

УДК 621.01621.833:24:539.3

В. Н. ЖУРАВЛЁВ¹, А. Б. ЕДИНОВИЧ¹, А. В. ПАПЧЁНКОВ²¹ ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина² ОАО "Мотор Сич", Запорожье, Украина

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АМПЛИТУДНЫХ И ФАЗОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ЗАДАЧЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРЁН РЕДУКТОРОВ ГТД

Предложено решение задачи диагностики зубчатых передач, в том числе, для газотурбинных двигателей, методом квадратурного анализа вибрационного сигнала на частоте зацепления зубьев контролируемой шестерни. Разработана и апробирована математическая модель амплитудно-фазовой модуляции сигнала вибраций зубчатой передачи, при этом параметры модели чувствительны к величине линейной деформации зуба в эксплуатационном процессе передачи крутящего момента. Программное обеспечение, реализующее алгоритм расчёта модели, работает с сигналом штатного датчика вибраций корпуса ГТД и может дополнять бортовую (либо стендовую) автоматическую систему анализа технического состояния зубчатых передач ГТД пятого и шестого поколений.

Ключевые слова. Газотурбинные двигатели, вибродиагностика, математическая модель, зубчатые передачи, квадратурная амплитудно-фазовая модуляция.

Введение

Традиционным решением проблемы эксплуатационного и стендового технического диагностирования наиболее напряжённых узлов – зубчатых передач редуктора турбовинтовых газотурбинных двигателей (ГТД), является анализ информационной составляющей математических моделей физического процесса трансформации крутящего момента [1], который инициирует вибрации поверхности корпуса редуктора. Учитывая статистику дефектов зубчатых передач, целью анализа должна быть информация о динамических отклонениях параметров каждого зуба исследуемой шестерни под эксплуатационной нагрузкой от норм параметров, заданных в конструкторской документации.

Таким образом, важной и актуальной проблемой современного двигателестроения является разработка эффективных методов эксплуатационного диагностирования зубчатых передач [2], позволяющих более надёжно выделить в сигнале вибраций корпуса двигателя информационную составляющую физического процесса трансформации крутящего момента.

1. Постановка задачи

Наиболее просто задача решается для технических систем, у которых строго постоянны момент на входном валу и момент сопротивления нагрузки. Сигналы вибраций корпуса $s(t)$, которые содержат

в себе сигнал информационной составляющей линейной деформации зуба $s_z(t) \in s(t)$ физического процесса трансформации крутящего момента, в этом случае обладают свойством строгой стационарности, т.е. неизменны в пространстве времени. Девiation информационную составляющую на интервале временного окна $T_a \in t$ можно анализировать:

– во временной области [3], применяя статистическую модель анализа тренда значений статистических моментов,

$$m_n(t, \Delta t, T_a) = \frac{1}{l-1} \sum_{k=1}^l \{s(t, \Delta t, T_a) - M[s(t, \Delta t, T_a)]\}^k,$$

$$\Delta t \in T_a \in t,$$

где Δt – интервал времени между выборками значения параметра сигнала;

$l = T_a / \Delta t$ – количество выборок;

k – порядок момента;

$M[\]$ – математическое ожидание исследуемого сигнала;

– в частотной области, на частоте ω_z зацепления зубьев контролируемой шестерни, и фазовой областях, корректно применяя [4] спектральную модель анализа составляющих комплексного параметра

$$\dot{F}(\omega_z, T_a) = \int_{t_1}^{T_a+t_1} s(t) e^{j\omega_z t} dt, \quad \text{модуль которого}$$

$F(\omega_z, T_a) = |\dot{F}(\omega_z, T_a)|$ будет соответствовать амплитуде информационного сигнала, а арктангенс отношения мнимой к вещественной составляющей – его фазе

$$\varphi_z(\omega_z, T_a) = \arctan \left\{ \frac{\text{Im}[\dot{F}(\omega_z, T_a)]}{\text{Re}[\dot{F}(\omega_z, T_a)]} \right\}.$$

В [5] показано, что девиации функции в фазовой области $\varphi_z(\omega_z, T_a)$ (рис. 1) является информационным параметром сигнала $s_z(t)$, позволяющим провести анализ динамических линейных отклонений каждого зуба исследуемой шестерни от норм параметров, заданных в конструкторской документации.

Приведенные выше математические модели позволяют диагностировать состояние каждого зуба шестерни зубчатой передачи при строгом выполнении условия $T_a = 1/\omega_z$, которое невыполнимо в части допусков технологии производства и динамики девиации момента нагрузки при приемо-сдаточных испытаниях, особенно на открытых стендах. Количество выборок l должно обладать свойством статистической представительности в части информационного параметра, т.е. $l \geq 18$ для доверительной вероятности 90% (доверительном интервале $\pm 10\%$) и $l \geq 56$ для доверительной вероятности 95% (доверительном интервале $\pm 5\%$).

Решение поставленной задачи усложняется при применении приведенных выше математических моделей для анализа функции информационного параметра $\varphi_z(\omega_z, T_a)$ зубьев шестерён главных редукторов турбовинтовых ГТД (рис. 2), работающих при эксплуатационной нагрузке. Нестационарные турбулентные процессы горения топлива в камере

сгорания и динамики нагрузки на воздушный винт дестабилизируют крутящий момент, трансформируемый редуктором.

Вибрационный сигнал на частоте зацепления зубьев контролируемой шестерни теряет свойство стационарности и, как следствие этого, спектральная модель

$$\begin{aligned} s_z(t) &= A_z(t) \cos[\omega_z(t)], \\ \omega_z(t) &= \text{const}, \\ t &\in [\text{Tr}], \\ A_z(t)|_{t \in [\text{Tr}]} &= \text{const} \end{aligned} \quad (1)$$

приобретает свойство методической неопределённости [4], которое ограничивает её применение в качестве инструмента для решения задачи эксплуатационного и стендового технического диагностирования состояния зубьев шестерён. Близкорасположенные частоты вибраций различных деталей двигателя уменьшают отношение информационного сигнала на частоте зацепления зубьев контролируемой шестерни к сигналу близлежащей помехи. Фундаментальным недостатком метода является процесс интегрирования (осреднения) на интервале окна анализа сигнала T_a признаков отклонения характеристик одного из зубьев исследуемой шестерни от штатного состояния. Данный факт отрицательно влияет на точность традиционной модели, работающей в частотной области, определяя недопустимо большую, в части решения задачи диагностики, дисперсию информационного параметра шестерни – амплитуды линейной деформации $F(t)$ для каждого её зуба.

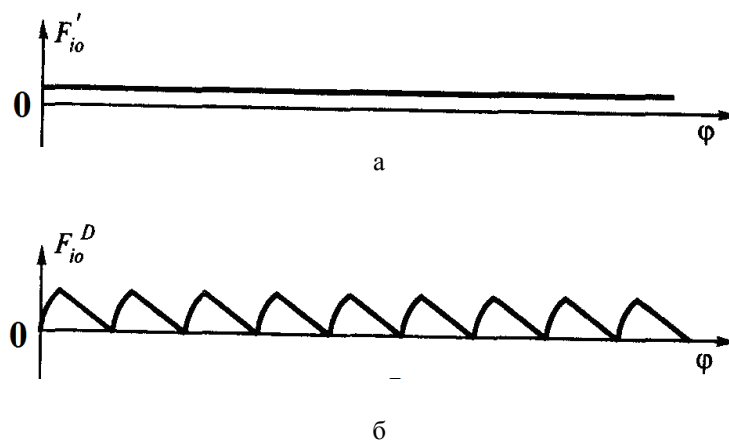


Рис. 1. Кинематограммы идеальной пары зубчатых колёс при нулевой (а) и постоянной нагрузке [5]

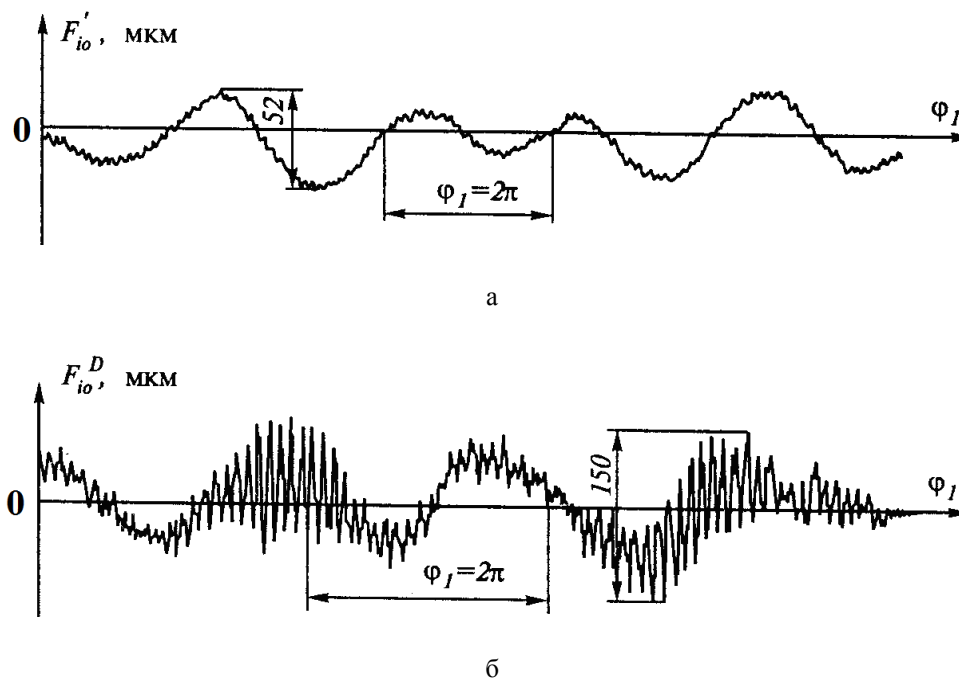


Рис. 2. Кинематограммы реальной пары (22 зубозацепления за один оборот вала, ~4,5 оборота вала на графике) зубчатых колёс (данные ЦИАМа) при нулевой (а) и реальной нагрузке в составе ГТД [5]

Анализ динамики процесса передачи крутящего момента парой зубьев на интервале времени передачи ими крутящего момента позволяет сделать вывод о псевдогармоническом характере сигнала зубцовой частоты $s_z(t)$, который имеет, как минимум, два максимума – при входе и выходе из зацепления. С целью адаптации выражения (1) к параметрам динамической кинематической погрешности представим сигнал $s_z(t)$ в виде математической модели амплитудно-фазовой модуляции $Md_{A,\varphi}[*]$ несущего сигнала с зубцовой частотой $\omega_z(t)$:

$$\begin{aligned} s_z(t) &= Md_{A,\varphi}[A_z(t), \varphi_z(t)], \\ s_z(t) &= A_z(t) \cos[\omega_z(t) - \varphi_z(t) + \varphi_0] \\ \omega_z(t) &= \text{const}, \\ t &\in [Tr]. \end{aligned} \quad (2)$$

Учитывая моменты инерции вращающихся узлов ГТД и точность стабилизации частот вращения турбин, введём ограничения модели: параметры несущего сигнала на интервале времени одного периода Tr роторной частоты $\omega_r = \text{const}$ не изменяется $\omega_z(t) = \text{const}, t \in [Tr]$, что на стадии первого приближения к решению задачи вполне допустимо.

Задачу практической реализации математической модели (2) частично реализует метод расчёта

функции динамической кинематической погрешности [5] зацепления, которая определяется в фазовой области дифференциального сигнала положения вала ГТД. Она может определяться путем прямого измерения, например, тензометрированием зубьев, так и косвенного, например, вибрографированием или кинематометрированием. Прямое тензометрированием, с одной стороны, может дать наиболее точную картину процесса изменения нагрузки 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. 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 эксплуатируемых ГТД не всегда возможно. В связи с этим, кинематометрирование используется пока только при доводке передач, обычно параллельно с тензометрированием.

Конкретизируем одну из задач проблемы, определенной во введении: необходимо решить задачу разработки эффективного метода эксплуатационного диагностирования зубчатых передач [3], рабо-

тающего в амплитудной и фазовой области сигнала вибраций (2). Метод должен обладать свойством идентификации в сигнале вибраций корпуса двигателя признаков отклонения характеристик зубьев исследуемой шестерни от штатного состояния.

2. Квадратурная математическая модель процесса зубозацепления

В [1] нами было предложено решение поставленной задачи (2) методом расчета преобразования Гильберта. Однако, учитывая то, что поворот векторов амплитуд в фазовой плоскости на 90^0 (собственно преобразование Гильберта), выполняется с данными, полученными после преобразования Фурье и, таким образом, возникает фундаментальное требование стационарности сигнала $s_z(t), t \in Tr$, адекватность этого метода признана нами неудовлетворительной в части применения для эксплуатационного диагностирования зубьев зубчатых передач ГТД.

Модифицируем преобразование Гильберта и представим модель (2) в виде процесса квадратурной амплитудно-фазовой модуляции двух несущих с частотой $\omega_z(t) = \text{const}$ зацепления зубьев и сдвинутых друг относительно друга на угол 90^0 $s_z(t) = a(t) \cos[\omega_z(t)] + b(t) \sin[\omega_z(t)]$. Получим следующую математическую модель [6]:

$$\begin{aligned} s_z(t) &= \sqrt{a^2(t) + b^2(t)} \times \\ &\times \cos \left\{ \omega_z(t) - \arctg \frac{a(t)}{b(t)} + \frac{\pi}{2} [\text{sign}(a(t) - 1)] \right\}, \\ \omega_z(t) &= \text{const}, \\ \omega_r(t) &= \text{const}, \\ t &\in [Tr]. \end{aligned} \quad (3)$$

Амплитудная модуляция процесса передачи крутящего момента описывается сомножителем

$$F_z(t) = \sqrt{a^2(t) + b^2(t)},$$

а фазовая – слагаемым $\varphi_z(t) = \arctg \frac{a(t)}{b(t)}$. Слагаемое

$\frac{\pi}{2} [\text{sign}(a(t) - 1)]$ описывает синусную составляющую сигнала. Для расчёта параметра линейной деформации зуба $F(t)$ (см. рис. 2) шестерни под нагрузкой необходимо вычислить произведение радиуса делительной окружности на параметр модуляции фазы, выраженный в радианах.

3. Анализ результатов экспериментальных исследований

Адекватность модели (3) проверялась в процессе анализа сигнала датчика поперечных горизонтальных вибраций ведущей шестерни редуктора привода воздушного винта двигателя АИ–450с, который проходил испытания на открытом стенде ГП "Ивченко – Прогресс". Испытания проводились днём, при 3^0C и ветровой нагрузке 5 м/с с порывами до 10 м/с, направленной сзади в левый борт двигателя под углом порядка 30^0 . Анализируемый сигнал вибраций $s(t)$, который содержит сигнал зубцовой частоты $s_z(t) \in s(t)$ (файл Vz–1103), интервалом 1с, был записан приблизительно в середине режима двигателя «взлётный», длительность которого около 5 мин. Стабилизацией режима модель (3) была частично минимизирована в части погрешности от ограничений $\omega_r(t) = \text{const}, t \in [Tr_{st}]$, где Tr_{st} – период вращения свободной турбины.

Датчик вибраций имеет линейную фазовую характеристику преобразования до частоты 20000Hz, апертура его чувствительности ориентирована по оси Z задней опоры двигателя. Сигнал датчика записывался в цифровом представлении измерительным комплексом МІС300 с параметрами аналого-цифрового преобразователя: $f_d = 216000\text{Hz}$ – частота дискретизации и $n = 2^{16}$ – количество уровней квантования. На этом этапе исследований можно констатировать, что интервал дискретизации Δt_d аналого-цифрового преобразователя не позволяет с доверительной вероятностью 90% идентифицировать параметры второй гармоники частоты зацепления зубьев контролируемой шестерни, т.к. мы имеем менее восьми отсчётов на один период несущей частоты $f_z = 32953,041\text{Hz}$, т.о. параметр фазового разрешения дискретности преобразования $\Delta\varphi(\Delta t_d)$ хуже чем $2\pi / 8 = 0,785\text{rad}$.

Результаты экспериментальных исследований квадратурной модели (3) анализа зубчатой пары на частоте зубозацепления представлены на рис. 3. Исследуемый сигнал вибраций $s(t)$ на интервале анализа T_a , который соответствует девяти периодам роторной частоты Tr_{st} свободной турбины и ведущей шестерни, представлен на верхнем графике; функция параметра фазовой модуляции $\varphi(t)$ второй гармоники частоты зацепления зубьев на том же интервале времени – на среднем графике; та же функция $\varphi(t)$ на интервале времени одного оборота вала свободной турбины Tr_{st} – на нижнем графике.

Визуальный анализ функции $\varphi(t)$ амплитудно-фазовой модуляции несущей $f_z = 32953,041\text{Hz}$ позволяет сделать вывод, с учётом различных функций момента нагрузки, о её информационной адекватности с экспериментальным данным лабораторных исследований, приведённым в [5]. На графике можно анализировать двойной сигнал от каждого зуба шестерни (27 зубьев) и влияние девиации момента нагрузки воздушного винта. Эксплуатационные условия проведения эксперимента (открытый стенд и импульсная ветровая нагрузка) позволяют оценить влияние на результат исследований теоретических ограничений $\omega_r(t) = \text{const}, t \in [Tr_{st}]$. На нижнем графике они частично выполняются при $\varphi(t) \approx 0$, т.е. на интервале времени $\Delta Tr_{st} \approx 0,1 \cdot 10^{-3}\text{s}$. Следует отметить, что при эксплуатационной нагрузке ограничения предложенной математической модели (3) выполняются не в полной мере, т.е. $\omega_z(t) \approx \text{const}, \omega_r(t) \approx \text{const}, t \in [Tr_{st}]$. При анализе тренда значений статистических моментов параметра ограничения $\omega_z(t) = \text{const}$ на интервалах $t \in [Tr_{st}]$ была применена статистическая модель с предположением нормального закона функции распределения плотности вероятности параметра угловой скорости. Среднеквадратическое отклонение параметра наблюдалось в пределах $\sigma[\omega_r(t)] \approx 0,02, t \in [Tr_{st}]$ с пикфактором $Pf \approx 1,048M[\omega_r(t)], t \in [Tr_{st}]$, где $M[\omega_r(t)]$ – математическое ожидание оборотов вала свободной турбины, стабилизируемое системой управления ГТД.

Синхронные крутильные деформации системы:

лопатки свободной турбины – диск – вал – ведущая шестерня (в системе координат задней опоры двигателя) были исследованы при применении модели (3) с адаптацией параметра несущей частоты. После этого, с учетом параметров тренда математического ожидания несущей частоты $\omega_m(t)$, рассчитывается основной информационный параметр шестерни – амплитуда линейной деформации $F_z(t)$ для каждого зуба. Погрешность расчёта определяется параметрами среднеквадратического отклонения $\sigma[\omega_r(t)]$ на интервалах $t \in [Tr_{st}]$ и фазового разрешения дискретности преобразования $\Delta\varphi(\Delta t_d)$.

Влияние ограничений математической модели и эксплуатационной девиации параметров ω_m и $\Delta\varphi(\Delta t_d)$ на точность предложенного метода будет исследована при проведении перспективных работ и предложена к обсуждению в публикациях.

Выводы

Предложена и апробирована математическая модель квадратурной амплитудно-фазовой модуляции нестационарного сигнала вибраций при передаче крутящего момента зубчатой парой. Метод обладает свойством идентификации в сигнале вибраций корпуса двигателя признаков отклонения характеристик зубьев исследуемой шестерни от штатного состояния. Предложенное решение задачи, входящей в проблему эксплуатационного диагностирования зубчатых передач, позволит повысить точность эксплуатационной вибродиагностики редукторов ГТД.

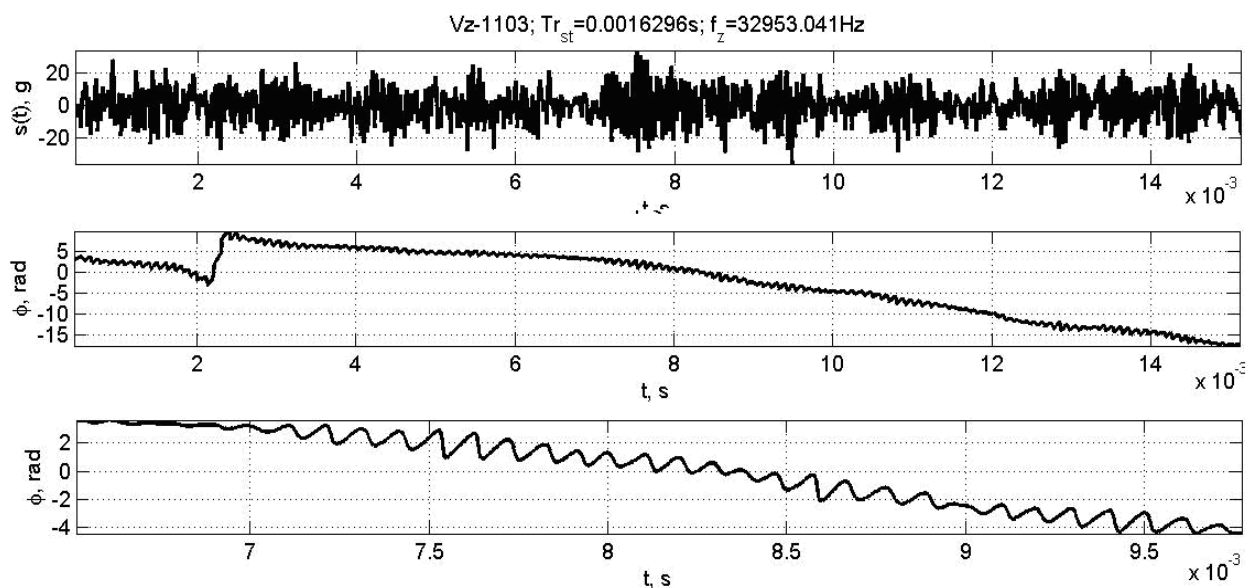


Рис. 3. Результаты анализа параметров квадратурной демодуляции сигнала вибраций зубчатой пары редуктора на второй гармонике частоты зацепления зубьев

Повышение точности достигается путём применения модели квадратурной амплитудно-фазовой модуляции нестационарного сигнала вибраций зубьев исследуемых шестерён, работающего в пространстве фаз и исключаящего процесс интегрирования (осреднения) на интервале окна анализа сигнала признаков отклонения характеристик одного из зубьев исследуемой шестерни от штатного состояния.

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

Литература

1. Виброкинematометрия зубчатых передач [Текст] / В. Н. Журавлёв, А. В. Папченков, А. Б. Единолич [и др.] // *Вестник НТУ "ХПИ". Сер. : Проблемы механического привода : сб. науч. тр. – Вып. 35(1144). – X., 2015. – С. 56–60.*
2. Дорofеев, В. Л. Система моделирования «AEROFLANK» & прямой синтез износостойких и малозумящих зубчатых передач [Текст] / В. Л. Дорofеев, В. В. Голованов, Д. В. Дорofеев // *Вісник НТУ "ХПИ" : зб. наук. пр. – Вып. 40(1013). – X., 2013. – С. 39-48.*
3. 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.
4. 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. – 2014. – № 2. – С. 221 – 228.*
5. Производство зубчатых колёс газотурбинных двигателей [Текст] / Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, И.П. Нежурин [и др.] ; под ред. Ю. С. Елисеева. – М. : Высш. шк., 2001. – 493 с.
6. Заявка а201600803 Украина, МПКG01M 13/02 (2015.01). Способ диагностики эксплуатационной деформации зубьев шестерён зубчатых передач [Текст] / В. Н. Журавлёв, И. Ф. Кравченко, А. Б. Единолич [и др.] ; заявитель ГП "Ивченко-Прогрес", ОАО "Мотор Сич" ; заявл. от 01.02.2016 – Запорожье, 2016.

References

1. Zhuravlev, V. N., Papchenkov, V. N., Edinovich, A. B., Korneichuk, A. V. Vibrokinematometriya zubchatykh peredach [Gear box vibrokinematicometry]. *Vestnik NTU "KhPI"*, Kharkov, 2015, no. 35(1144), pp. 56 – 60.
2. Dorofeev, V. L., Golovanov, V. V., Dorofeev, D. V. Sistema modelirovaniya «AEROFLANK» & pryamoi sintez iznosostoikikh i maloshumyashchikh zubchatykh peredach [Simulation system «AEROFLANK» & direct synthesis wear-resistant and quiet gears]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2013, no. 40(1013), pp. 39-48.
3. Harry J. Decker. *Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears*, 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.
4. Zhuravlev, V. N., Papchenkov, V. N., Borzov, S. A. Metodicheskaya adekvatnost' spektral'noi modeli v zadache tekhnicheskogo diagnostirovaniya rotornykh detalei reduktorov GTD [Method adequacy of fourier model in the technical diagnostic task for rotor parts of gas turbine engine reduction gears]. *Vestnik dvigatellestroeniya*, 2014, no. 2, pp. 221-228.
5. Eliseev, Y. S., Krymov, V. V., Nezhurin, I. P. *Proizvodstvo zubchatykh koles gazoturbinnnykh dvigatelei* [Manufacture of cogwheels of gas-turbine drives]. Moscow, the High school Publ., 2001. 493 p.
6. Zhuravlev, V. N., Kravchenko, I. F., Edinovich, A. B. *Sposob diagnostiki ekspluatatsionnoi deformatsii zub'ev shesteren zubchatykh peredach* [A way of gear tooth operational deformation diagnostics]. The request а201600803 Ukraine, МПКG01M 13/02 (2015.01), 2016.

Поступила в редакцию 12.05.2016, рассмотрена на редколлегии 15.06.2016

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. ЭВМ И. В. Жуковицкий, Днепрпетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. академика В. Лазаряна.

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ АМПЛІТУДНИХ І ФАЗОВИХ ПРОЦЕСІВ
У ЗАВДАННІ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ ЗУБІВ ШЕСТИРЕНЬ РЕДУКТОРІВ ГТД**

В. М. Журавльов, А. Б. Єдінович, О. В. Папченков

Запропоноване рішення завдання діагностики зубчастих передач, у тому числі, для газотурбінних двигунів, методом квадратурного аналізу вібраційного сигналу на частоті зачеплення зубів контрольованої шестірні. Розроблена й апробована математична модель амплітудно-фазової модуляції сигналу вібрацій зубчастої передачі, при цьому параметри моделі чутливі до величини лінійної деформації зуба в експлуатаційному процесі передачі крутного моменту. Програмне забезпечення, що реалізує алгоритм розрахунку моделі, працює із сигналом штатного датчика вібрацій корпусу ГТД і може доповнювати бортову (або стендову) автоматичну систему аналізу технічного стану зубчастих передач ГТД п'ятого й шостого поколінь.

Ключові слова. Газотурбінні двигуни, вибродіагностика, математична модель, зубчасті передачі, квадратурна амплітудно-фазова модуляція.

**MATHEMATICAL MODEL OF PEAK AND PHASE PROCESSES IN A PROBLEM
OF ENGINEERING DIAGNOSTICS OF TEETHS OF GEAR WHEELS
OF GAS TURBINE ENGINE REDUCTION GEARS**

V. N. Zhuravlev, A. B. Yedjnovich, A. V. Papchenkov

The solution of a problem of diagnostics of gears, including, for gas-turbine drives, a method of the quadrature analysis of a vibrational signal on frequency of engagement of teeths of a controllable gear wheel is offered. The mathematical model of amplitude-phase modulation of a signal of vibrations of a gear is developed and approved, model parametres are sensitive to value of a linear deformation of a cog in operation process of transfer of a torque. The software realising algorithm of calculation of model, works with a signal of the regular transmitter of vibrations of case GTD and can supplement board (or bench) automatic system of the analysis of availability index of product of gears ГТД of the fifth and sixth generations.

Keywords. Gas-turbine drives, vibration diagnostic, mathematical model, gears, quadrature amplitude-phase modulation.

Журавлєв Владимир Николаевич – д-р техн. наук, зам. нач. Управління інформаційних технологій ГП «Івченко-Прогрес», Запоріжжє, Україна, e-mail: ws50@i.ua.

Єдінович Андрей Борисович – ведучий конструктор отдела зубчатых передач НИО ГП «Івченко-Прогрес», Запоріжжє, Україна, e-mail: 03511@ivchenko-progress.com.

Папчєнков Александр Викторович – зам. технічного директора по новим изделиям АО «Мотор Сич», Запоріжжє, Україна, e-mail: papchonkov@gmail.com.

Zhuravlev Vladimir Nikolaevich - a Dr. Sci. Tech., The deputy chief of department of informational techniques SE "Ivchenko-Progress", Zaporozhye, Ukraine, e-mail: ws50@i.ua.

Yedjnovich Andrey Borisovich - the leading designer of department of gears, Research and development branch SE "Ivchenko-advance", Zaporozhye, Ukraine, e-mail: 03511@ivchenko-progress.com.

Papchenkov Alexander Viktorovich - the deputy to the technical director for new articles of joint-stock company "Motor Sich", Zaporozhye, Ukraine, e-mail: papchonkov@gmail.com.