далее рассчитывается работа силы трения, совершённая за один период колебаний. С помощью работы силы трения находится логарифмический

декремент колебаний (далее декремент) через кинетическую энергию шестерни по формуле:

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

где δ – логарифмический декремент колебаний (%),

$\sum A_{\text{тр}}$ - суммарная работа силы трения, совершённая за один период колебания,

$W_{\text{кин}}$ – кинетическая энергия шестерни.

Для удобства предоставления результатов расчета сила трения $F_{\text{тр}}$ преобразована в силу прижатия через коэффициент сухого трения k .

В данной постановке исследуются два варианта конструкции типовых демпферов (рисунок 3), один из которых пониженной жесткости. С помощью демпфера типовой конструкции исследуется влияние контактных нормальных пружин.

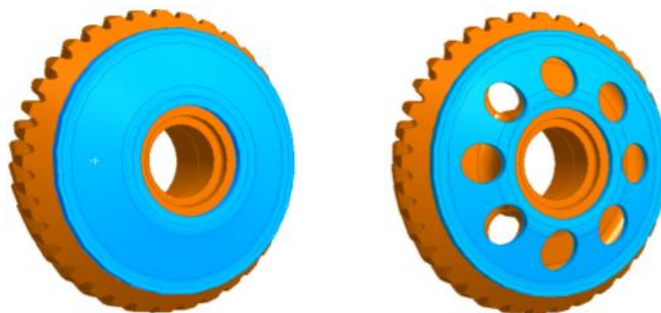


Рисунок 3 – Типовой тарельчатый демпфер в составе шестерни (слева). Типовой тарельчатый демпфер пониженной жесткости в составе шестерни (справа).

На рисунке 4 показаны граничные условия, использованные при расчете собственных колебаний, центробежная нагрузка не учитывалась. Уровень

напряжений шестерни масштабировк100МПа окружных напряжений на малом венце шестерни (см. рисунок 2). Коэффициент сухого трения принимался $\mu=0.1$.

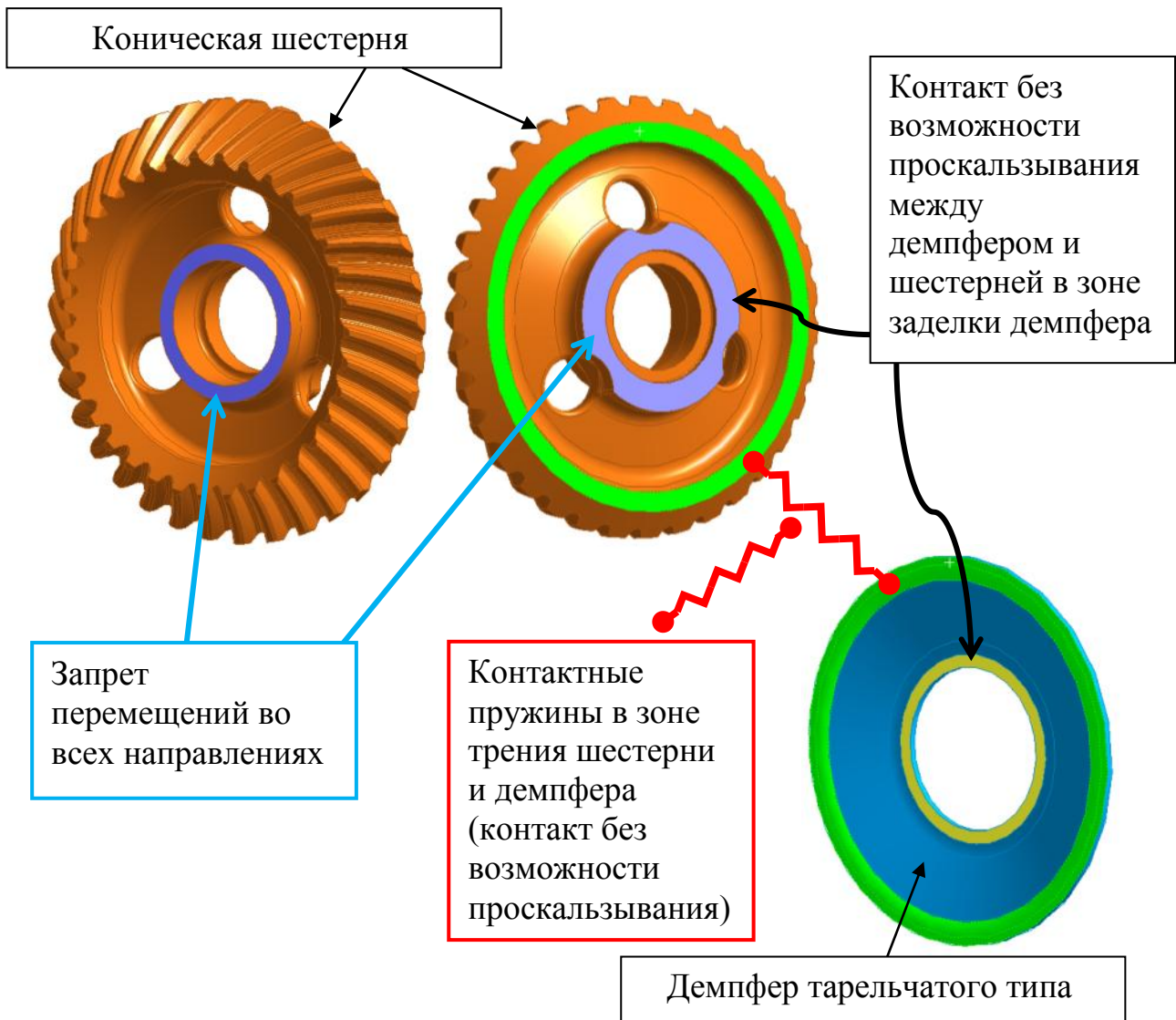


Рисунок 4 – Граничные условия при расчёте собственных форм и частот колебаний.

Результаты расчёта представлены на рисунках 5, 6. Каждая точка представляет собой отдельный расчёт собственных форм колебаний с определённой жесткостью тангенциальных контактных пружин.

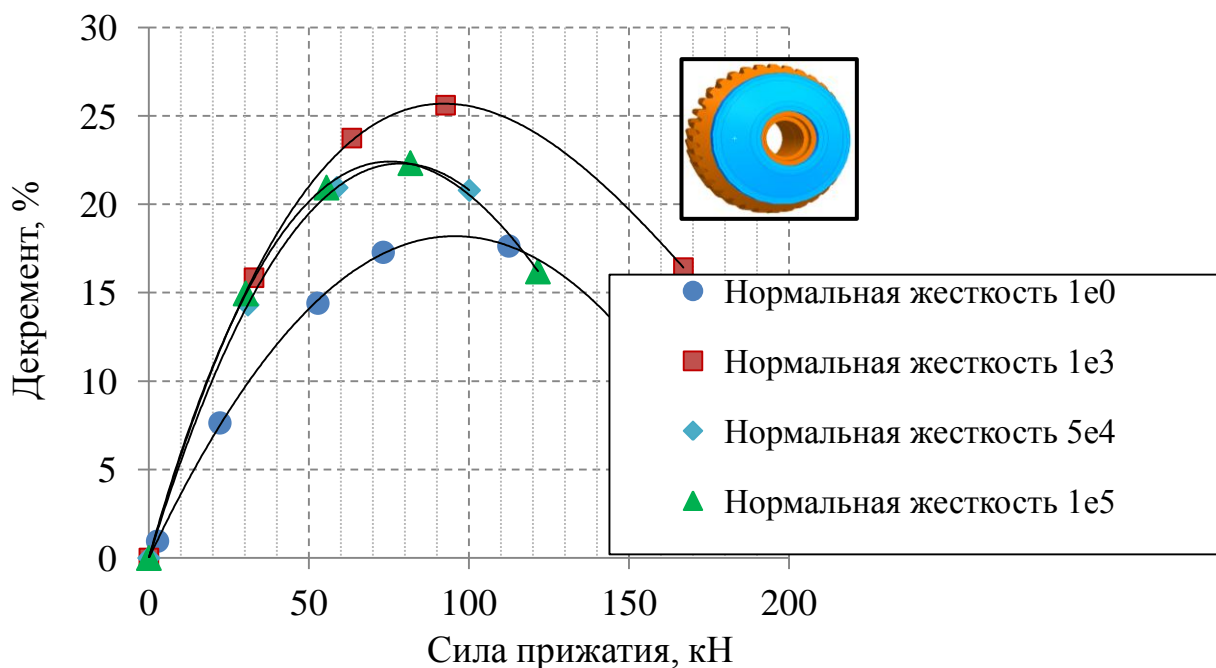


Рисунок 5 – Расчетная зависимость декремента колебаний от усилия прижатия демпфера для различных значений нормальных жёсткостей контактных пружин.

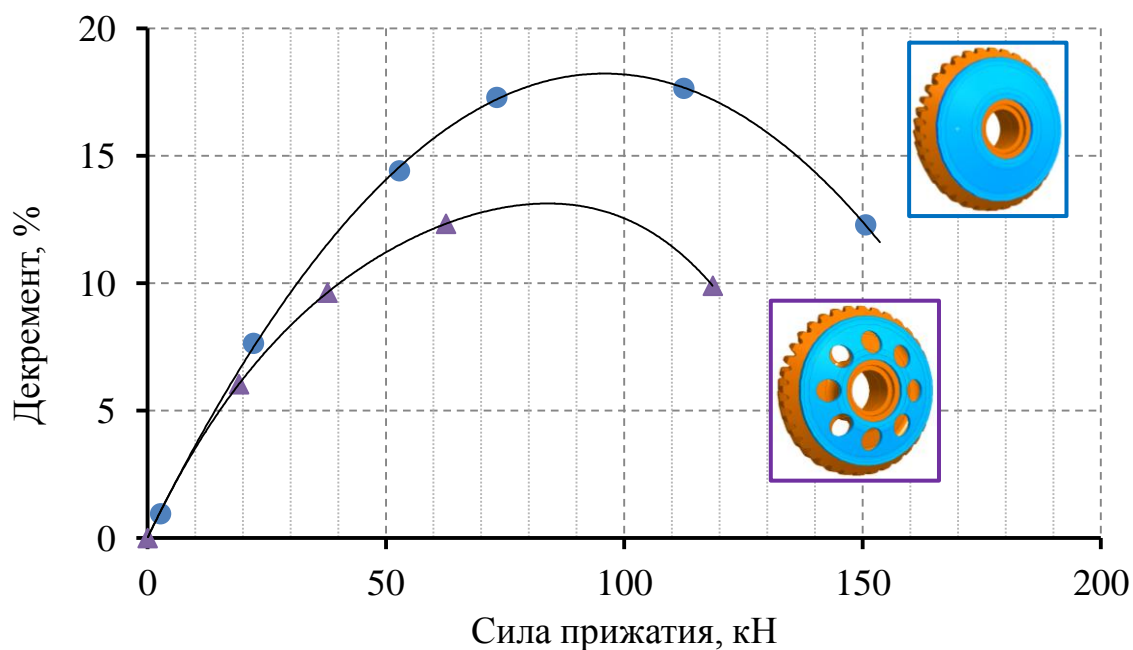


Рисунок 6 – Расчетная зависимость декремента колебаний от усилия прижатия типовых демпферов.

1.2. Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными

Сравнение экспериментальных данных типового демпфера с шестерней на авиационном двигателе с результатами расчета показано на рисунке 7. График представляет собой зависимость относительного декремента колебаний от безразмерного параметра, учитывающего контактное давление P , уровень динамических напряжений шестерне S и коэффициент сухого трения k . Относительный декремент колебаний представляет собой отношение декремента, обусловленного потерей энергии на работу сил трения, к декременту системы без демпфера.

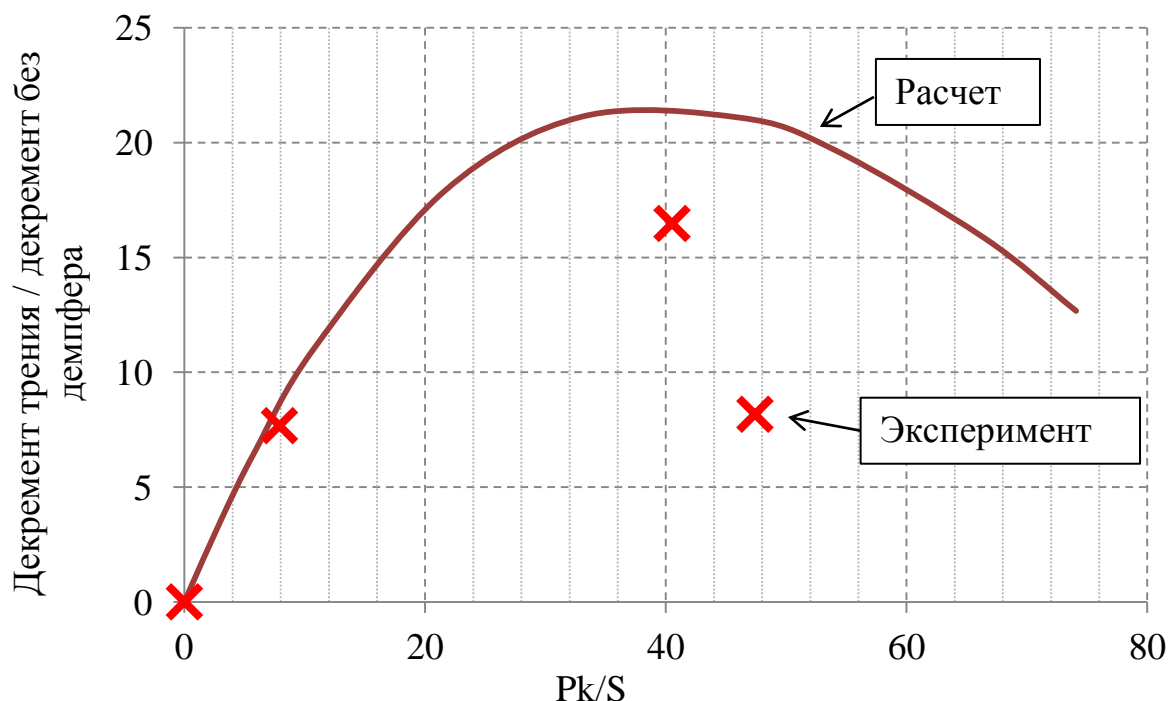


Рисунок 7 – Зависимость относительного декремента колебаний от параметра Pk/S .

1.3. Выводы по разделу 1.

По результатам расчетного исследования демпферов типовой конструкции определено следующее:

- оптимальная сила прижатия демпферов оказывает влияние на величину декремента при значениях в пределах от 20 до 70 кН. При большей силе прижатия происходит заклинивание демпфера. В области заклинивания демпфера наблюдается существенное расхождение точного и приближенного решения [1,5];

- сила прижатия зависит от уровня напряжений в лопатке и коэффициента сухого трения (линейный закон);

- чем жестче демпфер, тем выше его демпфирующая способность и тем выше оптимальная сила прижатия;

- при малом уровне прижатия демпферы различных жесткостей имеют одинаковую демпфирующую способность;

- жесткость нормальных пружин значительно влияет на результат расчета.

Из анализа сравнения результатов расчета с экспериментальными данными следует, что можно получить удовлетворительное соответствие, при подборе величины коэффициента сухого трения и уточнении декремента колебаний шестерни без демпфера.

2. Оценка демпфирующей способности тарельчатого демпфера способом расчета вынужденных колебаний в нестационарной постановке

Демпфирующую способность типового демпфера можно повысить, если спроектировать его с учетом формы колебаний шестерни (модифицированный демпфер). Идея способа состоит в том, чтобы на контактных поверхностях возникало больше зон проскальзывания, что возможно реализовать, если демпфер будет входить в резонанс с шестерней, а их формы колебаний будут отличаться.

По результатам тензометрирования шестерни выявлено, что максимальные динамические напряжения соответствуют форме колебаний с тремя узловыми диаметрами частотой f_1 . Геометрия модифицированного демпфера подбирается таким образом, чтобы собственная частота была близка к собственной частоте шестерни f_1 , а форма колебаний была не кратна форме колебаний шестерни – в данном случае семь узловых диаметров. Таким образом, не кратность собственных форм колебаний и совпадение собственных частот шестерни и демпфера должна приводить к большим значениям проскальзывания между поверхностями трения.

На рисунке 8 представлены результаты расчета собственных форм и частот колебаний для шестерни (рисунок 8а), типового демпфера (рисунок 8б) и модифицированного демпфера (рисунок 8в). Анализ результатов расчёта собственных форм и частот демпферов показал, что:

- демпфер типовой конструкции имеет две собственных формы, близкие по частоте с f_1 . Первая форма характеризуется одной узловой окружностью и

отсутствием узловых диаметров, вторая – шестью узловыми диаметрами и отсутствием узловой окружности;

- модифицированный демпфер спроектирован так, что имеет одну собственную частоту, совпадающую с f_1 , с точностью до 5%. Это форма характеризуется отсутствием узловых окружностей и семью узловыми диаметрами.

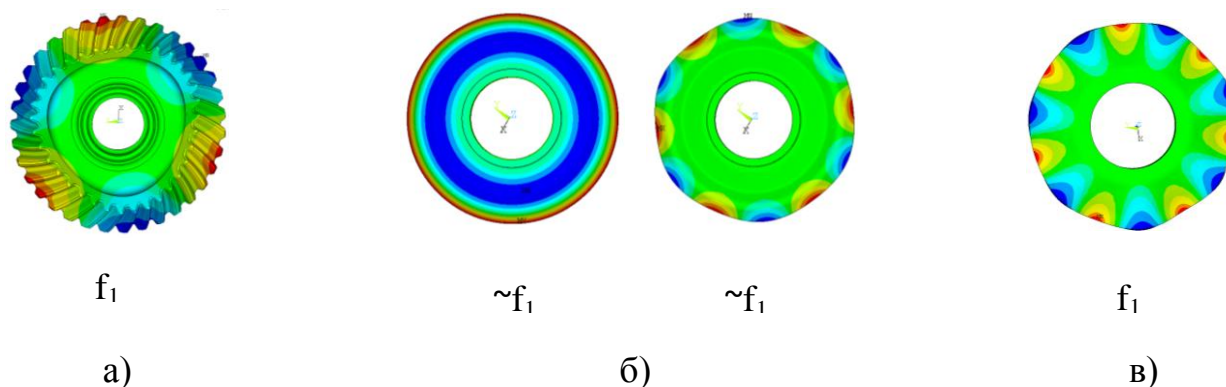


Рисунок 8 – Результаты расчёта собственных форм и частот колебаний:

а) коническая шестерня; б) типовой демпфер; в) модифицированный демпфер.

Для расчетного подтверждения высокой демпфирующей способности модифицированного демпфера, необходимо построить математическую модель, учитывающую нелинейное контактное взаимодействие. С этой целью применяется следующий метод: проводится расчет вынужденных колебаний при известном законе движения шестерни и определяется отклик демпфера на воздействие со стороны колеблющейся шестерни.

Предлагаемый подход выбран, потому что, для решения задачи нет необходимости построения модели всей шестерни, т.е. в расчётной модели рассматриваются только части шестерни, имеющие поверхности соприкосновения с

демпфером, а демпфер присутствует целиком. Данное упрощение модели позволяет существенно сократить размерность задачи.

В результате расчёта определяется отклик демпфера при вынужденных колебаниях шестерни и рассчитывается работа силы трения на контактной поверхности между демпфером и шестернёй.

В расчётной модели заданы следующие граничные условия (Рисунок 9):

- гармонический закон колебаний шестерни принимается из расчета собственных колебаний полноразмерной модели шестерни. Соответствующие перемещения прикладываются к узлам шестерни. Уровень перемещений шестерни соответствовал уровню напряжений 100 МПа в шестерне;

- гармонический закон проецируется на отдельные части большого венца вала шестерни;

- по контактирующей поверхности со стороны большого модуля задается стандартный контакт; по контактирующей поверхности вала шестерни задается контакт без возможности отрыва и проскальзывания, так как в этой части происходит зажим гайкой;

- между тарельчатым демпфером и шестернёй обеспечивался натяг 0.3 мм, что обеспечивало силу прижатия в 9 кН, коэффициент трения принимался $k=0.1$.

Параметры расчетной модели выбраны из условий, что результирующий декремент колебаний будет находиться в зоне линейного участка зависимости декремента от силы прижатия (Рисунок 6) и равен $\sim 3\%$. Линейный участок

определяет границы по силе прижатия при использовании способа вынужденных колебаний.

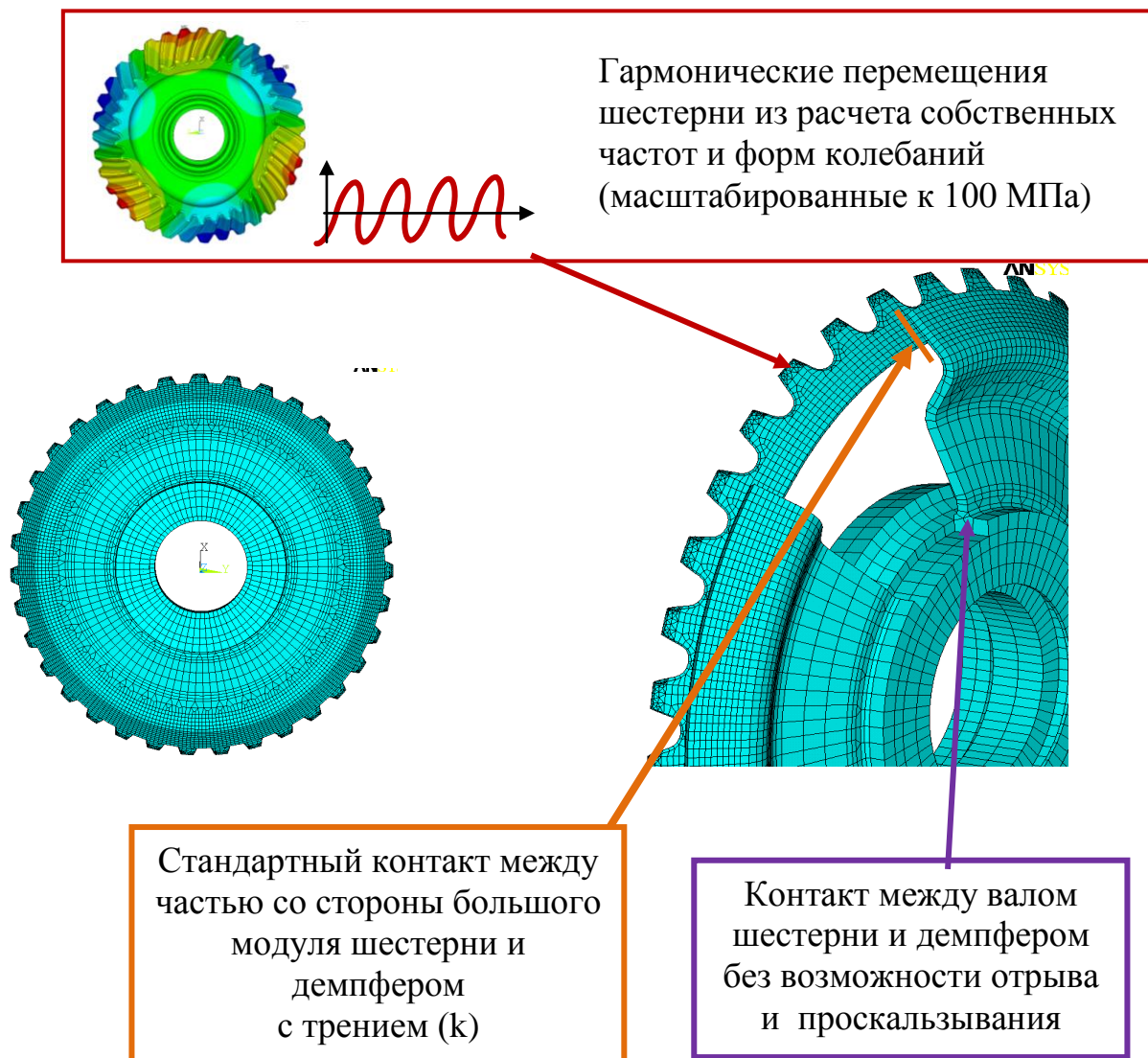


Рисунок9 – Конечно-элементная модель и граничные условия расчетной модели демпфера типовой конструкции в составе шестерни.

Результаты расчетного исследования вынужденных колебаний. На рисунке 10 изображен статус контакта типового демпфера в определенный момент времени. На рисунке 11 представлены зависимости осевых перемещений (вдоль направления оси

вращения шестерни) демпферов в зоне трения с шестернёй от времени. На рисунке 12 представлена суммарная совершенная работа силы трения по времени.

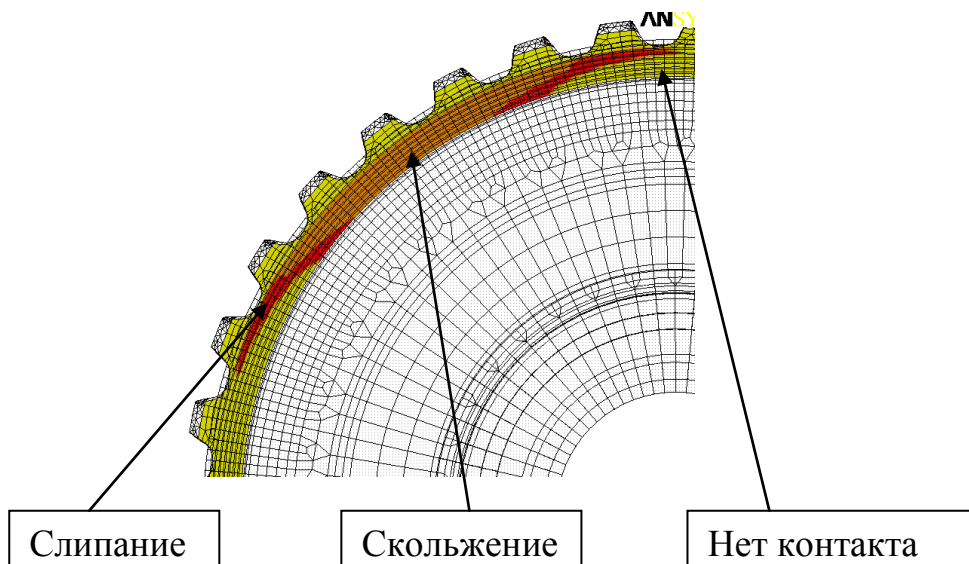


Рисунок 10 – статус контакта типового демпфера с шестернёй в определенный момент времени.

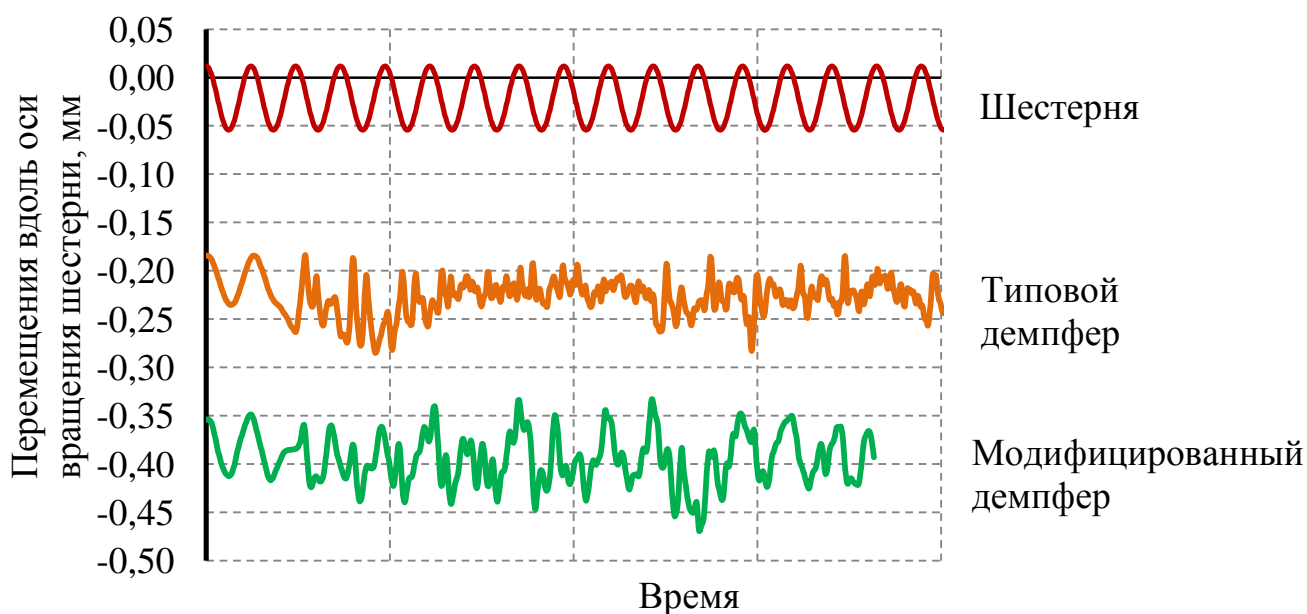


Рисунок 11–Зависимость осевых перемещений демпферов и шестерни в местах контакта от времени.

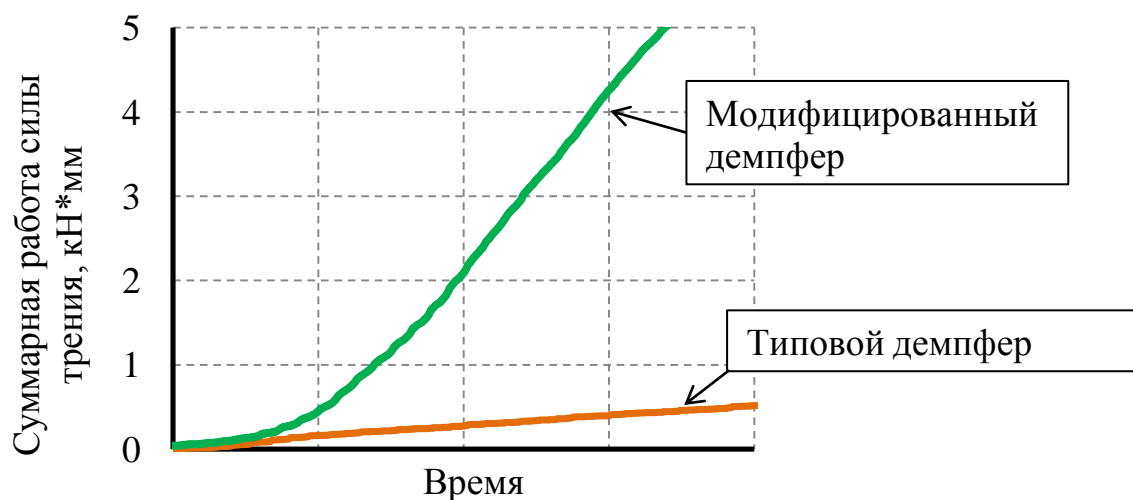


Рисунок 12–Зависимость суммарной работы силы трения от времени.

В предположении, что модифицированный демпфер будет снижать уровень динамических напряжений, проведён анализ изменения декремента колебаний при более низких уровнях возбуждения. С этой целью выполнены расчеты с уровнем возбуждения, соответствующим меньшим значениям вибронапряжений шестерни, результаты которых представлены на рисунке 13, откуда следует, что высокий уровень демпфирования обеспечивается в широком диапазоне возбуждающей нагрузки.

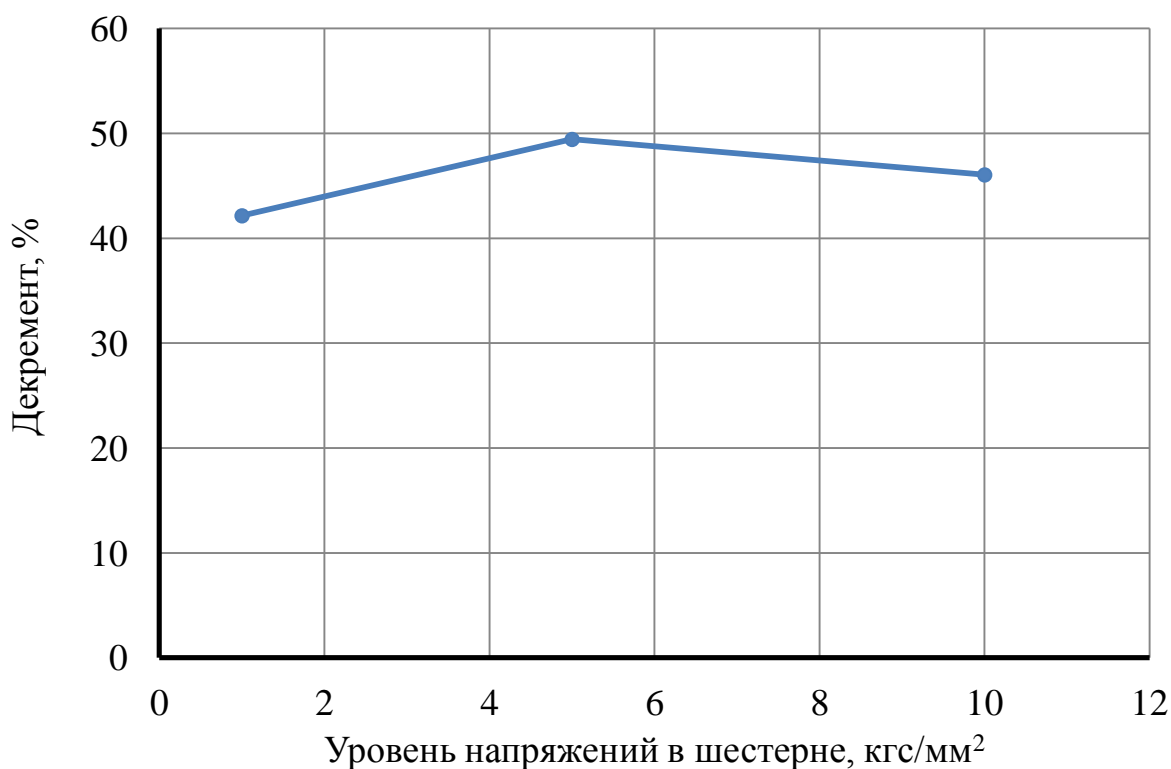


Рисунок 13 – График эффективности модифицированного демпфера при различных уровнях вибронапряжений в шестерне.

2.1 Выводы по разделу 2.

Из анализа рисунка 12 следует, что модифицированный демпфер, спроектированный с учётом формы колебаний шестерни, совершает работу значительно большую, чем типовой вариант демпфера.

Расчет декремента колебаний по вышеописанной формуле дает следующие значения: для демпфера типовой конструкции он равен 3%, для модифицированного демпфера - ~ 45%.

3. Заключение

По результатам проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

- типовые демпферы имеют высокий потенциал демпфирования. В основном это связано с тем, что контактная зона трения находится вблизи максимальной амплитуды перемещений шестерни. Немаловажное значение имеет и податливость самой шестерни: чем выше податливость шестерни, тем выше уровень демпфирования. Типовые демпферы различных жесткостей при малом уровне прижатия имеют одинаковую демпфирующую способность;

- удовлетворительная сходимость результатов расчета с экспериментальными данными подтверждает практическую применимость приближенного метода оценки демпфирующей способности. При испытаниях на двигателе применялся типовой демпфер, конструкция которого отличается от рассмотренных вариантов;

- применение модифицированного демпфера, спроектированного с учетом формы колебаний шестерни, может быть полезно в случаях, когда есть ограничения по силе прижатия типового демпфера, особенно при низком коэффициенте сухого трения $k \approx 0.1$, в связи с чем, демпфер необходимо поджимать с высоким усилием. В отношении рассматриваемой шестерни при уровне её напряжений в ~ 100 МПа, эффективное усилие прижатия демпфера начинается от 20 кН, что может негативно сказаться на напряженно-деформированном состоянии демпфера. Необходимо экспериментальное исследование для подтверждения работоспособности модифицированного демпфера.

В работе [5] описаны ограничения и недостатки метода вынужденных колебаний в нестационарной постановке. Основной недостаток состоит в том, что форма колебаний демпфируемого объекта не изменяется от влияния демпфера. Решение этой задачи можно находить с помощью сочетания способов экспресс-оценки и расчета вынужденных колебаний.

Библиографический список

1. И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе. Вибрационное перемещение: -М.: Наука, 1964. -412 с., ил.
2. Писаренко Г.С. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов: справ. пособие. –Киев: Наукова думка, 1971. – 369 с., ил.
3. В.Л. Бидерман, Теория механических колебаний: Учебник для вузов.-М.: Высш. Школа, 1980.-408 с., ил.
4. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник/Под ред. Э.Б. Вулгакова. – М.:Машиностроение,1981.-374 с., ил.
5. Яковкин В.Н., Бессчетнов В.А. Расчетная оценка эффективности демпфера сухого трения для полый широкохордной лопатки вентилятора.Известия Самарского научного центра Российской академии наук, том 14, №4(5), 2012.
6. Яковкин В.Н., Бессчетнов В.А. Проектирование демпфирующего устройства для конической шестерни коробки приводов. Современные проблемы Науки и Образования, №3, 2013.