

УДК 621.833:621.452.3:629.735.45-585:517.962.1:531.78

**В.М. АНАНЬЕВ¹, В.В. ГОЛОВАНОВ¹, А.А. ГАЛЕМИН², В.С. КАЛЕНСКИЙ¹,
А.А. ЗЕМСКОВ¹**¹ ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Россия;² ОАО «МВЗ им. М.Л. Миля», Россия**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА
РЕЗОНАНСНОГО СОСТОЯНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
ПРИВодОВ АГРЕГАТОВ ГТД И ВЕРТОЛЕТОВ**

Приводы авиационных двигателей и вертолетов обеспечивают их жизнедеятельность и выход привода из строя может привести к летному или чрезвычайному происшествию. Одной из причин разрушения зубчатых передач приводов ГТД и агрегатов трансмиссии вертолетов являются резонансные колебания, вызванные динамическими нагрузками в зацеплении зубчатых колес. Расчетно-экспериментальным исследованием показано, что наиболее эффективным методом определения частот собственных колебаний зубчатых колес является метод конечных элементов (МКЭ), на основании результатов которого можно оценить возможность их резонансных колебаний в рабочем диапазоне частот вращения. Приводятся результаты тензометрирования и виброметрирования зубчатых колес конической передачи вертолетного редуктора, полученные с использованием разработанной ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» программной «Системы мониторинга технического состояния роторных машин». Показана идентичная зависимость сигналов тензодатчиков и вибродатчиков от динамического состояния зубчатой передачи, что позволяет использовать вибродиагностику для оценки технического состояния передачи в эксплуатации.

Двигатель, вертолет, редуктор, зубчатые передачи, конечные элементы, тензометрирование, виброметрирование

Введение

Жизнедеятельность двигателя обеспечивают агрегаты, расположенные на коробке двигательных агрегатов (КДА), которая приводится от ротора компрессора высокого давления (КВД) посредством зубчатых передач, состоящих из цилиндрических и конических зубчатых колес. Частоты вращения роторов КВД двигателей самолетов изменяются в широком диапазоне от малого газа до максимального взлетного режима, поэтому вероятность работы конической передачи в резонансном режиме чрезвычайно высока, учитывая высокие значения частот вращения роторов КВД от 8000 до 45000 об/мин. Ближе к этому диапазону подходят частоты вращения угловых передач приводов от двигателей к главному редуктору вертолета. Определению собственных частот зубчатых колес на этапе проектирования уделяется мало внимания, поэтому появление поломок от резонансных колебаний является неожиданностью. Задача оценки возможности резонансных колебаний диафрагм зубчатых колес приводов является актуальной и тесно связана с обеспечением надежности авиационной техники.

1. Резонансные колебания шестерен

Характерной особенностью конструкции конических зубчатых колес, влияющей на их возбуждаемость, являются осевые силы в зацеплении, которые вызывают колебания обода и диафрагмы по собственным частотам и формам. При совпадении одной из собственных частот с частотой пересопряжения зубчатой передачи в рабочем диапазоне частот вращения возникают резонансные колебания колес [1].

Резонансные колебания конических, а иногда и сидящих на одном с ними валу цилиндрических зубчатых колес, возбуждаются зубцовыми гармониками и их боковыми составляющими, которые образуют назад и вперед бегущие волны деформаций с частотой

$$f = \frac{n \cdot (k \cdot z \pm i)}{60}, \quad (1)$$

где k – номер зубцовой гармоники;
 z – число зубьев колеса;
 $i = 1, 2, 3, \dots$ – число упругих волн деформаций на колесе (число узловых диаметров),
 $i = 0$ соответствует зонтичной форме;

n – частота вращения колеса, об/мин;
знаки « \pm » соответствуют волнам деформации: « $+$ » – назад бегущей, « $-$ » – вперед бегущей волне.

Величина амплитуды резонансных колебаний конических и цилиндрических зубчатых колес зависит как от особенностей их конструкции, так и от качества изготовления и сборки. Поэтому при разработке конструкции зубчатого колеса уже на стадии эскизного проекта необходимо оценить вероятность резонансных колебаний и отстроиться от них, а также принять меры по снижению динамических нагрузок в зацеплении, возбуждающих резонансные колебания.

На практике встречались случаи резонансных колебаний зубчатых колес приводов и величина их уменьшалась как за счет встраивания демпфера колебаний, так и за счет изменения конструкции зубчатого колеса. Демпфер применялся наиболее часто.

Например, в ведомом коническом колесе центрального привода ГТД АЛ-31 при остром резонансе с частотой $f = 6680$ Гц по форме с 3-мя диаметрами замеренный уровень переменных напряжений составлял $\sigma = \pm 150$ МПа. С помощью установки тарельчатого демпфера напряжения снизились до $\sigma = \pm 13$ МПа.

В коническом колесе центрального привода двигателя РД-33 при резонансе с частотой $f = 8530$ Гц по форме с 4-мя диаметрами замеренный уровень переменных напряжений составлял $\sigma = \pm 232$ МПа. Усиление обода и установка кольцевого демпфера позволили снизить напряжения до $\sigma = \pm 31$ МПа.

В приводе двигателя АИ-222 устранили резонансные колебания цилиндрического колеса центрального привода изменением конструкции колеса.

Во всех случаях на рост переменных напряжений существенное влияние оказывало качество изготовления и сборки передачи.

Для существующих конструкций агрегатов трансмиссий вертолетов характерными особенностями являются достаточно высокая жесткость конических зубчатых колес и сравнительно низкие частоты их вращения. Вследствие этого, области резонансных колебаний зубчатых колес находятся выше рабочих диапазонов частот вращения и, как правило, отсутствуют связанные с резонансами дефекты. Поэтому, чрезвычайно сложные расчетные и экспериментальные работы по оценке возможности резонансных колебаний конических зубчатых колес агрегатов трансмиссии вертолетов не проводились.

В новых конструкциях трансмиссий вертолетов для изменения направления передачи мощ-

ности от двигателя к главному редуктору устанавливаются угловые конические редукторы, частоты вращения валов которых сравнимы с приводами двигателей ($n > 8000$ об/мин). И, хотя диапазон изменения частоты вращения свободной турбины вертолетных двигателей сравнительно небольшой, возможно попадание в зону резонансных колебаний. Ниже приводятся результаты расчетно-экспериментального исследования такого случая.

На рис. 1 представлена ускоряющая неортогональная коническая передача, состоящая из зубчатых колес с круговыми зубьями z_{35} и z_{33} , частота вращения шестерни $n_{33} = 8062$ об/мин.

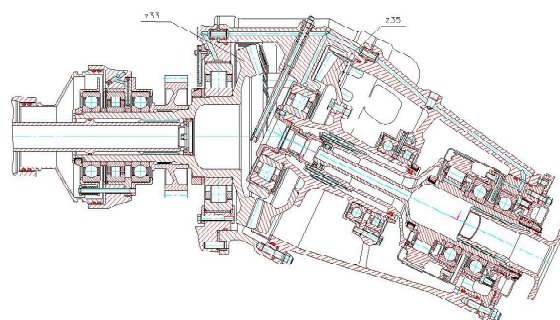


Рис. 1. Коническая передача

Один редуктор наработал на стенде около 1000 часов, а при испытании второго экземпляра произошла поломка шестерни z_{33} , которая повторилась при следующих испытаниях.

2. Расчет частот собственных колебаний МКЭ

Для установления причины поломки был проведен комплекс мероприятий, в том числе расчет частот собственных колебаний шестерни МКЭ. Для расчета использовалась конечно-элементная система NASTRAN. При расчете собственных частот и форм колебаний шестерни z_{33} было принято допущение о необходимости определения колебаний только диафрагмы с зубчатым ободом шестерни. Это позволило значительно упростить задачу, так как не было необходимости моделировать вал шестерни. В качестве расчетной модели был взят фрагмент, содержащий один зуб обода и соответствующий сегмент диафрагмы (рис. 2).

Были наложены условия циклической симметрии (на узлы конечных элементов, связанные условием циклической симметрии). Исходя из условий работы и принятых допущений, были наложены граничные условия: запрещено перемещение по всем степеням свободы в месте отсечения ступицы от вала шестерни.

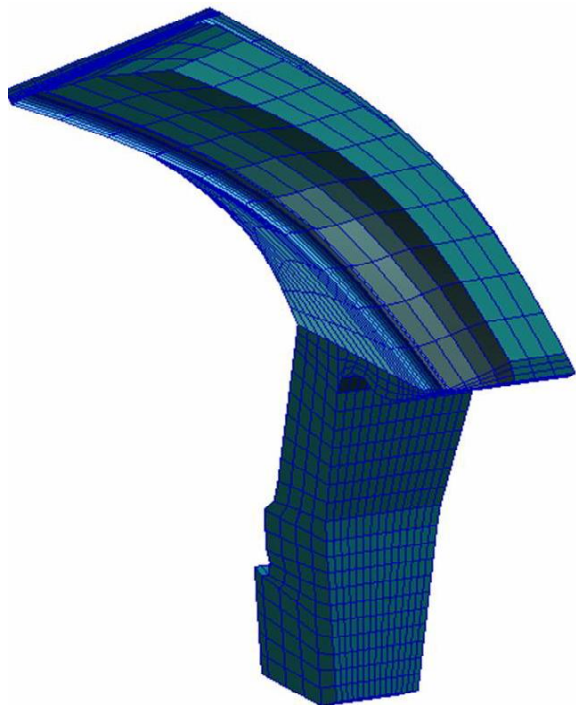


Рис. 2. Модель МКЭ и ее разбиение

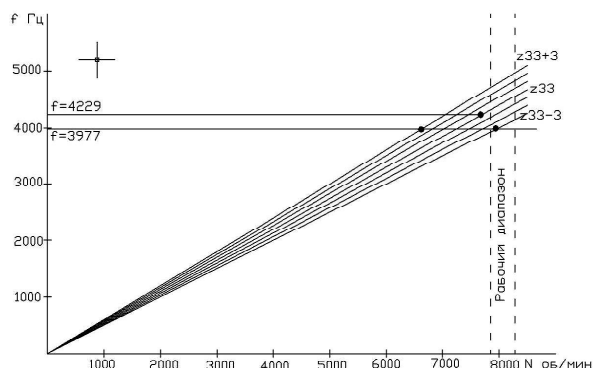


Рис. 3. Резонансная диаграмма

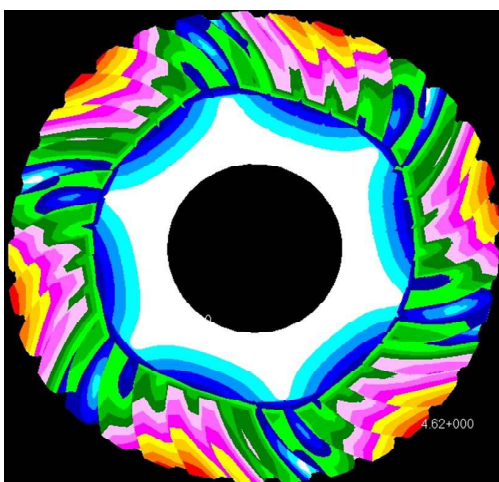


Рис. 4. Форма колебаний 3D

Расчет выявил возможность резонансных колебаний шестерни в рабочем диапазоне частот вращения с собственной частотой $f_c = 3977$ Гц (рис. 3) по 3-м узловым диаметрам (рис.4) при возбуждении первой гармоникой зубцовой частоты конической передачи.

3. Экспериментальное исследование резонанса

Для подтверждения возможности резонансных колебаний было проведено тензометрирование и виброметрирование шестерни z33 в составе редуктора на стенде. Для этого диафрагма шестерни была препарирована тензодатчиками около впадин зубьев в радиальном и окружном направлениях и на редукторе установлены вибродатчики. Во время эксперимента сигналы снимались с 6-ти тензодатчиков через токосъемник, а также с вибродатчика и датчика частоты вращения, одновременно.

Запись сигналов тензометрирования шестерни проводилась на нескольких режимах нагружения, от крейсерского до максимального взлетного, при плавном изменении частоты вращения вала несущего винта от малого газа до 100% и обратно при постоянной нагрузке, соответствующей режиму испытания.

3.1 Методика обработки результатов тензометрирования

При обработке результатов тензометрирования и виброметрирования шестерни была использована разработанная ЦИАМ программная «Система мониторинга технического состояния роторных машин», которая представляет собой набор программных инструментов для просмотра и обработки сигналов динамических процессов.

При обработке сигналов тензорезисторов методом следящего анализа в качестве привязки к частоте вращения валов использовался канал оборотов. Аппроксимация преобразования Фурье разложением в ряд Фурье представлена набором узкополосных фильтров с шириной полосы, равной величине, обратной длительности обрабатываемой реализации (выборки), в данном случае – длительности оборота интересующего вала. При этом максимумы чувствительности этих фильтров будут расположены на частотах, кратных величине, обратной длительности обрабатываемой выборки, т.е. на частотах, кратных частоте вращения вала. При обработке сигнала во временной области практически невозможно добиться совпадения максимума чувствительности этих фильтров с частотами, кратными частоте вращения вала. Этим объясняется разница в результатах, полученных разными методами обра-

ботки: следящим анализом и спектральным анализом.

При построении графиков зависимости амплитуд максимальных суммарных напряжений и максимальных напряжений в обode шестерни с частотой колебаний по собственной форме от времени записи был использован метод следящего анализа.

3.2 Результаты тензометрирования

На рис. 5 приведены графики изменения амплитуд суммарных переменных напряжений с тензодатчика (в) при изменении частоты вращения (а) в функции времени за испытание на одном режиме. На графиках отражены всплески напряжений на резонансных частотах.

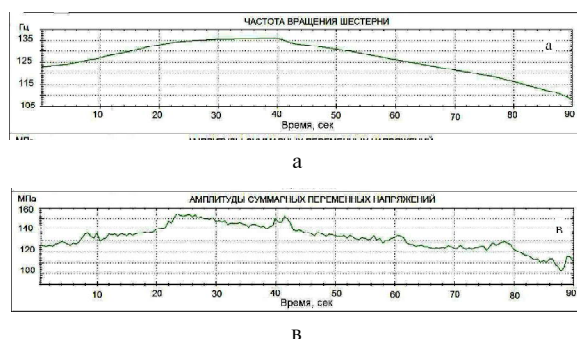


Рис. 5. Изменение амплитуд сигналов: а) частоты вращения; в) тензодатчиков

На рис. 6 представлены фрагменты сигналов с тензодатчиков: а) вне резонансной зоны, в) на резонансной частоте.

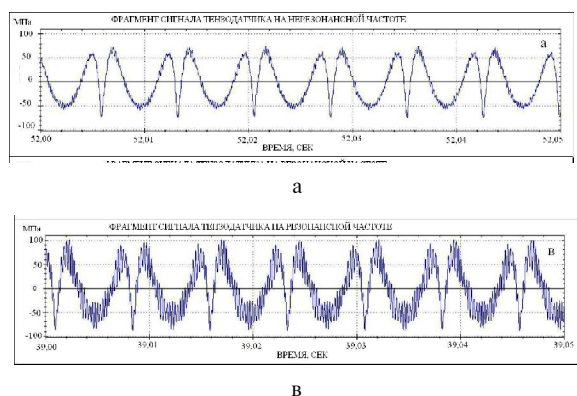


Рис. 6. Фрагменты сигналов с тензодатчиков

Обработкой тензосигналов методом следящего анализа показано изменение амплитуд напряжений на частотах, равных -3-ей (рис. 7а) и +3-ей (рис. 7в) боковым гармоникам зубцовой частоты, которые при резонансе соответствовали вперед ($f_{z-3} = 30$ имп./об.) и назад ($f_{z+3} = 36$ имп./об) бегущим волнам колебаний от зацепления шестерни.

Из сравнения сигналов на рис. 5 и рис.7 видно синхронное изменение по времени амплитуд напряжений, связанных с резонансными колебаниями шестерни.

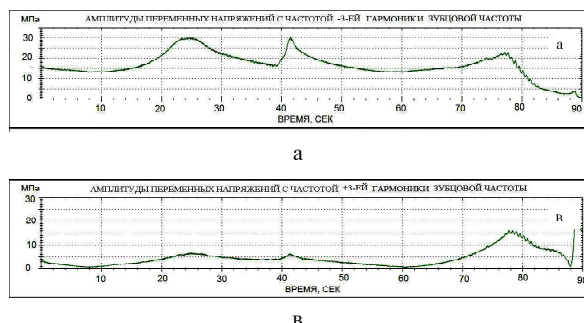


Рис. 7

Из графиков рис. 7 определялись максимальные значения резонансных составляющих динамических напряжений в шестерне.

Кроме следящего анализа проводился спектральный анализ путем разложение тензосигналов по спектрам. Примеры анализа для фрагментов, приведенных на рис. 6., показаны на рис. 8, из которых видно значительное возрастание амплитуды на резонансной частоте $f_{z-3} \approx 4000$ Гц. На рис. 8 показаны также оборотная и кратные ей составляющие, определяющие напряжения от деформации шестерни под нагрузкой в зацеплении.

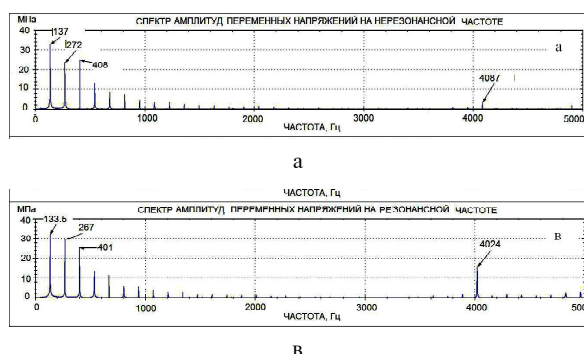


Рис. 8. Спектральный анализ тензосигналов. а) вне резонанса, в) на резонансе

3.3 Результаты виброметрирования

Одновременно с тензометрированием конической передачи проводилось измерение вибраций на корпусе редуктора, чтобы определить возможность оценки динамического состояния передачи на рабочих режимах по результатам виброметрирования.

На рис. 9 показано сравнение графиков амплитуд напряжений, полученных методом следящего анализа, и виброускорений, записанных одновременно.

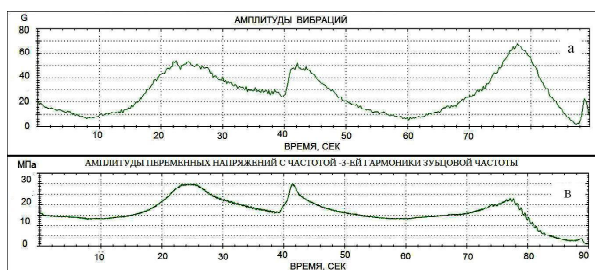


Рис. 9. Записи вибро- и тензосигналов.
а) вибросигнал, в) тензосигнал

Из сравнения сигналов видно их синхронное изменение, что дает возможность оценивать динамическое состояние конической передачи на резонансных режимах по уровню вибраций.

Заключение

На всех режимах отмечено увеличение амплитуд переменных напряжений и вибраций на ободе конической шестерни, соответствующее назад и вперед бегущим волнам деформации.

Резонансный диапазон частот вращения исследуемой шестерни, определенный в результате тензометрирования, отличается от резонансной частоты, определенной расчетом МКЭ, на ≈ 100 об/мин, т.е. не более чем на 1.5%, что говорит о хорошей точности расчета по МКЭ.

Величина напряжений в шестерне от резонансных колебаний в рабочем диапазоне частот вращения по собственной 3-х диаметальной форме с частотой f_{z-3} , составляет до 20% от суммарных динамических напряжений и зависит от динамических нагрузок в зацеплении конической передачи.

Одновременное проведение тензометрирования и виброметрирования показало, что результаты виброметрирования могут быть использованы для диагностики динамического состояния зацепления в рабочем диапазоне частот вращения, в том числе и на резонансных режимах.

Примененная для обработки тензо и вибросигналов программная «Система мониторинга технического состояния роторных машин» обработки может быть применена Разработчиками и Изготовителями авиационной техники при доводке, испытаниях и эксплуатации.

Перечень ссылок

1. Зубчатые передачи и редукторы: Справочник/Под ред. Э.Б.Вулгакова. -М.: Машиностроение. 1981.-374с.

Поступила в редакцию 01.06.2010 г.

V.M. Ananyev, V.V. Golovanov, A.A. Galemin, V.S. Kalensky, A.A. Zemskov

DESIGN-EXPERIMENT ESTIMATION OF GEAR DRIVE RESONANCE STATE IN GAS TURBINE ENGINES AND HELICOPTERS ACCESSORIES

Приводи авіаційних двигунів і вертольотів забезпечують їх життєдіяльність і вихід приводу з ладу може спричинити льотний або надзвичайний випадок. Однією з причин руйнування зубчастих передач приводів ГТД і агрегатів трансмісії вертольотів є резонансні коливання, спричинені динамічними навантаженнями у зачепленні зубчастих коліс. Розрахунково-експериментальним дослідженням показано, що найбільш ефективним методом визначення частот власних коливань зубчастих коліс є метод скінченних елементів (МСЕ), за результатами якого можливо оцінити їх резонансні коливання в робочому діапазоні частот обертання. Наведено результати тензометрування і віброметрування зубчастих коліс конічної передачі вертолітного редуктора, отримані із використанням розробленої ФДУП «ЦАМ ім. П.І. Баранова» програмної «Системи моніторингу технічного стану роторних машин». Показано ідентичну залежність сигналів тензодатчиків і вібродатчиків від динамічного стану зубчастої передачі, що дозволяє використати вібродіагностику для оцінки технічного стану передачі в експлуатації.

Двигун, вертоліт, редуктор, зубчасті передачі, скінченні елементи, тензометрування, віброметрування

The drives of aviation engines and helicopters provide their serviceability therefore drive failure can cause a flight or emergency accident. Resonance is one of the reasons of drive gears damage in turbine engine and helicopter transmission caused by dynamic loads in gear meshing. Design-experiment research shows that the finite element method is the most effective in determination of gears natural oscillation frequencies. Based on this method results the possibility of gear resonance in rotational speed operation range can be estimated. The paper presents the strain-gauging and vibration measuring results of helicopter gearbox spiral bevel gearing obtained due to "Health and Usage Monitoring (HUM) systems for helicopter" developed by CIAM. Identical dependence of strain gauge and vibration sensor signals against dynamic state of gearing, shown in the paper, allow to use vibration diagnostics for estimation of gearing technical state in operation.

Engine, helicopter, gearbox, gearings, finite elements, strain-gauging, vibration measuring