

УДК 517.97

К.М. ЗАХАРОВА, А.А. ЦЕЛИЩЕВ
ОАО «Авиадвигатель»

ОТРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ПРИМЕНЕНИЕМ ОБЪЕМНОЙ ПОСТАНОВКИ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО АНАЛИЗА В РАМКАХ ПАКЕТА ANSYS

В данной работе проведен модальный анализ ведомого и ведущего колес конической зубчатой передачи, представленной на рис. 1, и рассмотрен возможный алгоритм анализа процесса зацепления в квазистатической постановке. По результатам модального анализа и после построения резонансных диаграмм получили, что наиболее опасные для зубчатых колес оказались четвертые и пятые собственные частоты, соответствующие им формы колебания с тремя и четырьмя узловыми диаметрами при условии вращения вала двигателя в рабочем диапазоне частот. Возникновение резонансных колебаний может привести к разрушению зубчатого колеса, которое начинается от впадины между зубьями, развивается в диафрагму и приводит к поломке шестерни. В процессе статического анализа была произведена попытка проверить подход, применяемый для расчета зубчатых передач, а именно определение НДС во впадине зубьев ведущего зубчатого колеса авиационного двигателя при приложении рабочих нагрузок. Предложенный подход не претендует на точные количественные значения и может рассматриваться как метод, который должен впоследствии сам подвергнуться тщательному анализу.

В процессе работы зубчатое колесо испытывает нагрузки как статического, так и динамического характера.

К статическим нагрузкам, точнее к нагрузкам квазистатического характера, можно отнести нагрузки от передаваемого момента. Нагрузки статического характера достаточно хорошо анализируются методами деталей машин и могут приводить к повреждению зубчатых колес в достаточно редких случаях, таких как работа колеса при кратковременных значительных перегрузках. Дефекты зубчатых колес и их валов такого рода достаточно просто устраняются путем локального усиления.

К нагрузкам динамического характера относятся нагрузки от пересопряжения зубьев колес и от вращательного движения. Такие нагрузки приводят к наибольшему числу повреждений зубчатых колес, например:

- износ контактирующих поверхностей зубьев;
- усталостные поломки зубьев;
- разрушение зубчатых колес, связанное с их динамическим поведением;
- разрушение опор зубчатых колес.

Если первые два достаточно просто анализируются методами, применяемыми при расчете деталей машин, и их устранение обычно не вызывает затруднений, то устранение последних сопряжено с рядом трудностей:

- неопределенность собственных частот и форм колебаний;

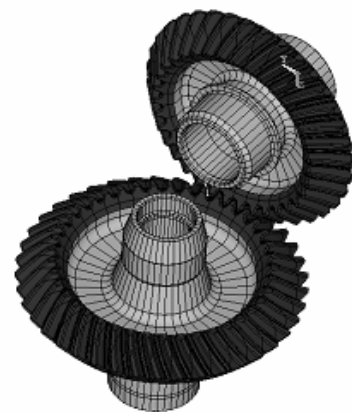


Рис. 1. Модель зубчатого зацепления

- неопределенность частот возбуждения в связи с многорежимностью работы;
- отсутствие информации об уровне динамических напряжений, возникающих при работе колеса.

При возможности возникновения резонансных режимов работы дополнительно проводится тензометрирование зубчатых колес и валов коробки приводов авиационного двигателя.

Особенно актуальной задача численного моделирования процессов зацепления зубчатых зацеплений видится при разработке главных трансмиссионных редукторов маршевых авиационных двигателей пятого и шестого поколений.

Для отработки методики расчета зубчатых зацеплений предпринята попытка разработки и верификации расчетных моделей с применением численных методов. Для этого в данной работе проведен модальный анализ ведомого и ведущего колес конической зубчатой передачи и рассмотрен возможный алгоритм анализа процесса зацепления в квазистатической постановке.

Рассматриваются два конических зубчатых колеса коробки приводов двигателя ПС-90А, находящихся в зацеплении (см. рис. 1). Зубчатые колеса изготовлены из стали ЭИ415-Ш.

Модальный анализ зубчатого колеса. Модальный анализ производится с целью определения собственных частот и форм колебаний. Результаты анализа дают возможность до изготовления определить собственные частоты и формы колебаний и в случае необходимости провести корректировку изделия или устранить нежелательные эффекты в процессе эксплуатации. При практической невозможности или затрудненности выполнения корректировки колес до их изготовления предварительное определение собственных частот и форм колебаний позволяет планировать эксперимент по тензометрированию натуральных деталей.

При вращении зубчатого колеса от зацепления зубьев в нем образуются вперед и назад бегущие упругие волны изгибных деформаций по собственным формам. При совпадении частоты зацепления с частотой прохождения одной из этих волн наступает резонанс изгибных колебаний колеса. Возникновение резонансных колебаний в теле зубчатого колеса на рабочих режимах его работы связано с неудачным выбором форм или размеров обода и диафрагмы колеса.

Численная процедура модального анализа проводилась в рамках пакета ANSYS. В ходе решения использовалась не полная модель, а ее часть (сектор), на которую были наложены дополнительные условия циклической симметрии.

Модальный анализ проводился в диапазоне частот 0–15000 Гц. Рассматривались только колебания полотен шестерен. Крутильные колебания шестерен, изгибные формы вала и смешанные формы не рассматривались.

При решении задачи в качестве допущений принято: линейно-упругое поведение материала; равная плотность материала по всему объему; материал, из которого изготовлены зубчатые колеса, изотропен.

При построении конечно-элементной модели зубчатых колес сетки были использованы элементы SOLID95, SOLID92.

В результате модального анализа получили собственные частоты колебаний:

- ведущего зубчатого колеса: 2362,3 Гц, 3564,8 Гц, 3787,6 Гц, 8337 Гц, 13975 Гц;
- ведомого зубчатого колеса: 1243,7 Гц, 2062,5 Гц, 2559,3 Гц, 6323,8 Гц, 10971 Гц.

На рис. 2 и 3 представлены резонансные диаграммы зубчатых колес. Резонансные диаграммы дают наглядное представление о границе существования резонансных частот вращения колес.

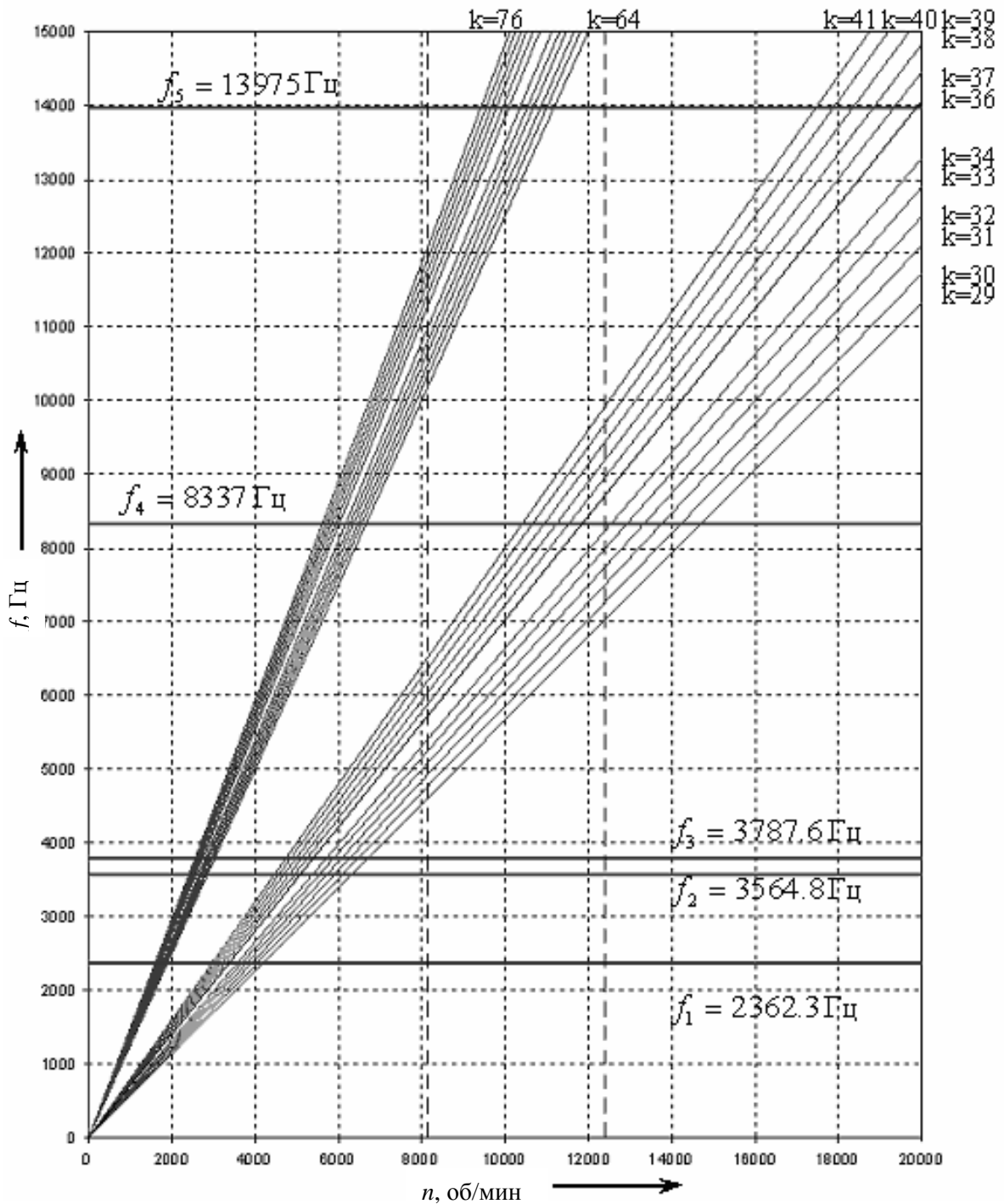


Рис. 2. Резонансная диаграмма ведущего зубчатого колеса:
 — гармоника частоты вращения колеса;
 — собственные частоты колебаний зубчатого колеса;
 - - - рабочий диапазон частот

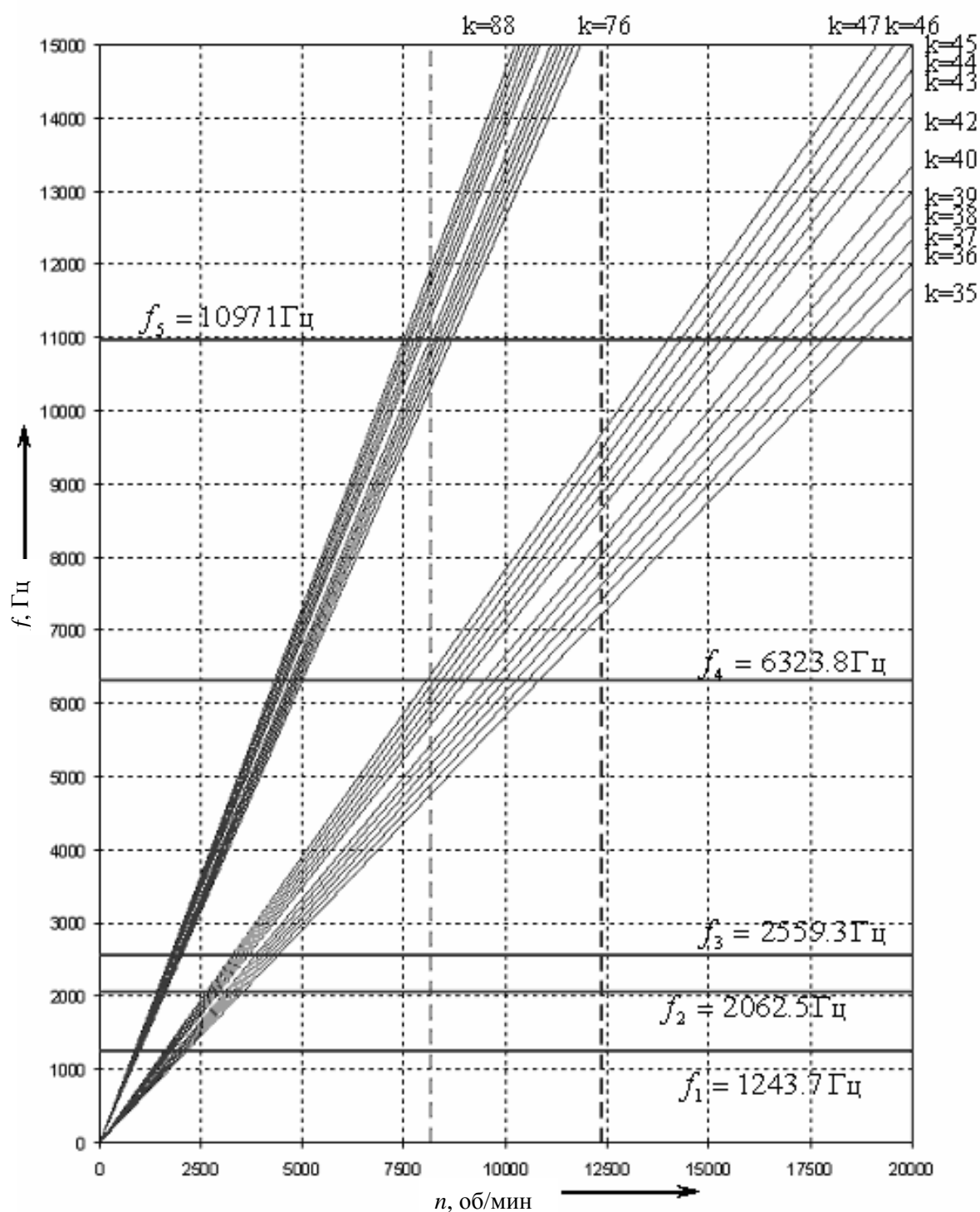


Рис. 3. Резонансная диаграмма ведомого зубчатого колеса:

- гармоника частоты вращения колеса;
- собственные частоты колебаний зубчатого колеса;
- - - рабочий диапазон частот

По результатам расчета и анализа резонансных диаграмм можно сделать выводы о собственных частотах, которые вызывают резонансные явления в зубчатых колесах при вращении вала двигателя в рабочем диапазоне частот. Рабочим диапазоном частот

вала двигателя ПС-90А является $n_{\text{вд}} = 8153,7446 \div 12369,8740$ об/мин, предельные частоты взяты как максимальная и минимальная частоты различных режимов полетного цикла.

Известно, что первый узловой диаметр является несимметричной формой и в эксплуатации, как правило, не проявляется. Колебания с узловыми окружностями не являются опасными. Из резонансных диаграмм обоих зубчатых колес видно, что форма колебаний с двумя узловыми диаметрами также не является опасной, так как соответствующая ей частота не вызывает резонансных явлений в зубчатых колесах в рабочем диапазоне частот двигателя. Также из диаграмм следует, что самыми опасными формами колебаний зубчатых колес являются колебания тремя и четырьмя узловыми диаметрами, так как соответствующие им частоты могут вызывать резонансные явления в зубчатых колесах в рабочем диапазоне частот вращения двигателя.

Таким образом, опасными формами колебаний являются формы с частотами:

- для ведущего колеса на частотах 8337 Гц, 13975 Гц;
- для ведомого колеса на частотах 6326,8 Гц, 10971 Гц.

Возникновение резонансных колебаний может привести к разрушению зубчатого колеса, которое начинается от впадины между зубьями, развивается в диафрагму и приводит к поломке шестерни.

Статический анализ зубчатого колеса. Статический анализ производится с целью определения напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции. Статический анализ дает возможность до изготовления знать возможные распределения полей деформаций и напряжений в изделии, что позволяет устранить нежелательные эффекты. Проведение статического анализа сопряжено с рядом трудностей:

- построение эвольвентной формы кругового зуба;
- учет отклонений «толщины» и погрешности шага зуба;
- учет взаимного расположения взаимодействующих зубчатых колес.

В процессе расчета выяснилось, что все эти факторы в анализе не учитывались, однако их влияние настолько значительно, что может приводить к заведомо ошибочным результатам. Поэтому в работе предложен подход, который не претендует на точные количественные значения и может рассматриваться как метод, который должен впоследствии сам подвергнуться тщательному анализу.

Численная процедура статического анализа проводилась в рамках пакета ANSYS.

При решении задачи в качестве допущений принято: линейно-упругое поведение материала; малые перемещения; материал, из которого изготовлены зубчатые колеса, изотропен.

При построении конечно-элементной модели зубчатых колес были использованы элементы SOLID95 и SOLID92. CONTA174 и TARGE170 использовались для обеспечения контакта в месте зацепления зубчатых колес.

Первоначально в работе была предпринята попытка упрощения конечно-элементной модели путем создания из части модели суперэлементов типа MATRIX50. В процессе получения решения было установлено, что в данной модели использование суперэлементов приводит к исключению контактных элементов. Результатом расчета является отсутствие контакта между ведомым и ведущим зубчатыми колесами, что привело к отказу от дальнейшего применения суперэлементов в составе данной модели.

В дальнейшем для получения решения рассматривалась исходная полная модель.

Для данной задачи расчет напряженного состояния шестерни во впадине зуба ведущего зубчатого колеса проводился при различном сочетании таких параметров, как смещения зубчатых колес в осевом направлении и угол поворота одного зубчатого колеса относительно другого при постоянном крутящем моменте. Эти параметры использовались в качестве статических и кинематических граничных условий.

Суть проводимой методики (подхода) расчета заключается в следующем.

1. Предполагаем, что напряжение во впадине зуба является функцией трех переменных (осевых смещений шестерен u_1 и u_2 и угла поворота ведомой шестерни φ), и его можно представить в виде произведения трех функций одной переменной. Функции одной переменной можно выбрать в виде $k_i x_i$, k_i – коэффициент. Следовательно, функция напряжения будет иметь вид $\sigma = k_1 u_1 \cdot k_2 u_2 \cdot k_3 \varphi$.

2. Учитывая, что каждая из переменных изменяется в строго определенных пределах, получим различные варианты задачи, которые можно разделить на 2 группы:

а) изменение угла поворота ведущего зубчатого колеса φ без осевых смещений зубчатых колес u_1 и u_2 ;

б) изменение осевых смещений зубчатых колес u_1 и u_2 при постоянном угле поворота ведомой шестерни φ .

3. Решая каждую группу задач отдельно, из первой определим угол поворота ведомой шестерни, как соответствующий максимальным напряжениям во впадине зуба. Полученное значение угла поворота ведомой шестерни используется в качестве постоянного значения при решении второй группы задач.

4. Далее определяем неизвестные коэффициенты k_i . Так как в общем случае функция напряжения является нелинейной, то невозможно определить коэффициенты из решения системы линейных уравнений. Коэффициенты k_1 и k_2 можно определить подбором, приняв величину $k_3 \varphi$ в качестве константы.

В процессе статического анализа была предпринята попытка проверить подход, применяемый для расчета зубчатых передач, а именно: определить НДС во впадинах зубьев ведущего колеса авиационного двигателя при приложении рабочих нагрузок.

При статическом анализе зубчатого зацепления необходимо учитывать, что помимо корректного учета эвольвентной формы зуба функция напряженности (вне зависимости от компонент) зависит:

- от «разношаговости» зуба;
- от технологических отклонений толщин зубьев;
- от взаимного расположения колес;
- от передаваемой нагрузки;
- от частоты вращения колес.

Значимость влияния этих факторов должна быть проверена дополнительно.

Получено 01.05.2009.