

УДК 629.735.45, 621.833.24

DOI 10.18698/0536-1044-2017-3-66-75

Динамическая модель планетарного редуктора турбореактивных двухконтурных двигателей

Д.В. Калинин^{1,2}, Ю.М. Темис^{1,2}

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

² ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», 111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2

A Dynamic Model of a Planetary Gear Set in Turbofan Engines

D.V. Kalinin^{1,2}, Y.M. Temis^{1,2}

¹ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

² Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM, 111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2

@ e-mail: kalinin@ciam.ru, tejoum@ciam.ru

i Создание перспективных авиационных двигателей с редукторным приводом вентилятора требует совершенствования методов проектирования и оценки прочности зубчатых колес высоконагруженных планетарных редукторов. Разработана гибридная динамическая модель планетарного редуктора привода вентилятора газотурбинного двигателя, позволяющая оценивать динамические нагрузки в зацеплениях зубчатых колес и на опорах редуктора во всем диапазоне частот. В модели использован метод конечных элементов для получения функций кинематической погрешности, переменной жесткости зацепления и распределения изгибных и контактных напряжений в зубьях по всей фазе зацепления. Исследовано влияние податливости опор центральных колес и соотношения фаз зацеплений сателлитов на динамические напряжения в системе. На основе созданной динамической модели выработаны рекомендации по снижению динамических нагрузок в планетарных редукторах турбореактивных двухконтурных двигателей.

Ключевые слова: зубчатые передачи, планетарный редуктор, динамическая модель, параметрические колебания, метод конечных элементов, динамические напряжения.

i Development of advanced geared turbofan engines requires improving methods of design and strength analysis of power gears of the planetary mechanisms. The authors propose a hybrid dynamic model of a planetary gear set for a turbofan engine that allows estimating dynamic loads in the meshed gears and on the supports of the reduction gear in the whole range of rotational speeds. The finite element method is used in this model to obtain functional relations of composite deviations, variable stiffness of meshing and distribution of the full bending and contact stresses in the meshed teeth. The effect of stiffness of the sun gear supports and the ratio between the satellite mesh phases on the dynamic stresses in the system is analyzed. The proposed dynamic model is used to develop recommendations on reducing dynamic loads in planetary gear sets of turbofan engines.

Keywords: gears, planetary gear set, dynamic model, parametric vibrations, finite element method, dynamic stresses.

В настоящее время перспективным направлением развития авиационного двигателестроения является разработка турбореактивных двухконтурных двигателей (ТРДД) с редуктор-

ным приводом вентилятора. Применение планетарного редуктора в конструкции ТРДД с высокой степенью двухконтурности (рис. 1) [1] обеспечивает оптимальную частоту вращения

вентилятора при использовании малоступенчатой быстроходной турбины низкого давления, в результате чего достигается высокая топливная экономичность, снижение шума и эмиссии отработавших газов двигателя [2].

К наиболее сложным проблемам при проектировании и расчете высоконагруженных редукторов (их мощность достигает 20...30 МВт при массе 240...320 кг) относится оценка динамических нагрузок в зацеплениях зубчатых колес, которые, являясь источниками возбуждения высокочастотных вибраций во всем двигателе, способны привести к разрушению лопаток и дисков турбин ТРДД. При разработке редукторов транспортного машиностроения в расчетах на прочность зубчатых колес в соответствии с требованиями стандартов (ISO 6336 [3], DIN 3990 [4], ГОСТ 21354–87 [5]) динамические нагрузки учитываются через коэффициент динамичности K_v , зависящий от частоты вращения колес и точности их изготовления. Влияние податливости опор, параметров зацепления и элементов конструкции редуктора не принимается во внимание, а вибрации замыкаются обычно на массивных корпусах редукторов. Для редуктора привода вентилятора перспективного ТРДД такой подход не позволяет учесть расчетным путем эффективность применения технических решений, направленных на снижение динамических нагрузок. Все это обуславливает необходимость разработки методов оценки вибрационных нагрузок в редукторе и изучения их влияния на вибронпряженность деталей двигателя.

Для исследования динамических процессов в планетарных редукторах обычно используют динамические модели двух типов: математические с сосредоточенными параметрами, в которых зубчатое зацепление представлено в виде жестких дисков, соединенных упругодемпфирующей связью [6], и модели, основанные на использовании метода конечных элементов (МКЭ) [7, 8] и позволяющие наиболее точно учитывать податливость всех элементов трансмиссии. В работах Э.Л. Айрапетова и М.Д. Генкина [9, 10] применен метод динамических податливостей, предполагающий разбиение динамической системы планетарного механизма на подсистемы, связанные условиями совместности деформаций. В статьях А. Кахрамана [7, 11] и Р. Паркера [8] использованы конечно-элементные модели планетарных механизмов в динамической постановке на основе созданного ими программно-

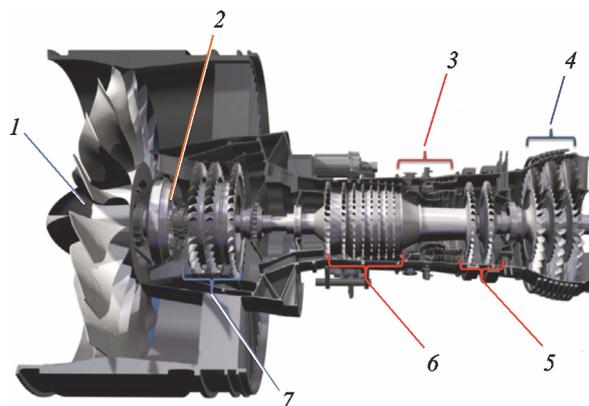


Рис. 1. Схема редукторного двигателя PW1100G: 1 — вентилятор; 2 — планетарный редуктор привода вентилятора; 3 — камера сгорания; 4 и 5 — турбины низкого и высокого давления; 6 и 7 — компрессоры высокого и низкого давления

го пакета МКЭ. В этих моделях более точно учтены деформации тел зубчатых колес и их опор. Однако такой способ требует больших затрат машинного времени, поэтому расчет проводят на упрощенной конечно-элементной сетке, т. е. подробное влияние кинематической погрешности зацепления не учитывают.

Цель работы — разработка гибридной динамической модели планетарного редуктора, сочетающей в себе преимущества моделирования зацепления зубчатых колес с помощью МКЭ и решения задач динамики аналитическими методами.

Описание динамической модели планетарного редуктора. В планетарных редукторах привода вентилятора современных ТРДД входным звеном является солнечная шестерня (СШ), соединенная с валом турбины низкого давления, а эпициклическая шестерня (эпицикл) связана через податливую ступицу с валом привода вентилятора. Динамическая модель с сосредоточенными параметрами для планетарного ряда с остановленным водилом представлена на рис. 2, а. Для упрощения системы рассмотрен планетарный ряд с тремя сателлитами. Основная подсистема модели редуктора — гибридная динамическая модель зацепления пары зубчатых колес (рис. 2, б) [6, 12].

В работе [12] показано, что для наиболее точной оценки основного источника возбуждения в зацеплении пары зубчатых колес — кинематической погрешности, включающей в себя как деформации зубьев под нагрузкой, так и технологические отклонения, моделирование функции переменной жесткости зацепления

с помощью МКЭ в квазистатической постановке является эффективным. Переменная жесткость зацепления — источник параметрических колебаний системы с кинематическим возбуждением. При этом необходимо учитывать нелинейные эффекты, определяемые условием потери контакта зубьев [12].

Для оценки поведения нелинейной системы зубчатых колес планетарного механизма рассмотрим систему с $N = n + 2$ сосредоточенными присоединенными массами (см. рис. 2, а), соединенными упругодемпфирующими связями, где n — количество сателлитов планетарного редуктора. Система уравновешена приложен-

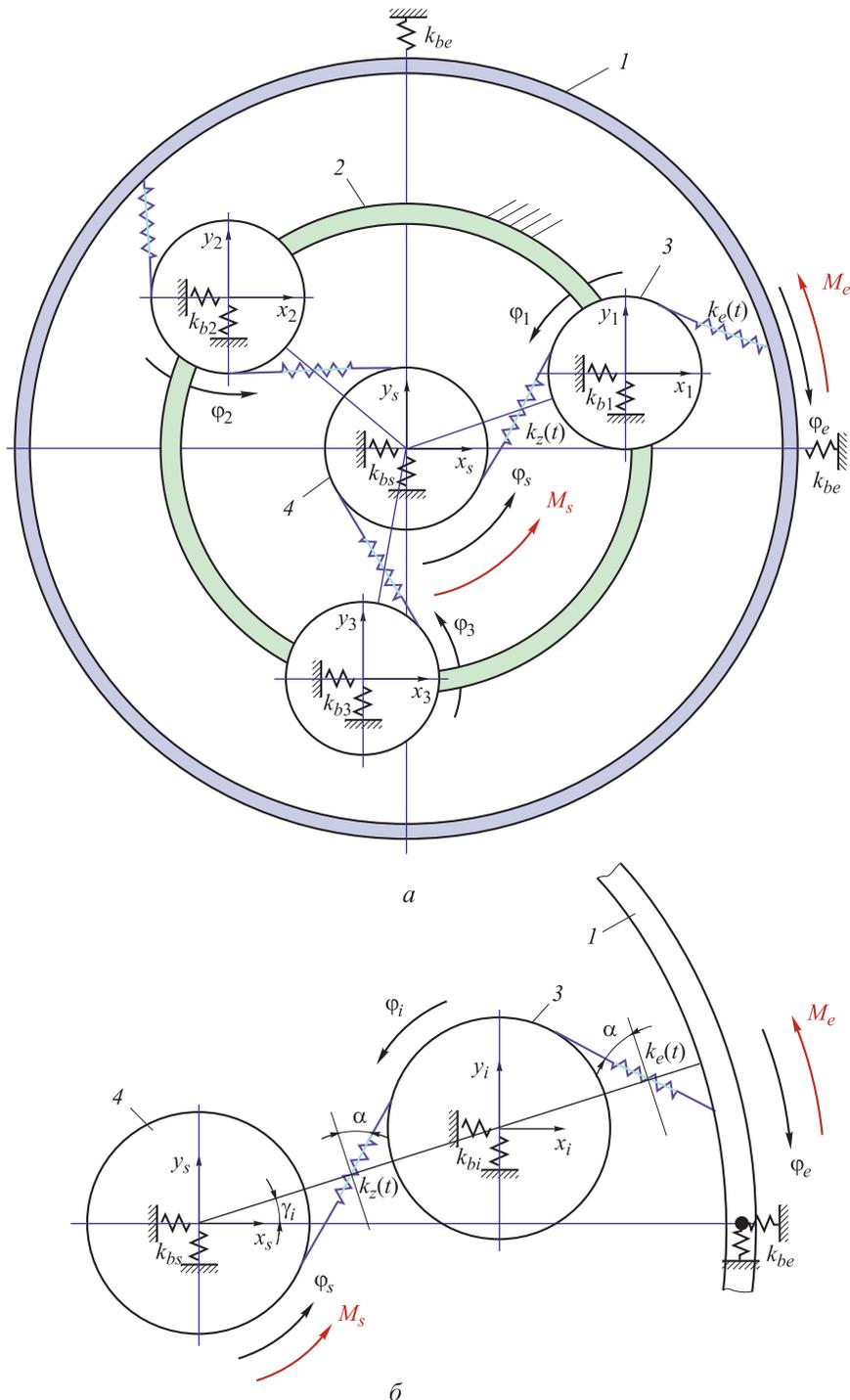


Рис. 2. Схема динамической модели планетарного механизма с сосредоточенными параметрами: а — общий вид модели редуктора; б — подсистема СШ–сателлит–эпицикл; 1 — эпицикл; 2 — водило; 3 — i -й сателлит; 4 — СШ

ными к СШ и эпициклу крутящими моментами M_e и M_s соответственно.

Записав для модели, представленной на рис. 2, уравнения Лагранжа с обобщенными координатами φ , x и y для каждого тела, получим следующие системы уравнений движения:

• для СШ

$$\begin{aligned} J_s \ddot{\varphi}_s + \sum_{i=1}^n (r_{bs} F_{si}^{dyn} + r_{bs} F_{si}^{damp}) &= M_s(t); \\ m_s \ddot{x}_s + k_{bx_s} x_s + c_{bx_s} \dot{x}_s + \\ + \sum_{i=1}^n (F_{si}^{dyn} + F_{si}^{damp}) \sin(\alpha + \gamma_i) &= 0; \quad (1) \\ m_s \ddot{y}_s + k_{by_s} y_s + c_{by_s} \dot{y}_s + \\ + \sum_{i=1}^n (F_{si}^{dyn} + F_{si}^{damp}) \cos(\alpha + \gamma_i) &= 0; \end{aligned}$$

• для i -го сателлита

$$\begin{aligned} J_i \ddot{\varphi}_i + (r_{bi} F_{si}^{dyn} + r_{bi} F_{si}^{damp}) - (r_{bi} F_{ei}^{dyn} + r_{bi} F_{ei}^{damp}) &= 0; \\ m_i \ddot{x}_i + k_{bx_i} x_i + c_{bx_i} \dot{x}_i + (F_{si}^{dyn} + F_{si}^{damp}) \times \\ \times [-\sin(\alpha + \gamma_i)] + (F_{ei}^{dyn} + F_{ei}^{damp}) \sin(\alpha + \gamma_i) &= 0; \quad (2) \\ m_i \ddot{y}_i + k_{by_i} y_i + c_{by_i} \dot{y}_i + (F_{si}^{dyn} + F_{si}^{damp}) \\ \times [-\cos(\alpha + \gamma_i)] + (F_{ei}^{dyn} + F_{ei}^{damp}) \cos(\alpha + \gamma_i) &= 0; \end{aligned}$$

• для эпицикла

$$\begin{aligned} J_e \ddot{\varphi}_e - \sum_{i=1}^n (r_{be} F_{ei}^{dyn} + r_{be} F_{ei}^{damp}) &= -M_e(t); \\ m_e \ddot{x}_e + k_{bx_e} x_e + c_{bx_e} \dot{x}_e + \\ + \sum_{i=1}^n (F_{ei}^{dyn} + F_{ei}^{damp}) \sin(\alpha + \gamma_i) &= 0; \quad (3) \\ m_e \ddot{y}_e + k_{by_e} y_e + c_{by_e} \dot{y}_e + \\ + \sum_{i=1}^n (F_{ei}^{dyn} + F_{ei}^{damp}) \cos(\alpha + \gamma_i) &= 0, \end{aligned}$$

где J_s , J_i , J_e и r_{bs} , r_{bi} , r_{be} — моменты инерции и радиусы основных окружностей СШ, i -го сателлита и эпицикла соответственно; $\ddot{\varphi}_s$, $\ddot{\varphi}_i$, $\ddot{\varphi}_e$, \ddot{x}_s , \ddot{x}_i , \ddot{x}_e , \ddot{y}_s , \ddot{y}_i , \ddot{y}_e — угловые, горизонтальные и вертикальные ускорения СШ, i -го сателлита и эпицикла соответственно; F_{si}^{dyn} , F_{ei}^{dyn} и F_{si}^{damp} , F_{ei}^{damp} — динамические упругие и демпфирующие силы СШ и эпицикла соответственно; $M_s(t)$ и $M_e(t)$ — внешние крутящие моменты, приложенные к СШ и эпициклу; m_s , m_i , m_e и

$k_{b(x,y)s}$, $k_{b(x,y)i}$, $k_{b(x,y)e}$ — массы тел и жесткости опор СШ, i -го сателлита и эпицикла соответственно; x_s , x_i , x_e и y_s , y_i , y_e — горизонтальные и вертикальные перемещения СШ, i -го сателлита и эпицикла соответственно; \dot{x}_s , \dot{x}_i , \dot{x}_e и \dot{y}_s , \dot{y}_i , \dot{y}_e — горизонтальные и вертикальные скорости СШ, i -го сателлита и эпицикла соответственно; α — угол профиля зубьев; γ_i — угловая координата положения оси сателлита, $\gamma_i = 2\pi i/n$.

Динамические упругие и демпфирующие силы в зацеплениях колес редуктора также зависят от взаимного перемещения тел колес:

$$\begin{aligned} F_{si}^{dyn} &= k_z(t) [r_{bs} \varphi_s + r_{bi} \varphi_i + e_s(t) + \\ + (y_s - y_i) \cos(\alpha + \gamma_i) + (x_s - x_i) \sin(\alpha + \gamma_i)]; \\ F_{ei}^{dyn} &= k_e(t) [r_{be} \varphi_e + r_{bi} \varphi_i + e_e(t) + \\ + (y_e - y_i) \cos(\alpha + \gamma_i) - (x_e - x_i) \sin(\alpha + \gamma_i)]; \\ F_{si}^{damp} &= c_z [r_{bs} \dot{\varphi}_s + r_{bi} \dot{\varphi}_i + \dot{e}_s(t) + \\ + (\dot{y}_s - \dot{y}_i) \cos(\alpha + \gamma_i) + (\dot{x}_s - \dot{x}_i) \sin(\alpha + \gamma_i)]; \\ F_{ei}^{damp} &= c_e [r_{be} \dot{\varphi}_e + r_{bi} \dot{\varphi}_i + \dot{e}_e(t) + \\ + (\dot{y}_e - \dot{y}_i) \cos(\alpha + \gamma_i) - (\dot{x}_e - \dot{x}_i) \sin(\alpha + \gamma_i)], \end{aligned}$$

где φ_s , φ_i , φ_e и $\dot{\varphi}_s$, $\dot{\varphi}_i$, $\dot{\varphi}_e$ — угловые перемещения и скорости вращения СШ, i -го сателлита и эпицикла соответственно; $k_e(t)$ — периодические функции жесткости зацеплений СШ–сателлит и сателлит–эпицикл; $e_s(t)$ и $e_e(t)$ — функции кинематической погрешности зацеплений СШ–сателлит и сателлит–эпицикл, задающие дополнительное перемещение профилей зубьев друг относительно друга; c_z и c_e — коэффициенты демпфирования зацеплений СШ–сателлит и сателлит–эпицикл (выбирают на основе результатов экспериментов).

На практике отклонение окружного шага различается для каждого зуба, поэтому функции $e_s(t)$ и $e_e(t)$ изменяются одновременно с роторной частотой. В исследовании рассматривались варианты погрешности профиля через ошибки окружного шага по гармоническому закону с амплитудой, соответствующей степени точности изготовления колес, либо кинематическая погрешность принималась постоянной для каждого зуба, что допустимо при сделанном выше предположении о малом влиянии данного источника возбуждения для колес, изготовленных с высокой степенью точности (4-й и выше).

Для компенсации неравномерности распределения нагрузок между зацеплениями сателлитов в высоконагруженных планетарных редукторах СШ устанавливают на так называемой плавающей подвеске, которая обычно представляет собой консольно закрепленное на шлицах рессоры зубчатое колесо (рис. 3).

На рис. 3 показана схема соединения СШ с помощью запатентованной [1] конструкции гибкого вала с волнообразными коленами. СШ под действием нагрузок от зацепления с шестернями сателлитов может совершать радиальные перемещения до выборки зазоров в зацеплениях зубьев, что обеспечивает более равномерное распределение нагрузок между сателлитами, компенсируя тем самым погрешности их профилей зубьев и окружных шагов. Волнообразные колена на валу шестерни позволяют сохранять параллельность осей СШ и сателлитов даже при больших радиальных смещениях. Поэтому жесткость опоры СШ k_{bs} на несколько порядков ниже аналогичных параметров сателлитов и венцовой шестерни, чьи

оси установлены на подшипниковых опорах, для которых значение жесткости выбирают из справочной литературы. Однако параметры податливости «плавающей» подвески, используемой обычно для снижения вибраций в планетарном редукторе, нельзя рассчитать без его подробной динамической модели.

Основываясь на результатах экспериментов [10], можно сделать вывод, что динамическое поведение передачи зависит от параметрического возбуждения, вызванного переменной жесткостью зацепления $k_z(t, M)$, которая является функцией времени и нагрузки и зависит в первую очередь от числа находящихся в зацеплении зубьев. Подробное моделирование, выполненное с помощью МКЭ в работе [12], учитывает влияние контактирующих зубьев на характер кинематической погрешности зацепления (рис. 4). Применение МКЭ для моделирования жесткости зубьев позволяет учитывать влияние профильной модификации зубьев на распределение нагрузок по фазе зацепления. Использование профильной модификации

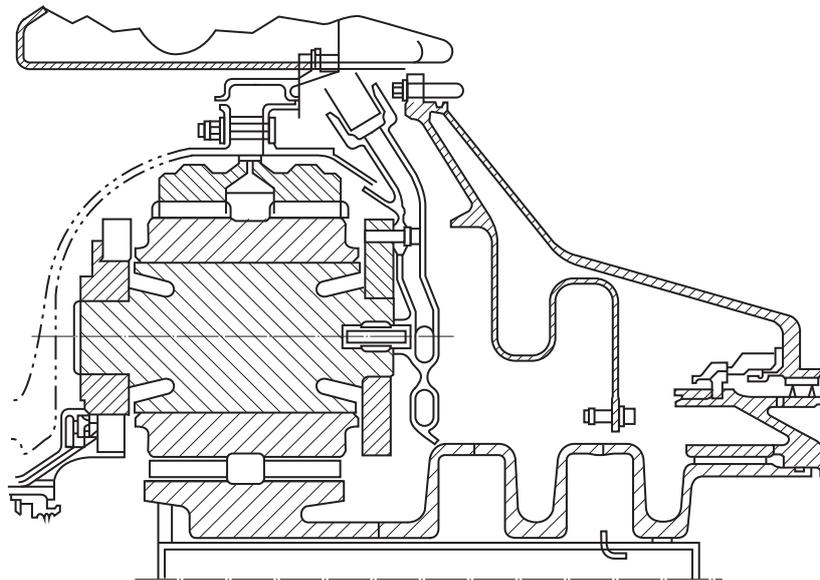


Рис. 3. Привод СШ планетарного редуктора ТРДД

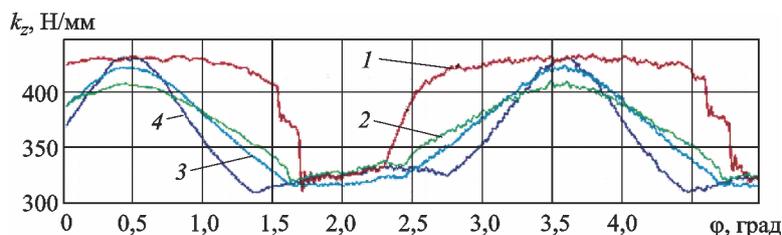


Рис. 4. Зависимость жесткости зацепления k_z от угла поворота φ зубчатого колеса при различных параметрах профильной модификации:

1 — без модификации; 2 — $h_b = 45$ мкм; 3 — $h_b + h_n = 45$ мкм + 70 мкм; 4 — $h_b = 95$ мкм

также является одним из основных способов снижения динамических нагрузок в зацеплении, достигаемого изменением геометрических параметров вершины h_v и ножки h_n зуба при шлифовании в упреждение искажения его формы при деформации под нагрузкой.

На рис. 4 показаны графики периодической функции жесткости зацепления для прямозубой передачи с различными параметрами модификации вершины зуба (фланкирования) и совместной модификации вершины и ножки зуба. Как видно из рисунка, даже незначительное по величине фланкирование существенно изменяет форму кривой жесткости зацепления, что определяет также изменение возбуждения динамических нагрузок.

Полученная на рис. 4 периодическая функция жесткости зацепления $k_z(t)$ может быть использована при решении системы уравнений, если ее аппроксимировать, разложив в ряд Фурье:

$$k_z(t) = k_0 + \sum_{n=1}^N k_n \cos(n\omega_z t + \gamma_n),$$

где k_0 — средняя постоянная жесткость зацепления; ω_z — частота пересопряжения зубьев (количество входов в зацепление зубьев за единицу времени); γ_n — фазовый угол n -й гармоники.

Определение динамических нагрузок в зацеплениях колес планетарного редуктора с помощью разработанной гибридной модели проводят в два этапа. На первом находят распределение изгибных и контактных напряжений зубьев по фазе зацепления при статическом

нагружении с помощью моделирования МКЭ (рис. 5). На втором этапе строят амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) системы редуктора для коэффициента динамичности во всем диапазоне частот вращения.

Экспериментальные исследования динамики зубчатых передач показали, что при резонансных режимах работы зубчатой передачи динамические нагрузки возрастают в 2–4 раза, а работа передачи может сопровождаться размыканием зубьев [2, 10]. Возможность размыкания зубьев в модели определяется условием потери упругой и демпфирующей связей в зацеплении в момент отрицательного значения разности взаимных перемещений зубьев до выборки бокового зазора $j_{n \min}$, после чего восстанавливается контакт передачи между нерабочими боковыми поверхностями зубьев [12]:

$$F_{\text{дин}}(t, \varphi_1, \varphi_2) = \begin{cases} k_z(t)(\varphi_1 r_{b1} + \varphi_2 r_{b2}) + c_z(\dot{\varphi}_1 r_{b1} + \dot{\varphi}_2 r_{b2}) & \text{при } (\varphi_1 r_{b1} + \varphi_2 r_{b2}) > 0; \\ 0 & \text{при } (\varphi_1 r_{b1} + \varphi_2 r_{b2}) \leq 0 \\ \text{и } |(\varphi_1 r_{b1} + \varphi_2 r_{b2})| \leq j_{n \min}; \\ k_z(t)(\varphi_1 r_{b1} + \varphi_2 r_{b2} - j_{n \min}) + c_z(\dot{\varphi}_1 r_{b1} + \dot{\varphi}_2 r_{b2}) & \text{при } (\varphi_1 r_{b1} + \varphi_2 r_{b2}) \leq 0. \end{cases} \quad (4)$$

В работе [6] отмечено, что при условии (4) максимальный уровень динамических напряжений в зацеплении при проходе через резонанс

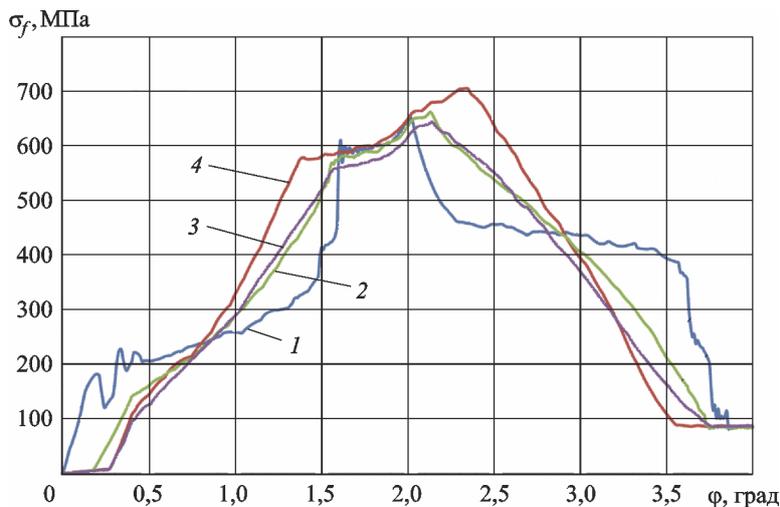


Рис. 5. Распределение изгибных напряжений σ_f во впадине зубьев по фазе зацепления для колес при различных параметрах профильной модификации:

1 — без модификации; 2 — $h_v = 45$ мкм; 3 — $h_v + h_n = 45$ мкм + 70 мкм; 4 — $h_v = 95$ мкм

нанс не превышает определенного значения, обусловленного присутствием разрывных колебаний в системе.

Таким образом, задача динамики зубчатого зацепления сводится к системе нелинейных дифференциальных уравнений, коэффициенты которых связаны условиями потери контакта зубьев (4).

Результаты моделирования. Решение системы нелинейных дифференциальных уравнений с ограничениями выполнено в программном комплексе MATLAB/Simulink для математической модели планетарного редуктора с использованием явных одношаговых методов численного интегрирования Рунге–Кутты четвертого и пятого порядков.

Влияние параметров геометрии зубчатых колес, нелинейной жесткости зацепления и условий потери контакта зубьев на уровни динамических нагрузок подробно рассмотрено в работах [12, 13]. Анализ результатов моделирования динамической системы планетарного редуктора проводят по траекториям центров масс зубчатых колес редуктора. На рис. 6 показаны траектории колебаний центров масс колес планетарного редуктора с тремя сателлитами и «плавающей» опорой СШ ($k_{bs} = 5 \cdot 10^5$ Н/м). Как видно из рисунка, сателлитные шестерни совершают колебательные движения вдоль линии суммарного действия сил в зацеплениях с СШ и эпициклом. Вид траектории СШ обусловлен сдвигом фаз зацеплений с сателлитами, в результате которого жесткости связей СШ, ее

опоры и сателлитов распределяются несимметрично относительно центра системы планетарного редуктора.

В реальных конструкциях планетарных редукторов смещение положения СШ также вызвано несогласованностью ошибок шагов и погрешностей профилей сателлитов, т. е. происходит выравнивание статической нагрузки в зацеплении за счет большей податливости опоры СШ. В данной модели рассогласованность ошибок шагов и погрешностей зубьев сателлитов не рассматривалась для сохранения наглядности влияния конструктивных параметров зацепления на динамическое поведение системы. На рис. 6 показаны результаты моделирования для разных значений жесткости опоры СШ и сочетания фаз зацеплений с сателлитами.

Совпадение фаз зацеплений СШ–сателлит, достигаемое кратностью количества зубьев этой шестерни числу сателлитов n , обеспечивает минимальное смещение центра масс СШ даже при ее плавающей подвеске и несогласованности фаз зацеплений сателлит–эпицикл (рис. 6, а).

На рис. 6, б показана траектория СШ на «плавающей» опоре при случайном сдвиге фаз в зацеплениях с сателлитами, в результате которого амплитуда колебаний их центра масс значительно возрастает, а траектория имеет несимметричный характер.

На рис. 6, в приведена траектория СШ при ее установке на подшипниковых опорах, жесткость которых может быть больше, чем у зацеплений. В этом случае по сравнению с плавающей опорой амплитуда колебаний центра масс уменьша-

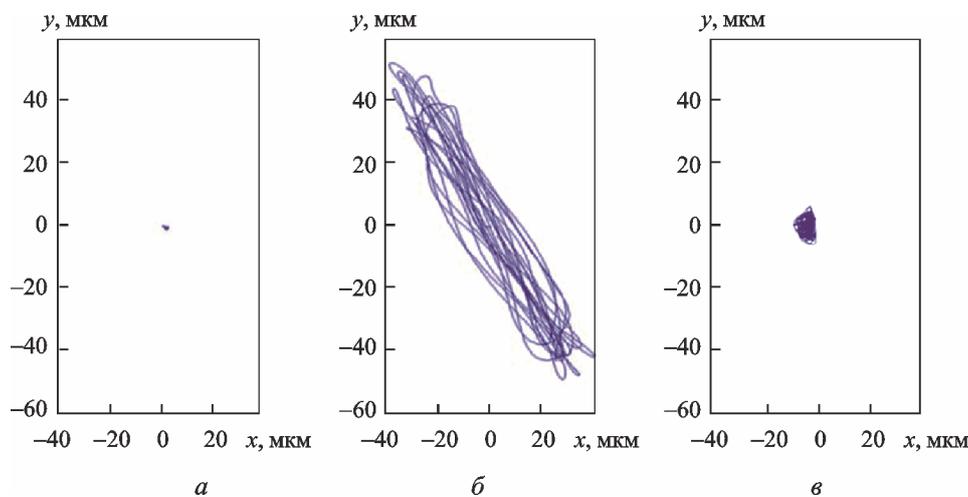


Рис. 6. Траектории колебаний центра масс СШ:

а — синфазное зацепление всех сателлитов и СШ на «плавающей» опоре; б — случайный сдвиг фаз зацеплений сателлитов и СШ на «плавающей» опоре; в — случайный сдвиг фаз зацеплений сателлитов и СШ, установленной на подшипниковых опорах

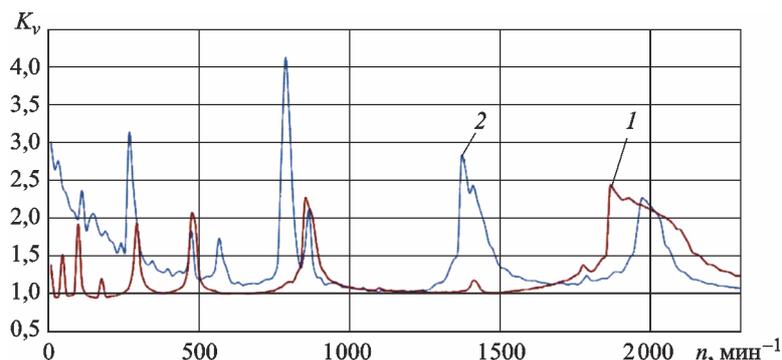


Рис. 7. АЧХ коэффициента динамичности K_v зацепления СШ–сателлит планетарного редуктора с синфазными зацеплениями сателлитов (1) и сдвигом фаз в зацеплениях сателлитов (2)

ется, однако возрастают динамические нагрузки в зацеплениях, особенно при больших ошибках шагов и погрешностях зацеплений.

На рис. 7 показаны результаты решения системы уравнений (1)–(3) в рабочем диапазоне частот n редуктора с построением АЧХ для коэффициента динамичности.

Сравнение двух вариантов сочетаний фаз зацеплений между СШ и сателлитами в конструкции планетарного редуктора с зафиксированным водилом и «плавающей» подвеской СШ показывает предпочтительность выбора схемы с синфазными зацеплениями для диапазона низких частот вращения. При высоких значениях n в зоне основного резонанса диапазон частот с большими динамическими нагрузками для данного варианта шире, что может также являться следствием неустойчивости параметрических нелинейных колебаний в зацеплениях колес редуктора.

Выводы

1. Разработана гибридная динамическая модель планетарного редуктора, позволяющая исследовать влияние податливости опор зубчатых колес и модификации их профилей на распределение динамических нагрузок во всем диапазоне частот.

2. Сочетание аналитических методов и МКЭ позволяет получать точные оценки динамических нагрузок в зацеплениях при невысоких временных затратах, что достигается за счет моделирования процесса зацепления колес МКЭ и учета условия возможной потери контакта зубьев.

3. Результаты моделирования показали возможность снижения динамических нагрузок в зацеплениях планетарных редукторов за счет подбора синфазности зацеплений сателлитов с центральными колесами.

Литература

- [1] Sheridan W.G., McCune M.E., Pescosolido A. *Coupling system for a star gear train in a gas turbine engine*. Patent US no. 8585539 B2. United Technologies Corporation, 2013.
- [2] Григорьев В.В., Еланский А.В., Попуга А.И. Перспективные схемы авиационных двигателей с высокой топливной эффективностью. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2013, № 9(106), с. 231–236. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2013_9_39 (дата обращения 30 октября 2016).
- [3] ISO 6336-6:2006/Cor 1:2007. *Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 6: Calculation of service life under variable load*. Afnor publ., 2006. 2 p.
- [4] DIN 3990-2:1987-12. *Calculation of load capacity cylindrical gears. Calculation of pitting resistance*. 1987.
- [5] ГОСТ 21354–87. *Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность*. Москва, Изд-во стандартов, 1989. 129 с.
- [6] August R., Kasuba R., Frater J.L., Pintz A. *Dynamic of planetary gear trains*. NASA contactor report 3793, Washington, D.C., 1984.
- [7] Kahraman A., Kharazi A.A., Umrani M. A deformable body dynamic analysis of planetary gears with thin rims. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 262, pp. 752–768.
- [8] Parker R.G., Vijayakar S.M., Imajo T. Non-linear dynamic response of a spur gear pair: modelling and experimental comparisons. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, pp. 435–455.

- [9] Айрапетов Э.Л., Генкин М.Д. *Динамика планетарных механизмов*. Москва, Наука, 1980. 256 с.
- [10] Айрапетов Э.Л., Апархов В.И., Генкин М.Д., Косарев О.И. Возмущающие силы в зубчатом зацеплении. *Повышение качества зубчатых передач конструктивными и технологическими методами. Тез. докл. всесоюзного науч.-техн. совещания, ч. 2*. Баку, 1976, с. 253–256.
- [11] Kahraman A., Vijayakar S. Effect of internal gear flexibility on the quasi-static behavior of a planetary gear set. *Transaction of ASME, Journal of Mechanical Design*, 2001, 123, pp. 408–415.
- [12] Калинин Д.В., Темис Ю.М. Моделирование нелинейных колебаний цилиндрических зубчатых передач авиационных приводов. *Вестник СГАУ*, 2015, т. 14, № 3, ч. 1, с. 193–202.
- [13] Калинин Д.В. Динамический анализ зубчатой передачи. *Известия МГТУ «МАМИ»*, 2015, № 3(25), т. 4, с. 9.

References

- [1] Sheridan W.G., McCune M.E., Pescosolido A. *Coupling system for a star gear train in a gas turbine engine*. Patent US no. 8585539 B2. United Technologies Corporation, 2013.
- [2] Grigor'ev V.V., Elanskii A.V., Popuga A.I. Perspektivnye skhemy aviatsionnykh dvigatelei s vysokoi toplivnoi effektivnost'iu [Conceptual schemes of aircraft engines with high fuel efficiency]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya [Aerospace engineering and technology]*. 2013, no. 9(106), pp. 231–236. Available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/aktit_2013_9_39 (accessed 30 October 2015).
- [3] ISO 6336-6:2006/Cor 1:2007. *Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 6: Calculation of service life under variable load*. Afnor publ., 2006.
- [4] DIN 3990-2:1987-12. *Calculation of load capacity cylindrical gears. Calculation of pitting resistance*. 1987.
- [5] GOST 21354-87. *Peredachi zubchatye tsilindricheskie evol'ventnye vneshnego zatsepleniia. Raschet na prochnost'* [GOST 21354-87. The cylindrical evolvent gears of external gearing. Strength calculation]. Moscow, Standartinform publ., 1989. 129 p.
- [6] August R., Kasuba R., Frater J.L., Pintz A. *Dynamic of planetary gear trains*. NASA contactor report 3793, Washington, D.C., 1984.
- [7] Kahraman A., Kharazi A.A., Umrani M. A deformable body dynamic analysis of planetary gears with thin rims. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, vol. 262, is. 3, pp. 752–768.
- [8] Parker R.G., Vijayakar S.M., Imajo T. Non-linear dynamic response of a spur gear pair: modelling and experimental comparisons. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, vol. 237, is. 3, pp. 435–455.
- [9] Airapetov E.L., Genkin M.D. *Dinamika planetarnykh mekhanizmov* [Dynamics of planetary mechanisms]. Moscow, Nauka publ., 1980. 256 p.
- [10] Airapetov E.L., Aparkhov V.I., Genkin M.D., Kosarev O.I. Vozmushchayushchie sily v zubchatom zatseplenii [Disturbing forces in the gear teeth]. *Povyshenie kachestva zubchatykh peredach konstruktivnymi i tekhnologicheskimi metodami. Tез. dokl. vsesoiuznogo nauch.-tekhn. soveshchaniia, ch. 2* [Improving the quality of gears of constructive and technological methods. Abstracts of all-Union scientific-technical meeting, pt. 2]. Baku, 1976, pp. 253–256.
- [11] Kahraman A., Vijayakar S. Effect of internal gear flexibility on the quasi-static behavior of a planetary gear set. *Journal of Mechanical Design, Transaction of ASME*, 2001, vol. 123, is. 3, pp. 408–415.
- [12] Kalinin D.V., Temis Iu.M. Modelirovanie nelineinykh kolebaniy tsilindricheskikh zubchatykh peredach aviatsionnykh privodov [Dynamic modelling of non-linear vibrations in cylindrical tooth gearing of aircraft drive systems]. *Vestnik SGAU [Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering]*. 2015, vol. 14, no. 3, pt. 1, pp. 193–202.
- [13] Kalinin D.V. Dinamicheskii analiz zubchatoi peredachi [Dynamic analysis of gear pair]. *Izvestiia MGTU «МАМИ» [Izvestiya MGTU «МАМИ»]*. 2015, no. 3(25), vol. 4, pp. 84–93.

Информация об авторах

КАЛИНИН Дмитрий Владимирович (Москва) — ассистент кафедры «Теория машин и механизмов». МГТУ им. Н.Э. Баумана; начальник сектора прочности и ресурса авиационных приводов. ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: kalinin@ciam.ru).

ТЕМИС Юрий Моисеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Прикладная математика». МГТУ им. Н.Э. Баумана; начальник отдела математического моделирования. ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» (111116, Москва, Российская Федерация, Авиамоторная ул., д. 2, e-mail: tejoum@ciam.ru).

Information about the authors

KALININ Dmitriy Vladimirovich (Moscow) — Assistant Lecturer, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University; Head of Section, Strength and Life of Aviation Gears. Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: kalinin@ciam.ru).

TEMIS Yury Moiseevich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Applied Mathematics. Bauman Moscow State Technical University; Head of Mathematical Modelling Department. Federal State Unitary Enterprise Baranov Central Institute of Aviation Motors CIAM (111116, Moscow, Russian Federation, Aviamotornaya St., Bldg. 2, e-mail: tejoum@ciam.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 4-е издание учебника

«Теплотехника»

под общей редакцией **А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева**

В четвертом издании учебника рассмотрены основы термодинамики и теории теплообмена, топливо и его горение, схемы и элементы расчета котлов, промышленных печей, паро- и газотурбинных, когенерационных и микрогазотурбинных установок, газоперекачивающих станций магистральных газопроводов, поршневых двигателей внутреннего и внешнего сгорания, ракетных, ракетно-прямоточных и авиационных двигателей, холодильных установок, компрессоров и вакуумных насосов, атомных и плазменных энергоустановок. Приведены расчеты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Включены разделы, касающиеся космических энергоустановок, теплообменных аппаратов, гидромашин, фотонных энергосистем, криогенных систем для ожижения газов, разделения воздуха, получения неона, криптона и ксенона, а также систем регулирования. Большое внимание в книге уделено вопросам экологии, защиты окружающей среды и возобновляемым источникам энергии.

Содержание учебника соответствует курсам лекций, которые авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана и других крупных российских и зарубежных университетах.

По вопросам приобретения обращайтесь:

**105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru**