

УДК 620.1

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕМПФИРОВАНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ШЕСТЕРНИ НА ОСНОВЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Высотский А.В., Алексеев Д.Н.

*НПЦ газотурбостроения «Салют»,
просп. Буденного, 16, Москва, 105118, Россия
e-mail: kbpr@salut.ru*

На основе решения контактной задачи моделирования резонансных колебаний системы «шестерня-демпфер» развита методика расчетной оценки эффективности пластинчатого демпфера, прижатого к конической шестерне монтажным усилием. Представлен подход по определению собственной частоты колебаний системы «шестерня-демпфер». Моделированием резонансных колебаний отдельно взятой конической шестерни подтверждено экспериментально зафиксированное возникновение резонанса по форме колебаний с двумя узловыми диаметрами при рабочей частоте возбуждения, кратной $(z-2)$.

Ключевые слова: демпфер, резонанс, колебание, контакт, динамика, шестерня.

Введение

В современных условиях двигателестроения к коробкам привода агрегатов предъявляются высокие требования по качеству, надежности и долговечности. В связи с этим возникает необходимость тщательного подхода к вопросу проектирования зубчатых передач, привлечения наряду с традиционными методами современных компьютерных технологий инженерного анализа. При проектировании зубчатых передач, помимо обеспечения прочностных характеристик шестерен, необходимо также исключить возможность возникновения в рабочем диапазоне резонансных колебаний.

Если по ряду причин полностью избавиться от резонансных режимов не удастся, применяют специальные демпфирующие устройства, ограничива-

ющие резонансную амплитуду и уровень напряжений в шестерне вследствие рассеивания энергии колебаний за счет работы сил трения.

Вопросы, связанные с демпфированием резонансных колебаний шестерен с применением дополнительного устройства — демпфера, рассмотрены в работах Э.Б. Вулгакова, Е.Г. Гинзбурга, Д.Н. Решетова [1–3], в которых отмечено, что опыт использования демпферов в машиностроении ограничен вследствие сложности проведения аналитической оценки их эффективности традиционными методами и трудности в изготовлении. Поэтому, прежде всего, рекомендуется проводить частотную отстройку шестерен от резонанса путем оптимизации их геометрии.

После широкого внедрения численных методов в проектировании зубчатых колес в 90-х годах XX века процесс отстройки стал проводиться намного точнее и эффективнее, а направление по решению задач резонансных колебаний с демпфированием развивалось слабо. Появляющиеся сейчас расчетные методики проходят стадию становления, поэтому в связи с возникшей производственной необходимостью в ФГУП «НПЦГ»Салют» на базе метода конечных элементов (МКЭ) была разработана и опробована методика расчетной оценки эффективности демпфера в условиях возникновения резонансных колебаний шестерни. На основе полученных результатов разработаны рекомендации по оптимизации конструкции демпфера и выбору прижимного усилия демпфера к шестерне, обеспечивающего требуемую работу сил трения.

На рис. 1 приведена типовая конструкция узла крепления конической шестерни 1, демпфера 2 и регулировочного кольца 3 в свободном состоянии (до сборки). После затяжки гайкой за счет выбора зазора А осуществляется необходимое монтажное прижатие демпфера к шестерне.

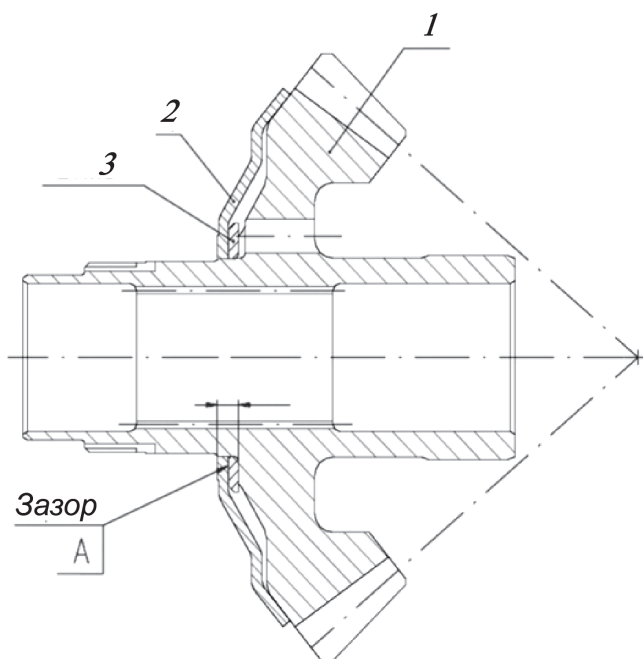


Рис. 1. Схема установки демпфера

Основной идеей работы является реализация возможности на основе МКЭ непосредственного моделирования резонансных колебаний системы «шестерня-демпфер» с учетом трения по поверхности их контактного взаимодействия. В работе рассмотрены резонансные колебания конической шестерни по форме с двумя узловыми диаметрами.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить несколько новых промежуточных задач:

1. Создать физически корректную модель динамического нагружения шестерни, в которой возбуждение колебаний происходит из-за воздействия нагрузки от зацепления.

2. Создать контактную модель узла крепления шестерни с установленным демпфером, оптимизированную с точки зрения точности и размерности для выполнения трудоемких динамических расчетов.

3. Определить новое значение резонансной частоты системы по рассматриваемой форме колебаний, изменившееся в связи с установкой и монтажным прижатием демпфера.

4. Провести динамический анализ системы с возбуждением в ней резонансных колебаний, а также подобрать значение осевого монтажного зазора на демпфере, обеспечивающее необходимую силу прижатия, при которой не происходит увеличения амплитуды резонансных колебаний.

Описание методики расчета

Особенностью динамического анализа, используемого в данной работе, является возможность получения изменяющихся во времени реальных значений перемещений, напряжений и деформаций (отклика) конструкции при воздействии динамической нагрузки, для чего использовался Direct Transient Analysis (динамический анализ прямого интегрирования), реализованный в системе NX.Nastran (решение 701).

Общее уравнение, определяющее равновесное состояние динамической системы в матричном виде, запишется как [4]

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [B]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{p(t)\}, \quad (1)$$

где $[M]$ — матрица масс системы;
 $[B]$ — матрица демпфирования;
 $[K]$ — матрица жесткости;
 $\{u\}$ — вектор-столбец перемещений;
 $\{p\}$ — вектор-столбец внешних сил.

Нагрузка $\{p(t)\}$, прикладываемая к системе, также определена как функция от времени.

Решение уравнения движения (1), т.е. получение функций от времени величин перемещений, скоростей, ускорений и напряжений, является предметом динамического анализа.

Используемая в работе модель узла крепления шестерни приведена на рис. 2. Модели всех деталей содержат полную геометрию деталей с мини-

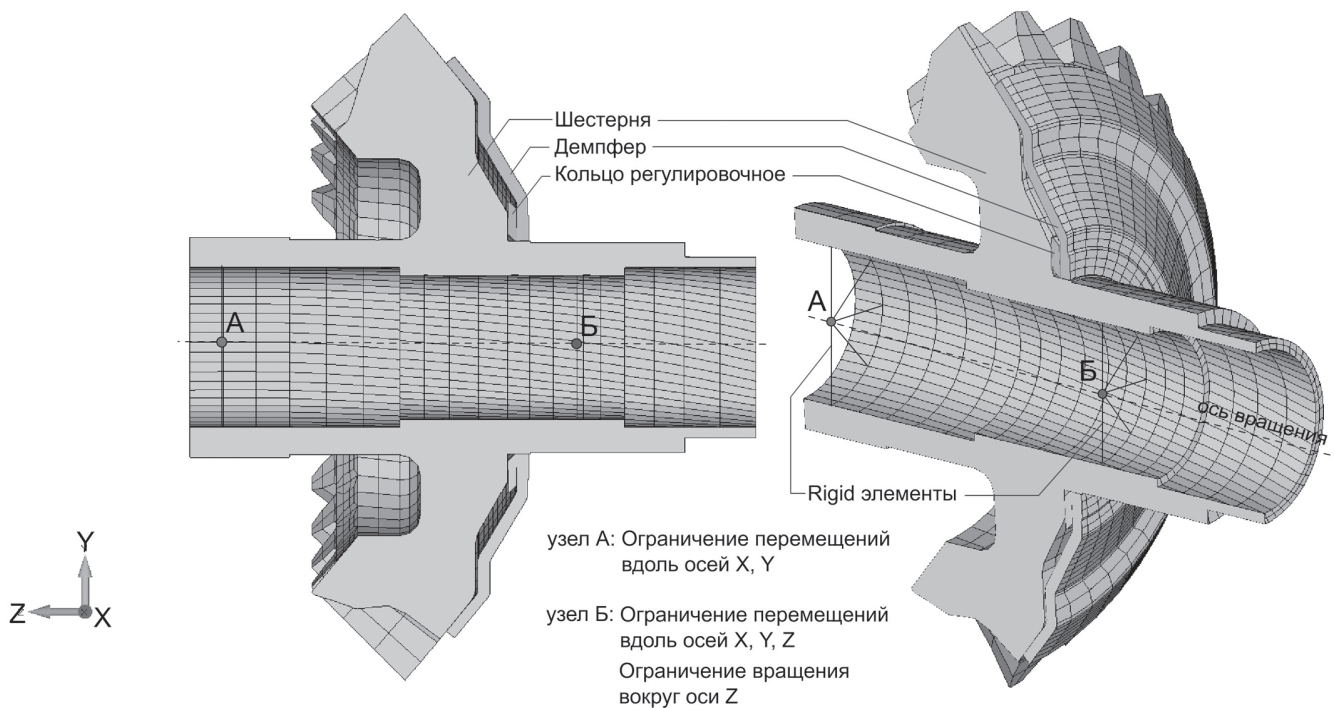


Рис. 2. Конечноэлементная модель с указанием граничных условий (показано в рассеченном виде)

мальной идеализацией и построены на основе восьмиузловых элементов первого порядка аппроксимации. Количество зубьев шестерни $z = 25$.

В используемом динамическом решателе (Sol 701) по всем поверхностям контакта учитывалось кулоновское трение. Для рассматриваемой системы для всех контактных пар был задан коэффициент трения скольжения $\mu = 0,05$ [5].

Особенностью работы рассматриваемой шестерни является достаточно высокий суммарный коэффициент перекрытия $\epsilon_\gamma = 1,66$ в зацеплении, что определяет силовое взаимодействие шестерен в паре. Для создания модели динамической нагрузки предварительно на основе нелинейной задачи МКЭ была решена задача контактного взаимодействия рассматриваемой шестерни с ответной. При этом был получен график изменения нагрузки на отдельно взятый зуб в зависимости от углового положения шестерни (изменение пятна контакта).

Угол нахождения зуба в контакте составляет $\alpha \approx 24^\circ$, или около 1/15 от полного оборота шестерни, при этом зубья вступают в работу каждые $\beta = 360/z = 360/25 = 14,4^\circ$, т.е. значительное время к шестерне приложена нагрузка сразу к двум зубьям, а не только к одному. Эта картина реализуется благодаря суммарному коэффициенту перекрытия ($\epsilon_\gamma = 1,66$).

По отношению к рассматриваемой задаче приблизительно пояснить физический смысл коэффи-

циента перекрытия можно следующим образом: если коэффициент перекрытия $\epsilon_\gamma = 1$, то это означает, что в контакте постоянно находится только один зуб, если $\epsilon_\gamma = 2$ — то два зуба. Если значение промежуточное ($\epsilon_\gamma = 1,66$), то в течение одного оборота шестерни 66% времени в контакте находится два зуба, 34% времени — один зуб.

На рис. 3 графически представлена нагрузка от трех зубьев в зависимости от угла поворота шестерни, полученная при решении задачи контактного взаимодействия двух шестерен.

Таким образом, нагрузка переходит от одного зуба к другому в направлении против вращения рассматриваемой шестерни. После завершения одного оборота и в начале следующего ситуация повторяется.

В итоге на конечноэлементной модели нагрузка на первый и каждый последующий зуб прикладывается в виде одинаковой функции в зависимости от времени, отличаясь только фазой. Время нахождения зуба в зацеплении зависит от частоты вращения шестерни.

Для нахождения частоты приложения нагрузки, приводящей к возникновению резонанса системы «шестерня-демпфер» по форме с двумя узловыми диаметрами, необходимо было определить частоту собственных колебаний сборной конструкции по интересующей форме.

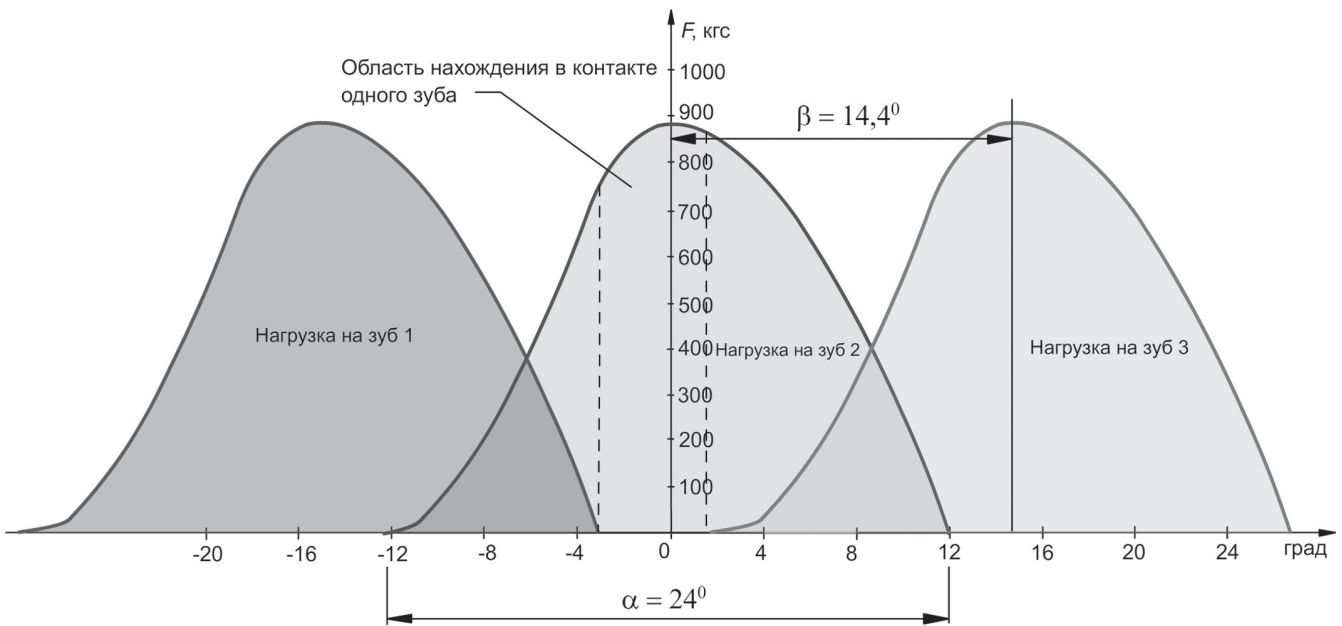


Рис. 3. Графики изменения силовой нагрузки во времени для трех произвольных зубьев

Так как традиционный модальный анализ не дает возможности вычислить собственную частоту колебаний сборной конструкции с учетом стягивающих усилий в контакте, для ее определения был разработан специальный прием с моделированием затухающих колебаний системы по интересующей форме колебаний, которые были инициированы нестационарным силовым (ударным) воздействием на систему. Идея состояла в том, что частота полученных затухающих колебаний будет соответствовать искомой собственной частоте системы.

Для моделирования ударного воздействия, вызывающего затухающие колебания шестерни по изгибной форме с двумя узловыми диаметрами, в четырех накрест лежащих точках обода шестерни была приложена импульсная нагрузка произвольной величины. В одной паре оппозитных точек сила направлена вдоль оси, в другой паре — в противоположном направлении (рис. 4). Все четыре ударных воздействия начинались в один и тот же момент времени. Длительность каждого T_i была вычислена исходя из частоты собственных изгибных

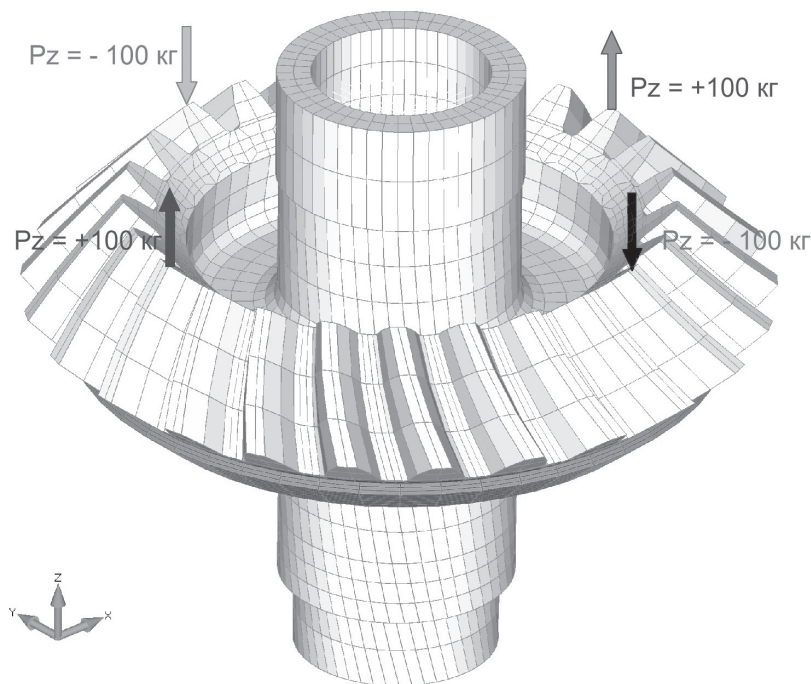


Рис. 4. Схема приложения импульсной динамической нагрузки на сборную модель

колебаний шестерни с двумя узловыми диаметрами ($f = 5847$ Гц), полученной для отдельно взятой шестерни.

На рис. 5 приведены результаты расчета отклика (перемещений) двух точек обода шестерни, расположенных на радиусе малого модуля, от действия четырех ударных нагрузок, в течение отрезка времени, охватывающего приблизительно $13T_i$. На графике хорошо виден затухающий характер колебаний, что вызвано рассеянием энергии колебаний за счет взаимного трения шестерни и демпфера по конической поверхности контакта, при этом форма колебаний соответствует изгибу с двумя узловыми диаметрами.

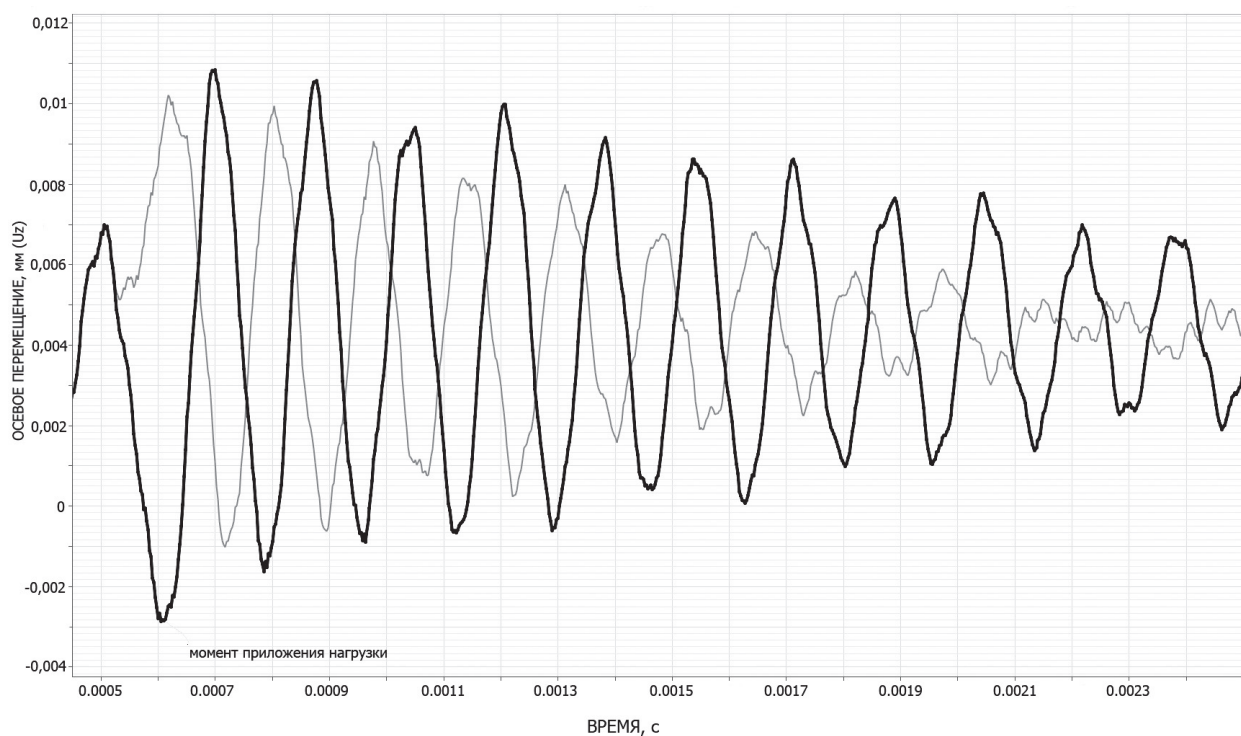


Рис. 5. Изменение осевого перемещения во времени двух точек обода шестерни после приложения ударной нагрузки

Полученная частота собственных колебаний системы ($f_{\text{сис}} = 6056$ Гц) была использована в качестве базовой для моделирования резонансного режима. Таким образом, частота колебаний системы по форме с двумя узловыми диаметрами оказалась выше, чем у отдельно взятой шестерни примерно на 3,5%.

Результаты расчета резонансных колебаний системы «шестерня-демпфер»

В случае воздействия на шестерню гармонической нагрузки для возбуждения резонансных колебаний необходимо, чтобы ее частота соответствовала собственной частоте колебаний системы. Од-

нако характер нагружения рассматриваемой шестерни в зацеплении, вследствие значительного коэффициента перекрытия, не соответствует гармоническому (см. рис. 3). В этом случае, если частота приложения такого силового воздействия на зубья будет соответствовать резонансной частоте системы, резонансные колебания не проявятся (при кратности к оборотам вращения, соответствующей количеству зубьев $z = 25$). Это подтверждается опытом тензометрирования различных конических шестерен в реальных условиях, а также при численном моделировании возбуждения резонансных колебаний.

Таким образом, для поиска резонансного режима необходимо было выполнить ряд расчетов с приложенной и изменяющейся по времени нагрузкой от зацепления, меняя в каждом расчете частоту приложения нагрузки (частоту вращения шестерни). Динамический анализ системы «шестерня-демпфер» проводился для промежутка времени, охватывающего около 20 оборотов ($t = 0,09$ с). В начальный момент расчетного времени сборная конструкция находилась в состоянии покоя. В итоге резонансный режим был найден при частоте приложения нагрузки, близкой к 23-й кратности ($f_{\text{нагр}} = 5557$ Гц). При этом реализовались колебания си-

стемы с двумя узловыми диаметрами с частотой ($f_{\text{сис}} = 6056$ Гц). То есть вследствие негармонического воздействия внешней нагрузки возбуждение резонансных колебаний системы происходит на более низкой частоте приложения внешней нагрузки. Полученный теоретическим образом факт экспериментально подтверждается в литературе, в частности наличие резонансного режима шестерни по форме колебаний с двумя узловыми диаметрами допускается с частотой, кратной $z \pm 2$ [6].

На рис. 6 приведены результаты динамического расчета в виде графика изменения осевого пере-

мещения u_z и главных напряжений в демпфере, а также в шестерне во впадине на радиусе малого модуля. Нарастание амплитуды резонансных колебаний происходит примерно в течение первых десяти оборотов, после чего амплитуда колебаний стабилизируется за счет работы сил трения при относительном скольжении контактных поверхностей шестерни и демпфера. В целом полученный уровень напряжений в шестерне при резонансных колебаниях значительно ниже предела выносливости материала, что не приведет к снижению запасов усталостной прочности при переменных напряжениях.

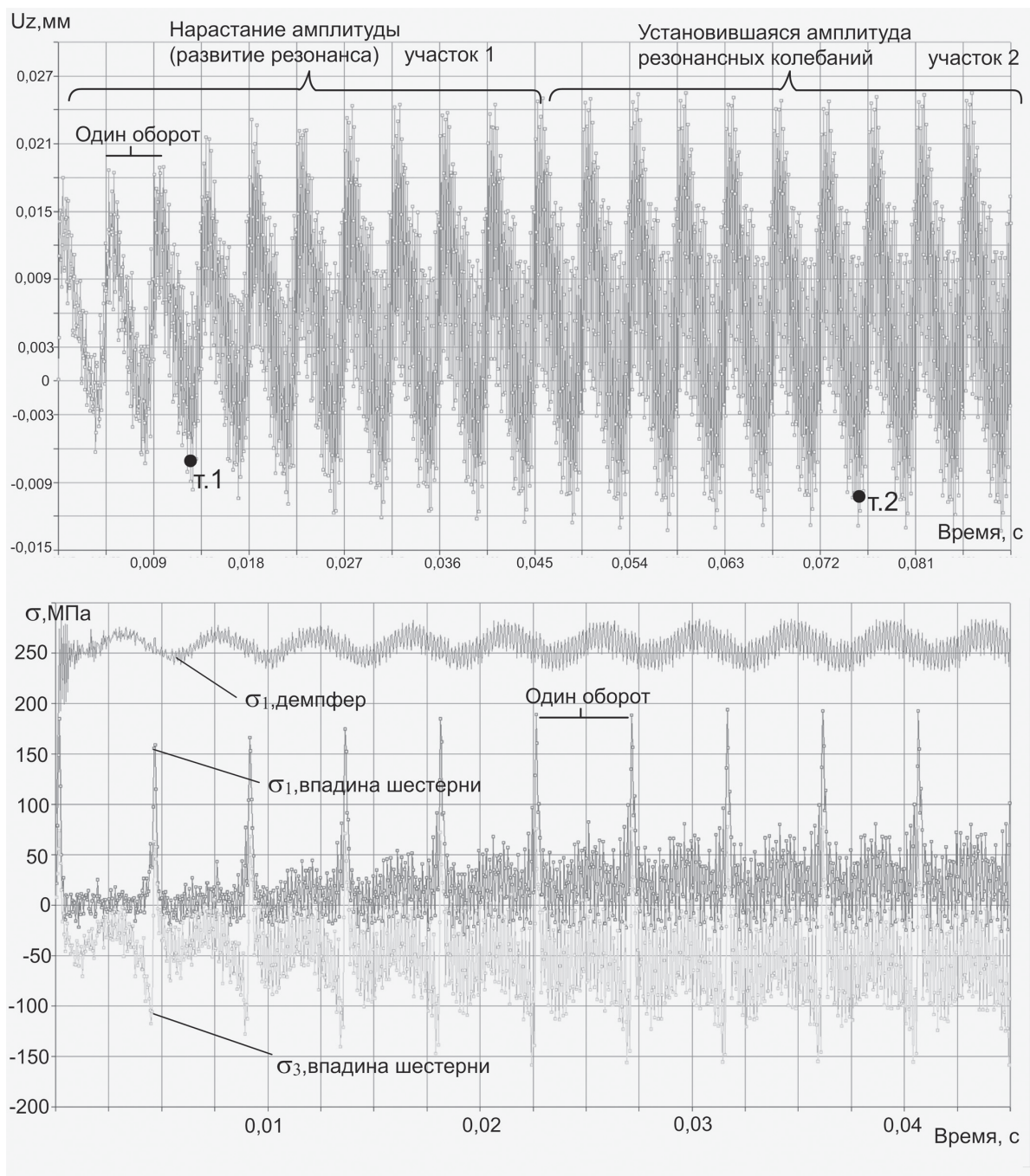


Рис. 6. Результаты динамического расчета

На рис. 6 точками 1 и 2 выделены характерные моменты времени, для которых на рис. 7 показано деформированное состояние шестерни с эпюрой распределения осевых перемещений. Из рис. 7 видно, что деформированные состояния шестерни в моменты времени 1 и 2 качественно различаются. В первом случае резонансных колебаний еще нет, а во втором — плотно шестерни испытывает деформации, соответствующие форме колебаний с изгибом с двумя узловыми диаметрами.

ней нагрузки по зубьям во времени (изменение пятна контакта);

— определение частоты колебаний системы «шестерня-демпфер» по форме с двумя узловыми диаметрами моделированием затухающих колебаний системы на основе специального расчетного приема с приложением ударной нагрузки;

— решение задачи динамики рассматриваемой системы «шестерня-демпфер» при возникновении резонансных колебаний шестерни.

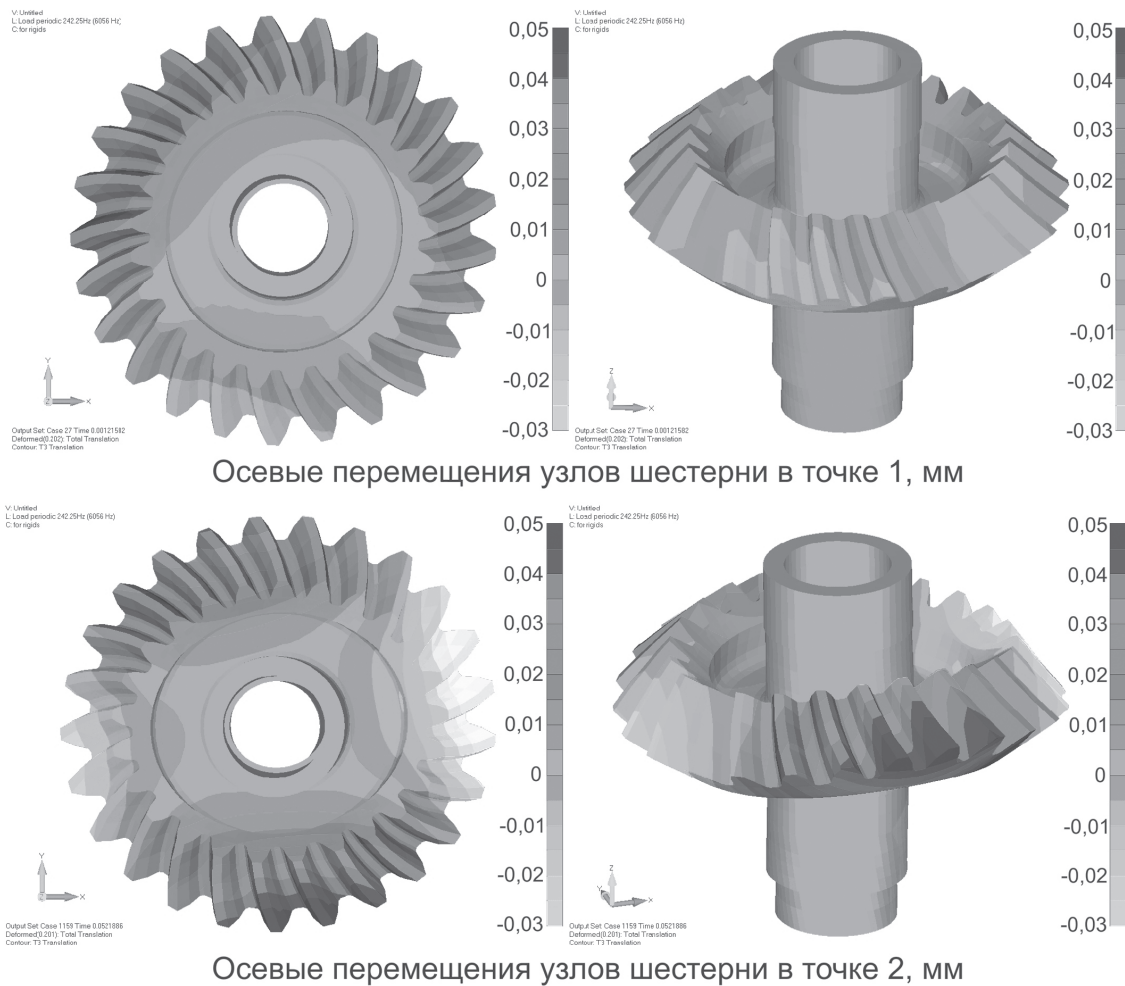


Рис. 7. Деформация шестерни в момент времени в точках 1 и 2 (вид без демпфера)

Таким образом, на основе полученных результатов можно говорить о том, что рассматриваемая экспериментальная конструкция демпфера препятствует опасному возрастанию амплитуды резонансных колебаний шестерни.

Подытожив вышеизложенное, можно отметить, что представленная методика включила в себя последовательное решение таких задач:

- определение собственных частот и форм колебаний шестерни;
- моделирование контактного взаимодействия шестерен для нахождения изменения эпюры внеш-

Выводы

В результате проделанной работы была сформирована методика, позволяющая моделировать резонансные колебания шестерен, проектировать и оптимизировать различные демпфирующие устройства, сохраняющие амплитуду колебаний системы в безопасном диапазоне. В настоящее время результаты, полученные с применением этой методики, проходят экспериментальную проверку.

Библиографический список

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / Под ред. Э.Б. Вулгакова. — М.: Машиностроение, 1981. — 374 с.
2. Зубчатые передачи: Справочник / Е.Г. Гинзбург, Н.Ф. Голованов, Н.Б. Фирун, Н.Т. Халебский; Под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, 1980. — 416 с.
3. *Кораблев А.И., Решетов Д.Н.* Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. — М.: Машиностроение, 1967. — 288 с.
4. NX.Nastran 8, Basic Dynamic Analysis User's Guide, 2012.
5. *Биргер И.А.* и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. — М.: Машиностроение, 1979. — 702 с.
6. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 1. 8-е изд. — М.: Машиностроение, 2001.

ANALYSIS OF THE EFFECTIVENESS OF THE DAMPING OF RESONANCE GEAR OSCILLATIONS BASED ON THE DYNAMIC CONTACT PROBLEM BY FEM

Vysotskii A.V., Alekseev D.N.

*Gas turbine engineering research and production center «Salyut»,
16, Budennogo av., Moscow, 105118, Russia
e-mail: kbpr@salut.ru*

Abstract

In modern conditions of engine manufacturing the high demands for quality, reliability and durability are produced to the accessory gearboxes that provide the basic systems of the engine and the aircraft. The design of the accessory gearboxes should ensure its efficiency over the entire range of engine operation, from startup to maximum mode during the entire flight, including the possible evolution of the airplane. In this regard, the design of gears in addition to providing strength characteristics of the gears is also necessary to eliminate the possibility of resonant oscillations in the operating range.

If for some reason to get rid of the resonant modes is not possible, some special damping devices are used, limiting the resonance amplitude and stress level in the gear due to the work of the friction forces and the dissipation of energy fluctuations.

Experience in the use of dampers in mechanical engineering is quite limited due to the complexity of the analytical evaluation of their effectiveness by traditional methods and difficulties in manufacturing.

After the widespread introduction of numerical methods in the design of the gears in the 90 years of the 20th century the process of detuning was conducted much more accurate and efficient, and the direction of solution of resonance damping problems was weakly developed and now emerging techniques are in the making.

Therefore, in response to emerging operational requirements in FSUE «SMC of GTE «Salut» on the basis of the finite element method (FEM) the method of estimation of efficiency of the damper in the conditions of occurrence of resonant gear oscillation was developed and tested.

The main idea of the work is the realization of the possibility of the direct simulation of resonance oscillations of «gear-damper» system taking into account the friction on the surface of the contact interaction. The paper discusses the resonance vibrations of bevel gear with circular teeth for mode with two nodal diameters.

To achieve this goal, it was decided several intermediate objectives:

1. Creation a physically correct model of dynamic loading gear with solution of the contact problem in the gearing (the definition of the contact patch change);

2. Creation a contact model of the «gear-damper» system, which is optimized in terms of accuracy and dimension to perform labor-intensive dynamic calculations;

3. Determination of the new value of the resonant frequency of the «gear-damper» system on the mode shape under consideration by solving a dynamic problem with a special impact force causing the damped oscillations of the system in the interesting mode shape;

4. Carrying out dynamic analysis of the «gear-damper» system with excitement in its resonant

oscillations, as well as the selection of the axial mounting gap on a damper that provides the necessary down force, in which there is no increase in the amplitude of resonant vibrations.

As a result of this work the new method was formed that allows to simulate the resonant vibrations of gears, to design and optimize various damping devices, preserving the amplitude of oscillation of the system to a safe level. Currently, the results of the implementation of the method was pilot-tested.

Keywords: damper, resonance, vibration frequency, contact, dynamic analysis, gear.

References

1. Vulgakov E.B. *Aviatsionnye zubchatye peredachi i reduktory* (Aviation Gear Drives and Gearboxes), Moscow, Mashinostroenie, 1981, 374 p.
2. Ginzburg E.G., Golovanov N.F., Firun N.B., Khalebskii N.T. *Zubchatye peredachi* (Gear Drives), Leningrad, Mashinostroenie, 1980, 416 p.
3. Korablev A.I., Reshetov D.N. *Povyshenie nesushchei sposobnosti i dolgovechnosti zubchatykh peredach* (The Rising of Load-carrying Capacity and Durability of Gear Drives), Moscow, Mashinostroenie, 1967, 288 p.
4. NX.Nastran 8, *Basic Dynamic Analysis User's Guide*, 2012.
5. Birger I.A. *Raschet na prochnost' detalei mashin* (Strength calculation of machine parts), Moscow, Mashinostroenie, 1979, 702 p.
6. Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya* (The Manual of Design-mechanic), Moscow, Mashinostroenie, 2001, vol. 1, 912 p.