

В.Н. Журавлёв, А.Б. Единович, А.В. Папчёнков

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ КИНЕМАТОМЕТРИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Аннотация. Решена задача эксплуатационной кинематометрии зубчатых передач газотурбинных двигателей. Разработана и апробирована математическая модель, параметры которой чувствительны к величине линейной деформации каждого зуба шестерни и скорости перемещения материала зуба в процессе деформации. Результаты экспериментальных исследований позволяют прогнозировать адекватность математической модели не хуже 0,9.

Ключевые слова. Зубчатые передачи, кинематическая погрешность, математическая модель.

1. Введение. Постановка задачи

В настоящее время авиационная техника в значительной степени эксплуатируется по стратегиям управления ресурсом, учитывающим ее техническое состояние. Однако, вследствие как случайных воздействий, так и факторов, связанных с недостаточным соответствием условий испытаний и эксплуатации, невозможно исключить вероятность дефектов, которые могут привести к отказам в полете. В связи с этим значительно возрастает роль диагностики и прогнозирования состояния авиационной техники, которая находится в эксплуатации.

Одними из эффективных средств технического диагностирования наиболее напряжённых узлов – зубчатых передач газотурбинных двигателей (ГТД) и вертолетных редукторов, являются вибродиагностические методы. Традиционные модели вибрационной диагностики редукторов преимущественно работают в пространстве частот и основываются на спектральном разложении сигналов с информационным анализом амплитудного спектра преобразования Фурье [1]. При интегрировании информационного сигнала на интервале длительности окна анализа проявляется недостаточная чувствительность спек-

тральных моделей к сигналам зарождающихся дефектов зубьев, которые имеют малую амплитуду и большую скважность, что затрудняет идентификацию эксплуатационных дефектов зубчатых передач. Этим недостатком, в меньшей степени, обладают статистические методы обработки, применяемые для анализа в пространстве времени дефектов шестерён главных редукторов вертолётов [2]. Общеизвестно, что одним из перспективных направлений является метод анализа кинематической погрешности [3], однако его применение в режиме эксплуатации ГТД ограничено конструкторско-технологическими сложностями.

Таким образом, важной и актуальной задачей современного двигателестроения является разработка новых и модификация существующих математических моделей диагностирования зубчатых передач [4], позволяющих более надёжно выделить в вибрационном сигнале признаки отклонения характеристик деталей редуктора от штатного состояния и позволяющих дополнить автоматическую систему анализа технического состояния зубчатых передач ГТД пятого и шестого поколений.

2. Состояние вопроса диагностирования зубчатых передач ГТД

Функция динамической кинематической погрешности зацепления может определяться путем прямого измерения, например, тензометрированием или кинематометрированием зубьев, так и косвенным измерением, например, вибрографированием. Прямое тензометрированием, с одной стороны, может дать наиболее точную картину нагружения зуба, но с другой стороны имеет ряд недостатков, ограничивающих применение этого метода. В первую очередь, это – значительная трудоемкость подготовительных работ, что не дает возможности произвести экспресс-анализ работы произвольной передачи и, тем более, в эксплуатационном режиме ГТД.

Вибрографирование зубчатых передач, до последнего времени, является наиболее распространенным методом контроля и диагностики, однако, существующие методики не дают достоверной картины состояния передачи, особенно картины контактного взаимодействия зубьев. Кроме того, при работе передачи в составе, например, авиационного двигателя или вертолетного редуктора на вибросигнал, создаваемый зубчатой передачей, накладываются сигналы от других ис-

точников: роторов, лопастных машин, подшипников, что значительно усложняет выделение и обработку полезной информации.

Как альтернативу вибрографированию было предложено кинематометрирование зубчатых передач при штатной работе двигателя. Поскольку кинематометрирование передачи производится при эксплуатационной нагрузке, то, соответственно, все параметры зацепления определяются с учетом деформации всех элементов передачи. Недостатком традиционной кинематометрии является необходимость применения высокоточных датчиков частоты и фазы вращения ротора, что в условиях реальных ГТД не всегда возможно. В связи с этим, кинематометрирование используется пока только при доводке передач, обычно параллельно с тензометрированием.

3. Анализ физической модели девиаций энергии пересопряжения зубчатых пар. Математическая модель сигнала кинематометрии зубчатых передач

Рассмотрим основные источники сигнала акустической эмиссии $s_{vz}(t)$ возбуждения вибрации зацепления зубчатой пары при стационарном режиме работы двигателя. На собственные сигналы зубчатой пары $s_z(t)$ воздействуют сигналы генератора энергии (камеры сгорания) $s_{in}(t)$ и сигналы изменения приемника энергии (нагрузки) $s_{out}(t)$. Сигнал вибраций в зоне зацепления зубчатой пары равен суперпозиции этих сигналов: $s_{vz}(t) = s_z(t) + s_{in}(t) + s_{out}(t)$. Основные составляющие входного сигнала, это: дисбаланс и девиация скорости вращения ротора свободной турбины $s_r(t)$, дисбаланс колёс турбины и процессов прохождения лопатками температурных пятен $s_{tr}(t)$, пульсации газового потока камеры сгорания $s_{kz}(t)$, инициированные системой управления, и некоррелированные шумы $s_{sh1}(t)$. Основные составляющие нагрузки: динамические изменения под действием изменения плотности атмосферы $s_{at}(t)$, управление углом лопастей воздушного винта $s_{vv}(t)$ и некоррелированные $s_{sh2}(t)$ шумы. Особо отметим сигналы кратковременных резонансов деталей $s_{res}(t)$, которые могут возникать во время переходных процессов адаптации перечис-

ленных сигналов к возмущающим воздействиям. В результате имеем суммарный сигнал акустической эмиссии вибраций:

$$\vec{s}_{vz}(t) = \vec{s}_z(t) + \vec{s}_r(t) + \vec{s}_{tr}(t) + \vec{s}_{kz}(t) + s_{sh1}(t) + \vec{s}_{at}(t) + \vec{s}_{vv}(t) + s_{sh2}(t) + \vec{s}_{res}(t) \quad (1)$$

Будем понимать, что все сигналы виброакустической эмиссии энергии (1), кроме сигналов шума, представляют собой векторы, вращающиеся в трехмерном пространстве со своими амплитудами и круговыми частотами. На теоретическом этапе исследований невозможно определить сигнал кратковременных резонансов $\vec{s}_{res}(t)$ на переходных режимах. Этот сигнал идентифицируются на этапе стендовых испытаний. Скалярное представление для i – го сигнала гармонической модели:

$$s_i(t) = A_i(t) \sin[\omega_i(t)t + \varphi_i(t)], \quad (2)$$

где: $A_i(t)$ – амплитуда, $\omega_i(t)$ – круговая частота (рад/сек), $\varphi_i(t)$ – начальная фаза, измеренная относительно фазы некоторого опорного сигнала.

Суммарный сигнал акустической эмиссии вибраций (1) в виде суперпозиции сигналов (2) распространяется по элементам конструкции двигателя, имеющих комплексную передаточную функцию $\dot{k}(\omega)$ и идентифицируется датчиком вибраций. Датчик выполняет функцию преобразователя перемещения в напряжение с весовой функцией $g(\omega, t - \tau)$. Аналоговый выходной сигнал датчика можно представить в виде:

$$s(\omega, t) = \dot{k}(\omega) \int_{\tau} s_{vz}(t) g(\omega, t - \tau) d\tau, \quad (3)$$

Требования к параметрам датчика и аналого-цифрового преобразователя в анализируемых приложениях являются отдельной задачей, которая будет рассмотрена в следующих статьях.

В приложении к авиационным редукторам традиционно [3] предполагается, что зубья, которые перекатываются по эвольвенте профиля поверхности, не создают существенных локализаций контактных нагрузок, и сигнал собственно зубцовых вибраций $s_z(t)$ (2) описывается гармонической моделью $s_z(t) = A \cos(\omega_z t + \varphi_0)$, где: A – амплитуда колебаний виброперемещения, ω_z – круговая зубцовая частота, φ_0 – в общем случае начальная фаза. Зубцовая частота опреде-

ляется по известному выражению: $\omega_z = \frac{\omega_r}{60} N_z$, где: ω_r – круговая роторная частота (об/мин), N_z – количество зубьев шестерни. Как ограничение модели принимается, что роторная частота постоянна $\omega_r = const$ (2), вследствие этого постоянна и зубцовая $\omega_z = const$ частота. Редуцируемый момент не изменяется во времени $A_z = const$ (1), начальная фаза принимается равной нулю $\varphi_0 = 0$. Дополним анализ физического процесса передачи крутящего момента парой зубьев и параметров поверхностей с максимальной контактной нагрузкой [3] (рис. 1).

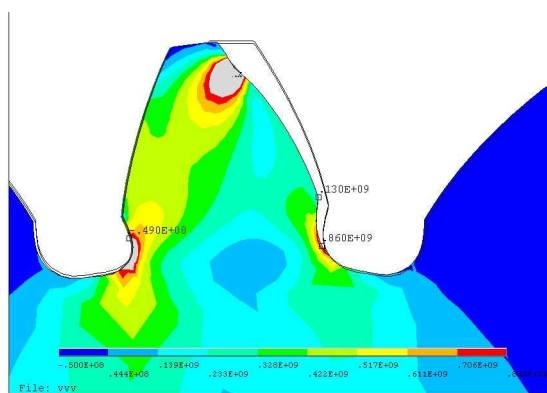


Рисунок 1 - Динамические нагрузки процесса передачи крутящего момента зубом шестерни. В цветовой гамме выделены точки максимальной нагрузки и удельное давление в H/m^2

В течение одного цикла перезацепления жесткость пары зубьев, участвующих в передаче крутящего момента, изменяется несколько раз, при этом происходит изгибная деформация зубьев в упругой области с соответствующим изменением шагов зацепления. Это, в свою очередь, может привести к пластической деформации в зоне двухпарного зацепления (выделенный объем на вершине зуба на рис. 1). Одновременно с зубом деформируются: вал (кручение), шлицевые соединения вала и детали подшипников опор(изгиб). В процессе деформации в течение времени фронта нарастания деформации t_ϕ происходит изменение мгновенной частоты $\Delta\omega_z(t), t \in t_\phi$, что приводит к изменению кинетической энергии деталей узла шестерни и её привода (вал со шлицами и подшипники опор вала) $\Delta E_\omega = J\Delta\omega_r^2/2$, где J – момент инерции деталей узла шестерни, и инициирует момент им-

пульса $M = J\Delta\omega_r$. Последний порождает импульс вибрации $\vec{P} = m\langle\Delta\vec{v}\rangle$ с энергией $\Delta E_v = m\langle\Delta v\rangle^2 / 2$, где: m – активная масса деталей узла шестерни, $\langle v \rangle$ – усреднённая на интервале $t\phi$ скорость деформации деталей. Сигнал $s_z(t) \approx \Delta E_v(t)$ пропорциональный энергии пересопряжения в сумме с сигналами деталей узла шестерни распространяется по корпусным деталям двигателя до чувствительного элемента датчика вибраций. В случае эксплуатационного дефекта зуба (трещина), его выкрашивания (масса) либо изменения геометрии поверхности (износ) будет изменяться функции линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ и скорости $\Delta v(t)$ в пространстве времени, влияющая на энергию вибраций ΔE_v .

Анализ динамики процесса передачи крутящего момента парой зубьев на интервале времени T_z передачи ими крутящего момента позволяет сделать вывод о негармоническом характере сигнала зубцовой частоты $s_z(t)$, который имеет, как минимум, два максимума – при входе и выходе из зацепления. Традиционная математическая модель в спектральной области представляет собой сумму сигналов (2):

$$s_z(t) = \sum_{i=1}^k A_{z_i}(t) \sin[\omega_{z_i}(t)t + \varphi_{z_i}(t)], \quad (4)$$

где k – количество спектральных составляющих сигнала.

На основании теоретических исследований можно сделать вывод, что основной функцией, которая характеризует энергетическую эффективность передачи крутящего момента и является чувствительной к зарождающимся дефектам зубьев шестерён, можно считать девиацию (в первом приближении) первой производной угловой скорости пересопряжения зубьев $\Delta\varphi_z(t) = d\omega_z(t)/dt, t \in [T_z]$ на интервале времени T_z – функцию динамической кинематической погрешности в пространстве времени. Искомые параметрами, функции которых в пространстве времени под эксплуатационной нагрузкой определяют потери энергии при передаче крутящего момента зубчатой парой, можно считать величину линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ и скорость $\Delta v_z(t)$ перемещения материала зуба в процессе деформации.

Представим выражение (4) в виде математической модели фазовой модуляции $Md_\varphi[\varphi_z(t), \Delta L_z(t), \Delta v_z(t)]$ несущего сигнала с зубцовой частотой ω_z , усреднённое значение которой на интервале времени одного периода Tr роторной частоты ω_r не изменяется $\omega_z(t) = const, t \in [Tr]$:

$$s_z(t) = Md_\varphi[\varphi_z(t), \Delta L_z(t), \Delta v_z(t)], \quad (5)$$

а сигнал полной фазы $\Delta\varphi_z(t)$, как результат демодуляции сигнала $s_z(t)$ (5):

$$\Delta\varphi_z(t) = deMd_\varphi[s_z(t)] \quad (6)$$

5. Результаты экспериментальных исследований адекватности модели

Адекватность модели (5, 6) проверялась в процессе анализа сигнала датчика поперечных горизонтальных вибраций ведущей шестерни заднего редуктора двигателя ТВЗ - 117ВМА - СБМ1, который проходил стендовые испытания на ОАО "Мотор-Сич". В результате нештатной работы системы управления камерой сгорания, двигатель имел повышенные вибрации заднего редуктора более – 100g, при сдаточном максимуме не хуже 80g и статистической норме 28g. Анализируемый сигнал $z_{zr}317mp$, интервалом 1с, был записан приблизительно в середине режима двигателя «максимальный продолжительный», который имел длительность 5 мин.

В узел ведущей шестерни входит вал с двумя шлицевыми соединениями и два роликовых подшипника с двенадцатью телами качения. Датчик вибраций имеет линейную характеристику преобразования до частоты 30000Hz и расположен на расстоянии порядка 100мм от ведущей шестерни, что позволяет предположить минимальные линейные фазовые и амплитудные искажения передаточной функции $k(\omega)$ (3) виброакустической линии связи. На этом этапе исследований будем полагать, что постоянная времени датчика τ (3) одного порядка со временем фронта импульса нарастания деформации $\tau \approx t_\phi$. Сигнал датчика фиксировался в цифровом представлении измерительным комплексом MIC300 с параметрами аналого-цифрового преобразователя: $f_d = 216000Hz$ – частота дискретизации и $n = 2^{16}$ – количество уровней квантования амплитуды вибраций. На этом этапе

исследований будем полагать, что интервал дискретизации Δt_d и величина уровня квантования амплитуды Δx_v , аналого-цифрового преобразователя позволят с инженерной точностью идентифицировать параметры первой производной угловой скорости пересопряжения зубьев $\Delta\varphi_z(t) = d\omega_z(t)/dt, t \in [T_z]$.

Результаты экспериментальных исследований модели (5, 6) анализа эксплуатационной кинематометрии зубчатой пары на зубцовой частоте $f_z = 10766 \text{ Hz}$ представлены на рис. 2. Исследуемый сигнал вибраций $s(t)$ на интервале анализа, который соответствует одному периоду роторной частоты $Tr = 1/\omega_r = 0,0042593 \text{ s}$ ведущей шестерни, представлен на верхнем графике, функция, включающая в себя величину линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ – на нижнем графике. Над нижним графиком приведены параметры, которые имеют определяющее значение в части прогноза остаточного ресурса ГТД: пик-фактор величины линейной деформации: Pf_{z+} – положительные деформации и Pf_{z-} – отрицательные деформации.

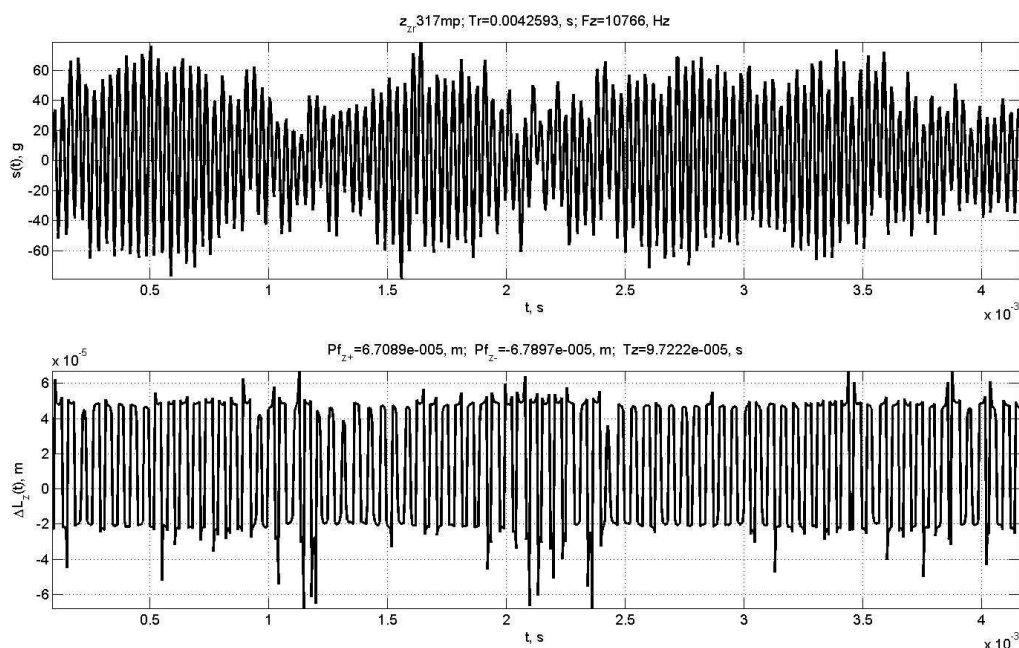


Рисунок 2 - Результаты анализа характеристик эксплуатационной кинематометрии зубчатой пары редуктора на зубцовой частоте $f_z = 10766 \text{ Hz}$

Анализ функции величины линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ позволяет сделать вывод о её информационной идентичности экспе-

риментальным и расчетным данным [5]. На графике можно анализировать двойной сигнал от каждого зуба шестерни (41 зуб) с амплитудой суммарной деформации деталей узлов пары шестерён $\Delta L \approx 70 \times 10^{-3} \text{ mm}$. Принимая во внимание номинальное расчетное значение $\Delta L_{zn} \approx 20 \times 10^{-3} \text{ mm}$ для зуба шестерни при постоянном крутящем моменте 120 Н·м и статистической норме вибраций 28g, с учётом перегрузок вследствие нештатной работы системы управления, измеренное значение амплитуды деформации соответствует реальным значениям в пределах инженерной точности. Функция скорости $\Delta v_z(\Delta t_d)$ перемещения материала зуба в процессе деформации рассчитывается как отношение величины линейной деформации зуба $\Delta L_{z_i}(\Delta t_d)$ и интервалу дискретизации Δt_d аналого-цифрового преобразователя

$$\Delta v_z(\Delta t_d) = \frac{\Delta L_{z_i}(\Delta t_d)}{\Delta t_d}.$$

Анализ результатов экспериментальных исследований позволяет прогнозировать адекватность предложенной математической модели эксплуатационной кинематометрии зубчатых передач ГТД не хуже 0,9.

5. Выводы

Для решения задачи эксплуатационной кинематометрии зубчатых передач ГТД разработаны физическая и математическая модели, которые работают в пространстве времени и не содержат интегрирующих блоков, искажающих фазовые компоненты сигнала. Основной функцией, которая характеризует энергетическую эффективность передачи крутящего момента и является чувствительной к зарождающимся дефектам зубьев шестерён, является девиация первой производной угловой скорости пересопряжения зубьев $\Delta \varphi_z(t) = \frac{d\omega_z(t)}{dt}, t \in [T_z]$ на интервале времени T_z , т.е. функция динамической кинематической погрешности. Искомыми параметрами, функции которых под эксплуатационной нагрузкой определяют потери энергии при передаче крутящего момента зубчатой парой, есть величина линейной деформации зуба $\Delta L_z(t)$ и скорость $\Delta v_z(t)$ перемещения материала зуба в процессе деформации.

Экспериментальные исследования модели позволяют прогнозировать адекватность не хуже 0,9 при расчёте функции параметров

линейной величины деформации каждого зуба шестерни $\Delta L_z(t)$ и скорости $\Delta v_z(t)$ перемещения материала зуба, которые определяют загруженность зубьев шестерён и начало развития эксплуатационных дефекта: трещины, выкрашивания либо износа (изменения геометрии поверхности).

Программное обеспечение, реализующее алгоритм модели, анализирует сигнал штатного датчика вибраций корпуса ГТД и может дополнять бортовую (либо стендовую) автоматическую систему анализа технического состояния зубчатых передач ГТД пятого и шестого поколений.

Для увеличения эксплуатационной точности предложенной модели в анализируемых приложениях необходимо решить задачи уточнения требований к параметрам датчика и аналого-цифрового преобразователя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлёв В.Н. Методическая адекватность спектральной модели в задаче технического диагностирования роторных деталей редукторов ГТД [Текст] / В.Н. Журавлёв, А.В. Папченков, С.А. Борзов // «Вестник двигателестроения» – Запорожье, АО "Мотор Сич", 2014. – № 2. – С. 221 – 228.
2. Harry J. Decker. Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears [Text] / Harry J. Decker U.S. Army Research Laboratory Glenn Research Center, Cleveland, Ohio/National Aeronautics and Space Administration. NASA/TM—2002-211492. Prepared for the International 58th Annual Forum and Technology Display sponsored by the American Helicopter Society.- Montreal, Quebec, Canada, June 11-13, 2002.
3. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник [Текст] / Под ред. Э.Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
4. Кравченко И.Ф. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений [Текст] / И.Ф. Кравченко, А.Б. Единолич, В.А. Яковлев, В.Л. Дорофеев // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков, 2008. – № 8. – С. 129 – 134.
5. Дорофеев В.Л. Система моделирования «AEROFLANK»& прямой синтез износостойких и малошумящих зубчатых передач [Текст] / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев // Авиационно-космическая техника и технология. Вісник НТУ «ХПІ» – Харьков, 2013. – № 40(1013). – С. 39 – 48.