

УДК 629.197

Шатихин В.Е.¹, Хорошилов В.С.², Титов В.А.³, Попель В.М.², Цуканов О.В.², Бражник Д.П.⁴¹ Государственное космическое агентство Украины, г. Киев, Украина² Государственное предприятие «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля». Украина, г. Днепропетровск³ Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт». Украина, г. Киев⁴ Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара. Украина, г. Днепропетровск

ЭВОЛЮЦИЯ МАКСИМАЛЬНОГО МЕРТВОГО ХОДА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ, ОБУСЛОВЛЕННАЯ ИЗНОСОМ, И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Рассматривается влияние эволюции максимального мертвого хода зубчатых передач, обусловленной изнашиванием зубчатых колес, на величину назначенного ресурса зубчатых механизмов космического аппарата. Получены аналитические соотношения, позволяющие определить назначенный ресурс редуктора привода солнечной батареи с учетом эволюции максимального мертвого хода вследствие воздействия износа для зубчатых передач с коэффициентом перекрытия значительно превышающем единицу. Представлены графические зависимости величин динамического коэффициента и назначенного ресурса от эволюции мертвого хода.

Ключевые слова: максимальный мертвый ход; назначенный ресурс; износ; динамический коэффициент

Введение

Задача достоверного определения расчетным методом на этапе проектирования космического аппарата (КА) назначенного ресурса зубчатых колес механизмов с длительным сроком эксплуатации является чрезвычайно актуальной до настоящего времени. На точность результатов большое влияние оказывают необходимость учета многочисленных факторов, определяющих работу зубчатого зацепления, меняющаяся со временем форма зуба в результате изнашивания его поверхностей, изменение физико-механических свойств смазки и т.д. Как свидетельствует источник [1] разница результатов расчетных и экспериментальных исследований может отличаться до 30%.

Нерешенной до настоящего времени проблемой является точный учет ударных нагрузок, действующих на зубья во время зацепления, их эволюция, вызванная эволюцией кинематических погрешностей зубчатых передач вследствие изнашивания поверхностей зубьев. Известно, что воздействие ударных нагрузок отображается в давлении, действующему в зоне контакта зубьев. Здесь также имеются противоречия в части теоретических обоснований модели соприкосновения сопряженных поверхностей зубча-

тых колес. Ряд источников указывает на нецелесообразность применения теории Герца (соприкасающиеся цилиндры бесконечной длины) для определения давления в зоне контакта зубчатых колес и предлагает свои аналитические выражения для определения давления с учетом непосредственно эвольвентной геометрии соприкасающихся поверхностей контакта зубьев. Учитывая то, что, по мнению авторов, теория Герца в настоящее время является общепринятой и у нас, и за рубежом, в предлагаемой статье применена формула Герца [5] для определения давления в зоне контакта зубьев. Необходимо заметить, что предложенные в статье наработки по учету ударных нагрузок, действующих в зоне контакта зубьев, могут быть использованы как для случая теории Герца, так и для случая теории эвольвентной геометрии.

Для КА проблема повышения точности определения назначенного ресурса зубчатых механизмов расчетным методом является еще более актуальной, т.к. зубчатые механизмы являются, как правило, нерезервируемой составляющей приводов солнечной батареи, радиолокационных антенн и других ответственных механизмов бортового комплекса; кроме того, их замена во время эксплуатации КА экономически и технически нецелесообразна, а в по-

давляющем большинстве случаев невозможна. Несмотря на проводимые работы по замене зубчатых механизмов с эвольвентными зубчатыми профилями (в космической технике все шире применяются механизмы с зубчатыми циклоидальными профилями), полной альтернативы их применения в КА до настоящего времени все еще не найдено.

Актуальность предлагаемого в статье расчетного метода определения назначенного ресурса зубчатых механизмов состоит в его возможности учитывать рост ударных нагрузок, вызванных эволюцией погрешностей зубчатого зацепления вследствие износа соприкасающихся поверхностей зубчатых колес, что позволило повысить точность определения ресурса зубчатых колес привода.

Среди зубчатых механизмов КА, имеющих реверсивное вращение, важным показателем погрешностей зубчатого зацепления является суммарный максимальный мертвый ход зубчатых передач [2]. Максимальный мертвый ход является важной величиной для анализа эволюции ударных нагрузок, вызванной износом зубчатых колес [2], так как эта величина учитывает разброс допусков большого количества параметров зубчатых колес по сравнению с минимальным мертвым ходом, который учитывает только допуски на минимальный боковой зазор между зубьями колес [2]. В свою очередь, ударные нагрузки способствуют большему изнашиванию поверхностей зубьев, находящихся в зацеплении, и как следствие, уменьшению их долговечности.

Поэтому исследование эволюции максимального мертвого хода и оценка его влияния на долговечность зубчатых передач является актуальной задачей в части обеспечения долговечности космической техники, учитывая современное направление по обеспечению увеличения срока активного существования КА различного назначения до 10–15 и более лет. В данной статье рассматриваются электроприводы с реверсивным движением редуктора электроприводов с жесткими колесами прямозубых цилиндрических передач.

Постановка задачи

1. Оценка назначенного ресурса зубчатых механизмов КА с учетом влияния эволюции максимального мертвого хода зубчатых колес, вызванной изнашиванием их поверхностей;
2. Разработка методики расчета назначенного ресурса и программного продукта в среде Matlab.

Изложение основного материала исследования

Проведенные исследования включали, в частности, следующие направления:

- оценка влияния износа на эволюцию мертвого хода;

- влияние эволюции мертвого хода вследствие износа на ударные нагрузки.

Приведенное ниже выражение для определения максимального мертвого хода зубчатой передачи $\delta_{C_{MAX}}$ [2] подтверждает вышесказанное в части учета большого количества параметров зубчатых колес, находящихся в зацеплении:

$$\delta_{C_{MAX}} = 0.7(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0.125 \frac{(T_{C1}^2 + T_{C2}^2)}{t g^2 \alpha} + 2(f_a)^2 + p_1^2 + p_2^2}, \quad (1)$$

где α – угол зацепления; $E_{HS1,2}$ – наименьшее смещение исходного контура; p_1, p_2 – погрешности в люфтах опор; f_a – допуск на предельное межосевое расстояние; $T_{C1,2}$ – допуск на толщину зубьев.

Величины допусков составных членов формулы (1) определяются по ГОСТ. Для исследований был выбран электропривод отечественного КА дистанционного зондирования Земли (рис. 1).

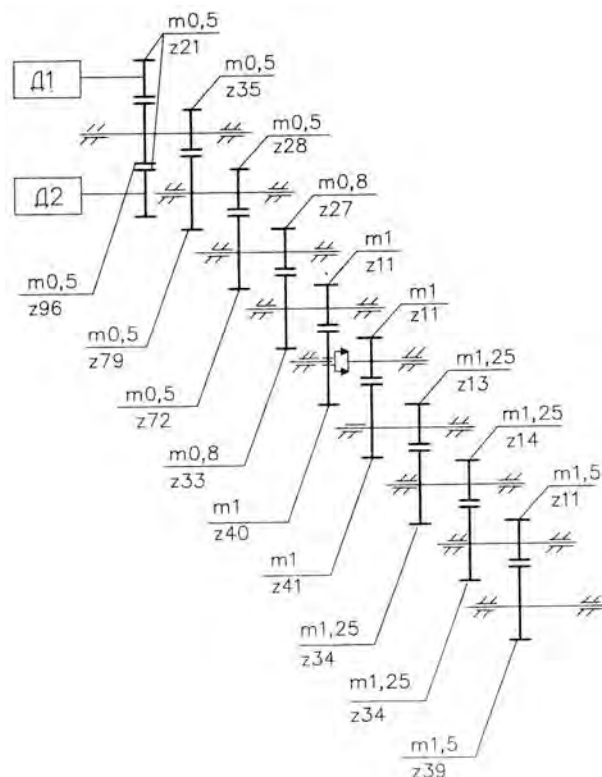


Рис. 1. Схема электропривода

Представленный на рис.1 электропривод имеет следующие основные характеристики: передаточное отношение редуктора $i = 0,00005555$; коэффициент полезного действия $\mu = 0,95$; момент на выходном валу $M_{кр} = 171 \text{ н} \times \text{м}$; угловая скорость выходного вала $w = 0,02611/\text{с}$; момент инерции нагрузки $J_H = 0,06 \text{ кг} \times \text{м}^2$; масса привода – 6 кг; тип приводного двигателя – ДПР 52-Н-03М; момент инерции якоря двигателя $J_H = 1,7 \times 10^{-6} \text{ кг} \times \text{м}^2$.

Данный привод обеспечивает угол поворота $35^\circ \pm 5'$ за время поворота 25 ± 10 с.

Назначенный ресурс i -й зубчатой передачи L_i включает две составляющие: однопарного L_{i1} и двухпарного зацеплений L_{i2} .

$$L_i = L_{i1} + L_{i2}. \quad (2)$$

Определив коэффициент перекрытия, получаем информацию о распределении времени однопарного и двухпарного зацепления [2]. В общем случае выражение для определения ресурса в случае однопарного зацепления имеет следующий вид [2, 5]:

$$L_{i1} = \frac{U_{MAXi}}{k_i p_i V_{CKi}}, \quad (3)$$

где U_{MAXi} – предельный износ i -го зубчатого колеса зубчатой пары; k_i – коэффициент износа материала зубчатых колес; p_i – среднее давление в зоне контакта i -й зубчатой пары; V_{CKi} – скорость скольжения зубьев i -й пары.

Для дальнейшего изложения материала представляет интерес нормальная нагрузка, действующая в зубчатом зацеплении – P . Взаимосвязь между p и P для однопарного зацепления на основе теории Герца обстоятельно изложена во многих источниках, например [2, 5, 6]. В случае двухпарного зацепления необходимо заметить, что величина P распределяется между двумя парами зубьев, находящихся в зацеплении.

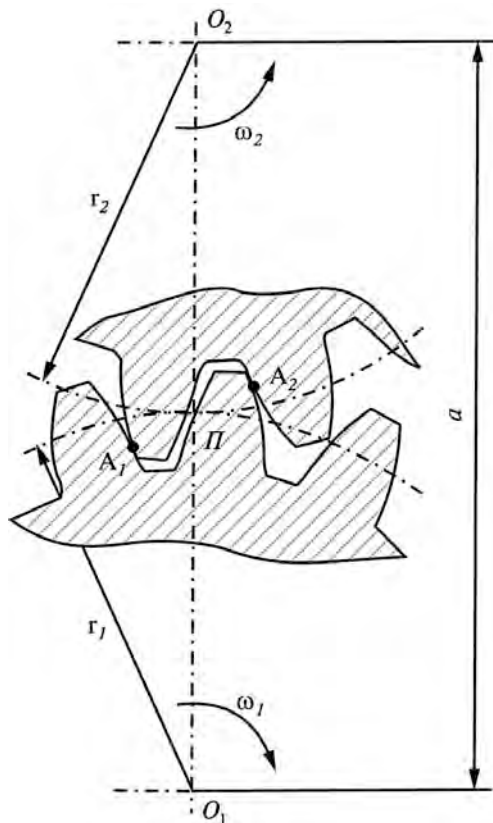


Рис. 2. Двухпарное зацепление

Пример двухпарного зацепления показан на рис. 2, где шестерня и колесо радиусами соответственно r_1 и r_2 вращаются с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 . В точке P находится полюс зацепления, a – межосевое расстояние, точки A_1 и A_2 являются точками контакта пары зубьев. Нетрудно предположить, что в этом случае нагрузка на зуб будет меньше, чем в однопарном зацеплении, поскольку P распределяется на два зуба. Разработке общего подхода для вычисления параметров зацепления в случае двухпарного зацепления посвящены ряд работ отечественных и зарубежных авторов, в частности [1, 4]. В предложенной статье в дополнение к существующим работам рассматривается полный синтез аналитических выражений по определению силы нормального зацепления для случая двухпарного зацепления, а также назначенного ресурса передачи и зубчатого механизма в целом.

Ударные нагрузки предлагается учитывать с помощью динамического коэффициента $K_{дин}$ (9) [3], который в отличие от других выражений для динамического коэффициента при расчете ресурса зубчатых передач позволяет учитывать эволюцию динамических нагрузок, вызванную износом сопряженных поверхностей зубчатых колес. Нормальная нагрузка или сила нормального зацепления зубчатой передачи находится из системы следующих уравнений, базирующихся на условии совместности изнашивания жестко связанных сопряжений [1, 5]:

$$\begin{cases} P_1 + P_2 = P; \\ P_1 k_{зш} V_{СКШ1} + P_1 k_{зк} V_{СК1} = P_2 k_{зш} V_{СКШ2} + P_2 k_{зк} V_{СК2}, \end{cases} \quad (4)$$

где $P_{1,2}$ – сила нормального зацепления на первой и соответственно на второй паре зацепления; $V_{СКШ1,2}$ – скорость скольжения колеса первой и второй пары зацепления; $k_{зш}$ – скорости скольжения шестерни первой и соответственно второй пары зацепления; $k_{зш}$ – коэффициент износостойкости шестерни; $k_{зк}$ – коэффициент износостойкости колеса.

Ряд источников указывает на то, что для случая двухпарного зацепления с относительно небольшой погрешностью в расчетах можно руководствоваться следующим выражением:

$$P_1 = P_2 = \frac{P}{2}. \quad (5)$$

Выражение (5) верно, если коэффициенты износостойкости и скорости скольжения колеса и шестерни принять равными, а также пренебречь погрешностями изготовления колеса и шестерни. Определение величины $V_{СК1,2}$ и $V_{СКШ1,2}$, в том числе и для реверсивных приводов, достаточно полно изложено в источнике [6].

Коэффициент перекрытия ϵ в общем случае (внешнее и внутреннее зацепление) определяется в соответствии с нижеприведенной формулой источника [2]. Верхние знаки относятся к внешнему

зацеплению, нижние – к внутреннему. Для проводимых в статье расчетов с учетом кинематической схемы электропривода на рис.1 рассматривалось внешнее зацепление.

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} \pm \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} \mp a \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha_w}, \quad (6)$$

где α_w – угол профиля зубчатых колес; $r_{a1,2}$ – радиусы окружностей вершин зацепляющихся колес; $r_{b1,2}$ – радиусы основных окружностей зацепляющихся колес; m – модуль зубчатых колес.

Время эксплуатации зубчатой передачи L_{i2} , в течение которого действует двухпарное зацепление, определяется использованием коэффициента перекрытия с помощью нижеприведенных выражений источника [2]:

$$\mu_{i2} = 2(1 - \varepsilon^{-1}); L_{i2} = L_i \mu_{i2}, \quad (7)$$

где μ_{i2} – относительная продолжительность, в течение которой действует двухпарное зацепление.

Используя выражения (2) и (7) получаем время действия однопарного зацепления.

Величину максимального износа U_{MAX} для случая реверсивного движения определяем по нижеприведенной формуле [3]:

$$U_{MAX} = 0.5 H_0 \left(1 - \sqrt{\frac{1}{n_3}} \right), \quad (8)$$

где H_0 – толщина зуба у основания; n_3 – запас прочности зуба.

Как уже было сказано выше, для учета воздействия внешней динамической нагрузки, действующей на зубчатое зацепление, включая ее ударную составляющую и ее эволюцию во времени, обусловленную прежде всего изнашиванием поверхностей зацепляющихся зубчатых колес, а также упругих колебаний валов редуктора, изменений массово-инерционных характеристик полезной нагрузки, статического сопротивления и других факторов, обусловленных длительной эксплуатацией КА, предложено использование динамического коэффициента $K_{дин}$ [5].

$$K_{дин} = 1 + \left(1 - \frac{M_{стат}}{M^{\Sigma}} \right) \sqrt{1 + \frac{C_{п}^2 w_{нач}^2}{J^2 \varepsilon_c^2 \Theta^2}}, \quad (9)$$

где M^{Σ} – среднее суммарное (сумма статического и динамического сопротивления) сопротивление, приведенное к приводному двигателю; $M_{стат}$ – статическое сопротивление нагрузки; J – момент инерции нагрузки; $C_{п}$ – жесткость передач; $w_{нач}$ – начальная скорость удара зубьев в зацеплении; Θ – частота свободных колебаний; ε_c – среднее ускорение выходного вала, приведенное к двигателю.

Величина $w_{нач}$, которая изменяется в зависимости от величины приведенного люфта, определяется следующими соотношениями [5]:

$$w_{нач} = \sqrt{2 \varepsilon_{вз} \delta_{сmax} \Sigma}, \quad \varepsilon_{вз} = \frac{M_{п}}{J}, \quad (10)$$

где $J_{дв}$ – момент инерции приводного электродвигателя и приведенных к нему зубчатых передач; $\varepsilon_{вз}$ – ускорение выборки зазоров; $\delta_{сmax} \Sigma$ – приведенный к валу двигателя максимальный люфт зубчатых передач редуктора, обусловленный износом и упругими колебаниями вала передачи; $M_{п}$ – пусковой момент приводного двигателя.

Максимальная нагрузка передач привода, необходимая для расчета величины износа зубчатых колес, определяется согласно источнику [5] в соответствии с выражением (11) путем несложных преобразований формулы динамического коэффициента (9):

$$M_{max} = M_{дин} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{C_{п} w_{нач}^2}{J^2 \varepsilon_c^2 \Theta^2}} \right) + M_{стат} \quad (11)$$

где $M_{дин}$ – динамическое сопротивление нагрузки.

Результаты исследований представлены на рис. 3, 4. На рис. 3 представлены значения динамических коэффициентов первой, второй и последней девятой ступени редуктора с учетом эволюции (в течение

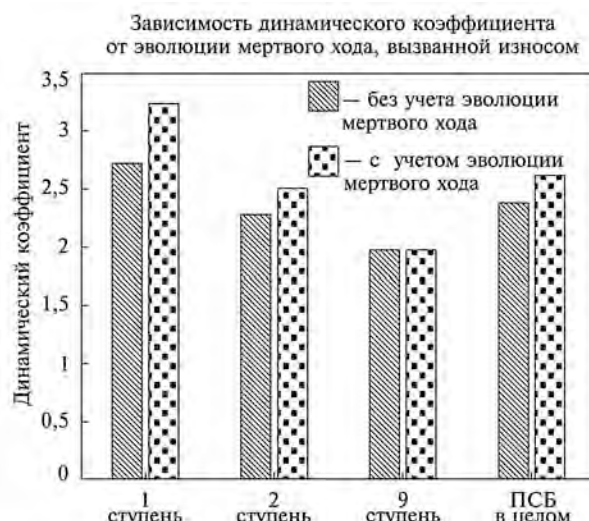


Рис. 3. Динамические коэффициенты ступеней редуктора с учетом ударных нагрузок и без них

нии всего рока эксплуатации) мертвого хода, обусловленной износом, и как следствие, увеличения ударных нагрузок. На рис. 4 представлены величины назначенного ресурса колес первых трех ступеней с учетом эволюции мертвого хода вследствие воздействия износа, и без учета износа.

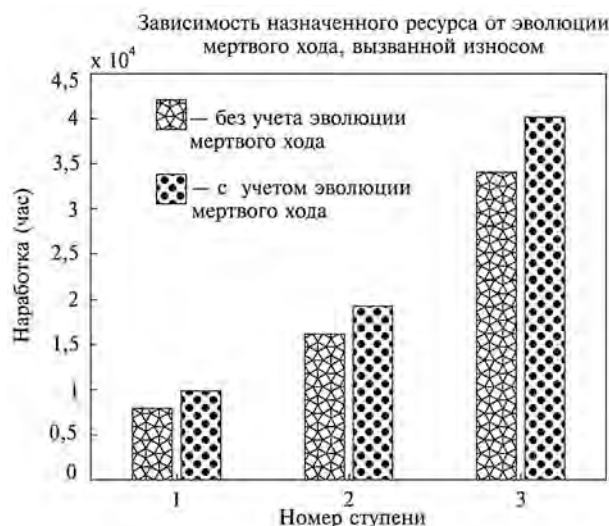


Рис. 4. Назначенный ресурс ступеней с учетом ударных нагрузок и без них

Как следует из рис. 3 динамический коэффициент последней 9-й ступени за время наработки, соответствующей назначенному ресурсу первой ступени, фактически не изменился. Это объясняется относительно незначительным износом последней ступени. Как следует из рис. 4, назначенный ресурс редуктора в целом определяется ресурсом первых зубчатых колес, поэтому рассматривать ресурс остальных колес (7-го и т. д.) нецелесообразно.

Возможные рекомендации по повышению долговечности редуктора, в частности:

- повышение коэффициента зацепления зубчатых колес;
- применение зубчатых колес первых ступеней с большим модулем;
- применение материалов с повышенной износостойкостью для скоростных ступеней редуктора;
- увеличение ширины венца зубчатых колес.

Реализация указанных мероприятий может иметь следствием увеличение массы и энергопотребления КА, поэтому для каждого случая увеличения долговечности необходимо соответствующее технико-экономическое обоснование.

Выводы

1. Направления развития современной космической техники подтверждают актуальность разработки более точных аналитических методов оценки ресурса механизмов бортовых агрегатов с зубчатыми эвольвентными профилями на стадии их проектирования.

2. Предложенный метод оценки назначенного ресурса зубчатых передач позволяет повысить точность определения назначенного ресурса зубчатых колес в среднем на 5%.

3. Расчеты показали, что составляющая мертвого хода ступени редуктора от воздействия износа, более чем на порядок превышает составляющую мертвого хода, вызванную упругостью вала.

4. Разработанный метод можно применить также в общем машиностроении для проектирования приводов с зубчатыми редукторами с длительным сроком эксплуатации.

Литература

- [1] Баранов А. В., Вагнер В. А., Тарасевич С. В., Баранова Ю. А., Пономарев А. Н. Проблема оценки износа сопряжений зубчатых колес транспортных машин и энергетического оборудования. – Барнаул: Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова, Ползуновский вестник, 2010. – С. 99–105.
- [2] Вульфсон И. И., Ерихов М. Л., Коловский М. З. Механика машин. – М.: Высшая школа, 1996. – 510 с.
- [3] Ключев В. И. Теория электропривода. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 560 с.
- [4] Попов А. П. Высокоскоростные тяжелонагруженные зубчатые передачи нового поколения. – Николаев: Национальный университет кораблестроения, www.reductorntc.ru/glav/pdf/doc1.doc.
- [5] Проников А. С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 574 с.
- [6] S S Ratan. Theory of machines. – New Delhi: Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, 2005. – 840 p.

Shatikhin V.E.¹, Khoroshilov V.S.², Titov V.A.³, Popel' V.M.², Tsucanov O.V.², Brazhnik D.P.⁴

¹ State Space Agency of Ukraine. Ukraine, Kiev

² Yuzhnoye, State-owned Design Office named after M. K. Yangel. Ukraine, Dnepropetrovsk

³ Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт». Ukraine, Kiev

⁴ Dnepropetrovsk National University named after O. Gonchar. Ukraine, Dnepropetrovsk

MAXIMAL BACKLASH EVOLUTION OF GEAR TRANSMISSIONS CAUSED BY WEAR,
AND LONGEVITY OF SPECACRAFT GEAR MECHANISMS



The influence of maximal backlash evolution of gear transmissions caused by wear on assigned operation time for spacecraft gear mechanisms is considered. The analytical expressions enabling determination of assigned operation time of solar panel drive gearbox in view of maximal backlash evolution caused by wear are obtained. The dynamic ratio and assigned operation time graphic plots of backlash evolution are developed.

Keywords: backlash; assigned operation time; wear; dynamic ratio

References

- [1] Baranov A. V., Vagner V. A., Tarasevich S. V., Baranova Ju. A., Ponomarev A. N. Problema otsenki iznosa soprjazhenij zubchatykh kolets transportnykh mashin i energeticheskogo oborudovanija. – Barnaul.: Altajskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet im. I. I. Polzunova, Polzunovskij vestnik, 2010. – P. 99-105.
- [2] Vulfson I. I., Erikhov M. L., Kolovskij M. Z. Mekhanika mashin. – M.: Vysshaja shkola, 1996. – 510 p.
- [3] Kljuchev V. I. Teorija jelektroprivoda. – M.: Energoatomizdat, 1988. – 560 p.
- [4] Popov A. P. Vysokoskorostnye tjazhelonagruzhennye zubchatyje peredachi novogo pokolenija. – Nikolaev.: Nacionalnyj universitet korablestroenija, www.reductorntc.ru/glav/pdf/doc1.doc
- [5] Pronikov A. S. Nadezhnost mashin. – M.: Mashinostroenije, 1978. – 574 p.
- [6] S. S. Ratan. Theory of machines. – New Delhi: Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, 2005. – 840 p.

УДК 629.735.083.03.004.58:004.67(045)

Митрахович М.М.

Национальный авиационный университет. Украина, г. Киев

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВЕЙВЛЕТ-ПРЕОБРАЗОВАНИЯ В ЗАДАЧАХ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрены методы обработки вибрационных сигналов узлов авиационных газотурбинных двигателей (ГТД). Определена проблема идентификации дефектов элементов ГТД по частотному составу диагностического сигнала. Предложен частотно-временный анализ диагностического сигнала с использованием вейвлет-преобразования для прогнозирования состояния контролируемых узлов ГТД. С помощью пакета расширения Wavelet Toolbox системы MATLAB смоделированы вибрационные сигналы; получены вейвлет-спектры для определения диагностических признаков дефектообразования элементов ГТД.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель; вибрационные сигналы; вейвлет-спектр; дефекты узлов; диагностика

Введение

Анализ современных средств контроля и диагностики узлов газотурбинных двигателей (ГТД) показал, что в большинстве своем они базируются на принципах измерения и анализа вибрационных сигналов, поскольку, контроль вибрации дает наибольший объем диагностической информации по

сравнению с такими методами, как контроль температуры, анализ смазки и другими. Из этого следует, что по сигналу вибрации могут быть обнаружены практически все виды дефектов в узлах ГТД без привлечения для диагностики других видов физических процессов [1].