

Выводы. В современных условиях возникла необходимость изменить метод проектирования зубчатых передач для высоконагруженных авиационных редукторов, центральных приводов и коробок двигательных и самолетных агрегатов.

Новым методом проектирования стал программный комплекс ASGears, в основе которого лежит математическая модель нового типа. Результатом проведенных работ, стало обеспечение возможности расчета новой геометрии и новых параметров зубчатых колес, применение которых обеспечило впервые в истории авиации внедрение в производство нового ТВД без дорогостоящей доводки параметров зубчатых колес редуктора. Данный метод применим ко всем авиационным и общепромышленным зубчатым передачам.

Список литературы: 1. Чуйко В.М. А.Г.Ивченко – стратег, организатор, ученый, конструктор. – Конверсия в машиностроении. – №4. – 2004. 2. Дорофеев В.Л. Основы расчета нагрузок и напряжений, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1983. – №3 – С.14–16. 3. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений / Кравченко И.Ф., Единович А.Б., Яковлев В.А., Дорофеев В.Л. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – №8. – С.129–134,206.

Поступила в редколлегию 20.05.10

УДК 621.831

Н.Н. ИШИН, к.т.н., доц., нач. отделения МКПАТ Объединённого института машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

А.М. ГОМАН, к.т.н., доцент, начальник отдела ОДАВДМ

А.С. СКОРОХОДОВ, к.т.н., вед. научный сотрудник

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ НА КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ

Запропоновано розрахунок коефіцієнта перекриття прямозубої циліндричної зубчастої передачі, що враховує вплив динамічних процесів, демпфування, похибок кроків зачеплення. Порівняння розрахункових і експериментальних значень коефіцієнтів перекриття показало цілком задовільний їх збіг.

Calculation of a contact ratio of the spur gearing, considering influence of dynamic processes, damping, base errors is proposed. Comparison of calculated and experimental values of contact ratio has displayed their quite satisfactory coincidence.

Введение. В настоящее время практически во всех стандартах и научной литературе, например [1-5] и др., коэффициент перекрытия зубчатых передач находится теоретическим путём из геометрических соображений для идеально из-

готовленных зубчатых колёс. В расчётах зубьев на контактную и изгибную прочность, определении резонансных режимов вращения зубчатых колёс используется именно такое значение коэффициента перекрытия. Проведенные экспериментальные исследования на прямозубых цилиндрических колёсах [6-9] показали, что деформации сопряжённых зубьев, возникающие при нагружении передач, погрешности изготовления и монтажа зубчатых колёс приводят к возникновению значительных внутренних динамических нагрузок в передачах и к существенному изменению величины коэффициента перекрытия. Кроме того, установлено, что динамические процессы в зубчатых зацеплениях также оказывают определённое влияние на этот параметр за счет изменения соотношения периодов однопарного и двухпарного контакта за время зацепления зуба (рисунок 1).

Целью данной работы является разработка динамической модели зубчатого сопряжения прямозубых цилиндрических передач для оценки влияния погрешностей шагов зубьев, нагрузки, действующей в зацеплении, кинематических параметров и демпфирования на динамические нагрузки в зацеплении и реальное значение коэффициента перекрытия.

Динамическая модель зубчатой передачи. Существуют два подхода в исследовании динамических процессов в зубчатых передачах, получивших название вибрационной и ударной теорий динамики зубчатых передач. В соответствии с вибрационной теорией, динамические нагрузки возникают вследствие кинематических погрешностей и изменения жесткости зубьев [10], а по ударной теории они являются следствием удара зубьев в моменты пересопрыжения [11].

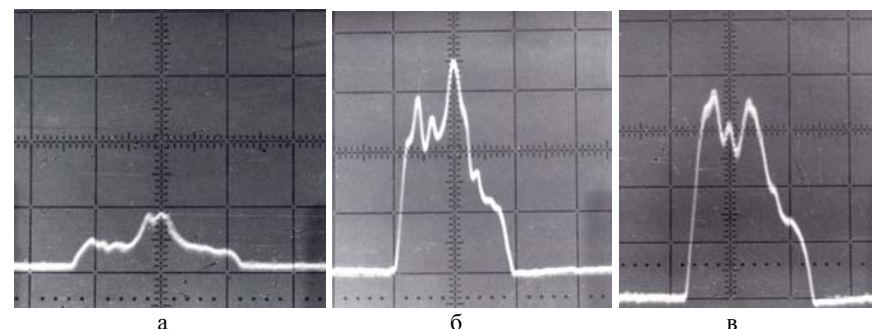


Рисунок 1 – Осциллограммы усилий действующих в зубчатом зацеплении:
а – частота вращения 100 мин⁻¹, нагружающий момент – 20Н·м;
б – частота вращения 1000 мин⁻¹, нагружающий момент – 200Н·м;
в – частота вращения 1000 мин⁻¹, нагружающий момент – 300Н·м

Следует отметить, что значительное число опубликованных работ развивает первый подход. В этом случае учитывается переменная жесткость зубьев, кинематическая погрешность, погрешность профиля и др. Однако такие вопросы как влияние изгиба валов передачи и упруго присоединенных к ко-

лесам масс, передача нагрузки с одной пары зубьев на другую, вход и выход зубьев из зацепления проще и нагляднее изучаются с помощью второго подхода. С помощью теории удара достаточно просто можно также оценить динамическую составляющую нагрузки, действующую в зубчатом зацеплении.

В данной работе решение поставленной задачи строится на основе сочетания указанных методов, а исследование динамических нагрузок в зубчатых передачах ограничивается рассмотрением наиболее характерных для передач общемашиностроительного применения (7...9 степень точности) случаев кромочного удара, при котором шаг ведущего колеса меньше основного шага ведомого зубчатого колеса. При этом удар имеет место при входе новой пары в зацепление. Зубья начинают контактировать не в теоретической точке начала линии зацепления, а несколько раньше. То же самое произойдет и с абсолютно точными колесами, но подверженными деформации. В этом случае деформация предыдущей пары зубьев проявляется аналогично ошибке основного шага, приводящей к кромочному удару.

Эквивалентная динамическая схема, имитирующая работу зубчатых колес при кромочном ударе в момент перехода нагрузки с одной пары зубьев на две, представлена на рисунке 2 [12]. В этой схеме массы зубчатых колес, приведенные к основным окружностям, представлены в виде приведенной массы $\mu_{пр}$, а две пары сопряженных зубьев заменены пружинами, имеющими жесткости C_c и C_k . При этом жесткость C_c принадлежит находящейся в зацеплении впереди идущей паре зубьев 1-1', а жесткость C_k – вступающей с кромочным ударом в зацепление паре зубьев 2-2'.

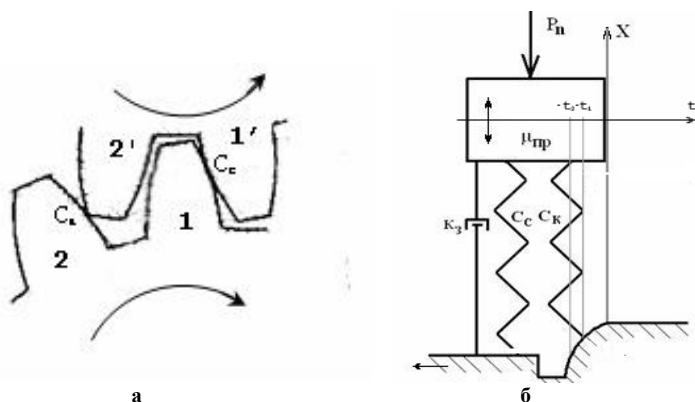


Рисунок 2 – Эквивалентная динамическая схема зубчатой пары:
а – схема зацепления; б – динамическая схема

Построим прямоугольную систему координат. Ось времени t направлена вправо, ось смещения приведенной массы $\mu_{пр}$ – X вверх. В процессе пересопряжения зубьев приведенная масса перемещается только вертикально вдоль оси X ,

а вдоль оси времени t перемещается основание, на которое опираются пружины, определяющие жесткости зубьев. Значение времени $t=0$ соответствует выходу передней пары зубьев с кромочной жесткостью C_k на теоретическую точку начала линии зацепления, смещение центра тяжести приведенной массы $x=0$ – моменту времени $t = -t_2$ входа рассматриваемой пары зубьев в зацепление.

При выбранном направлении координат x , t дифференциальное уравнение, описывающее вынужденные колебания зубчатых колес, имеет следующий вид

$$\mu_{пр}\ddot{x} + k_3\dot{x} + C(t)x = P_n, \quad (1)$$

где P_n – окружная сила, действующая на окружном цилиндре шестерни; $C(t)$ – переменная жесткость зубчатого зацепления; $k_3(\omega)$ – коэффициент демпфирования в зубчатом зацеплении.

Процесс пересопряжения зубьев при кромочном взаимодействии. В зависимости от соотношения величин: Δ_0 – разности основных шагов входящих в зацепление сопрягаемых зубьев (определяемые погрешностью изготовления) и δ_c – деформации пары зубьев, находящейся в зацеплении до момента кромочного удара, имеют место два случая кромочного удара. В первом случае при $\Delta_0 > \delta_c$ пара зубьев C_c полностью разгружается до выхода зубьев с линии зацепления. Вся нагрузка при этом начинает передаваться одной парой зубьев C_k . Во втором случае при $\Delta_0 < \delta_c$ контакт пары зубьев C_c на линии зацепления не нарушается.

При исследовании влияния погрешностей изготовления, действующих в моменты пересопряжения зубьев, на динамические нагрузки и реальный коэффициент перекрытия прямозубых цилиндрических зубчатых передач, функция относительного перемещения зубчатых колес S в случае контакта вне линии зацепления может быть принята параболической. Данная функция, зависящая от геометрических параметров зубчатых колес и окружной скорости, является также функцией приложения нагрузки, стремящейся вывести колесо из статического равновесия. Эта нагрузка пропорциональна увеличению деформации пары зубьев, входящей в зацепление, при кромочном ударе.

В работе [8] функция изменения S в зависимости от времени t представляется в виде

$$S = t^2 / 2p. \quad (2)$$

Параметр p определяется из соотношения

$$\frac{1}{2p} = \frac{2NV^2}{m \cos \alpha}, \quad (3)$$

где V – окружная скорость; m – модуль зубчатого колеса; α – угол зацепления.

Параметр N определяется числом зубьев ведущего и ведомого колёс. График зависимости функции N от чисел зубьев ведущего и ведомого зубчатых колёс представлен на рисунке 3.

Если разность основных шагов сопрягаемых зубьев Δ_0 больше деформации δ_c пары зубьев, находящейся в зацеплении до момента кромочного удара, весь процесс перехода нагрузки с пары зубьев C_c на пару C_k можно разделить на четыре периода.

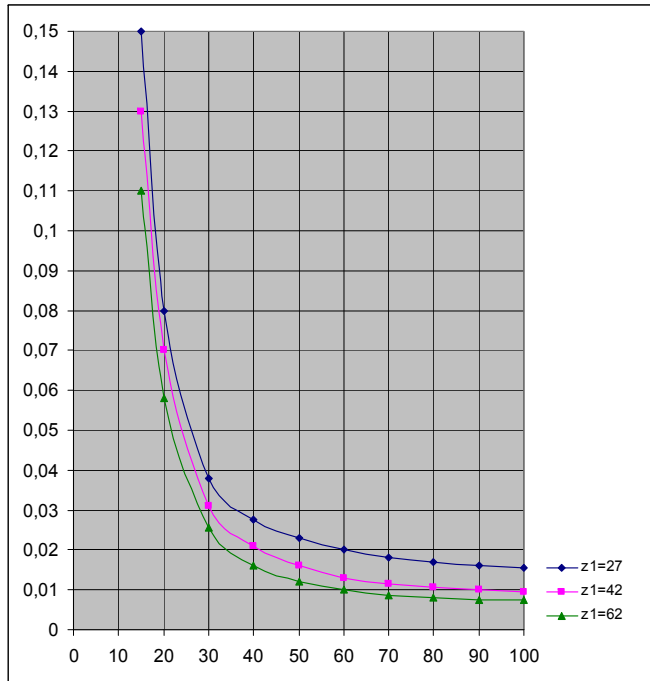


Рисунок 3 – Зависимость функции N от числа зубьев ведущего и ведомого зубчатых колёс [8]

В **первый период** зацепления вся нагрузка P_n передается парой зубьев C_c

$$C_c \delta_c = P_n. \quad (4)$$

Колебаниями, вызванные предыдущей пары зубьев, пренебрегаем.

В течение **второго периода**, начиная с момента времени $t = -t_2$ (рисунок 2) в зацепление вступает пара зубьев C_k , начиная деформироваться и воспринимая все большую и большую нагрузку, разгружая при этом пару

зубьев C_c . Удельная масса μ_{np} смещается при этом на величину x . Функция сжатия S пары зубьев C_k представляется в виде

$$S = \Delta_0 + \delta_c - \frac{t^2}{2p}. \quad (5)$$

Значение времени $t = -t_2$ находится из (5) при условии, что $S = 0$

$$t_2 = \sqrt{2p(\Delta_0 + \delta_c)}. \quad (6)$$

Процесс перераспределения нагрузки с одной пары (C_c) на две (C_c и C_k) может быть описан следующим уравнением

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{C_k}{C} \omega_0^2 (\Delta_0 + \delta_c - \frac{t^2}{2p}), \quad (7)$$

где $h = k_3 / 2\mu_{np}$ – коэффициент затухания; $\omega_0 = \sqrt{C / \mu_{np}}$ – собственная частота незатухающих колебаний зубчатой пары; $C = C_c + C_k$ – суммарная жёсткость двух пар зубьев.

Пружина C_k будет сжиматься по закону S до момента времени $t = -t_1$, соответствующего выходу пружины C_c из зацепления. При этом масса μ_{np} переместится вверх по оси X на величину x . Когда сила, воспринимаемая пружиной C_k , достигнет величины $C_k(S - x)$, воспринимаемой пружиной C_c и равной $C_c \delta_c$, последняя выйдет из зацепления. Чтобы пара C_c вышла из зацепления, необходимо, чтобы масса μ_{np} поднялась на величину сжатия этой пружины, т.е. на величину $x = \delta_c$. Тогда $C_k(S - \delta_c) = C_c \delta_c$, откуда $S = \delta_c \cdot C / C_c$. Следовательно, для того, чтобы пара зубьев C_c вышла из зацепления, пружина C_k , начиная с момента t_2 должна пройти путь $S = \delta_c \cdot C / C_c$.

В промежутке от $-t_2$ до $-t_1$ перемещения массы описываются следующим уравнением

$$C_c(\delta_c - x) + C_k(S - x) = P_n + \mu_{np}\ddot{x} + k_3\dot{x}. \quad (8)$$

Постоянные интегрирования этого уравнения при начальных условиях: $t = -t_2$, смещение x и скорость \dot{x} массы μ_{np} равны нулю. Учитывая, что при малом затухании ($h \ll \omega_0$) собственная частота затухающих колебаний $\omega_* = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$ практически совпадает с собственной частотой незатухающих

колебаний ω_0 ($\omega_* \approx \omega_0$), решение уравнения (8) в первом приближении с учётом начальных условий можно представить в виде:

$$x_1 = e^{h(t_2-t)}(D_1 \sin \omega_* t + D_2 \cos \omega_* t) + \frac{C_\kappa}{C} \left(\Delta_0 + \delta_c - \frac{t^2}{2p} + \frac{1}{p\omega_0^2} \right), \quad (9)$$

где постоянные интегрирования D_1, D_2 определяются из выражений

$$D_1 = \frac{C_\kappa}{C\omega_0^2 p} [-\sin \omega_* t_2 + \omega_* t_2 \cos \omega_* t_2]; \quad D_2 = \frac{C_\kappa}{C\omega_0^2 p} [-\cos \omega_* t_2 - \omega_* t_2 \sin \omega_* t_2]. \quad (10)$$

Скорость перемещения массы $\mu_{\text{пр}}$ в первом приближении определяется выражением

$$\dot{x} = e^{h(t_2-t)} \omega_* (D_1 \cos \omega_* t - D_2 \sin \omega_* t) - \frac{C_\kappa}{C} \frac{t}{p}. \quad (11)$$

Момент времени t_1 полного выхода пары зубьев C_κ из зацепления находится из трансцендентного уравнения

$$e^{h(t_2-t_1)}(D_1 \sin \omega_* t_1 + D_2 \cos \omega_* t_1) + \frac{C_\kappa}{C} \left(\Delta_0 + \delta_c - \frac{t_1^2}{2p} + \frac{1}{p\omega_0^2} \right) = \delta_c. \quad (12)$$

Третий период начинается с момента времени $t=-t_1$. Вся нагрузка при этом передаётся одной парой C_κ . Для этого периода зацепления движение массы $\mu_{\text{пр}}$ описывается уравнением

$$C_\kappa(S-x) = P_n + \mu_{\text{пр}} \ddot{x} + k_3 \dot{x}, \quad (13)$$

или

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_\kappa^2 x = \omega_\kappa^2 \left(\Delta_0 + \delta_c - \frac{t^2}{2p} \right) - \frac{P_n}{\mu_{\text{пр}}}, \quad (14)$$

где $\omega_\kappa = \sqrt{C_\kappa / \mu_{\text{пр}}}$ – собственная частота незатухающих колебаний зубчатой пары с однопарным зацеплением.

Общим решением этого уравнения в первом приближении будет

$$x_2 = e^{h(t_1-t)}(A_1 \sin \omega_{*\kappa} t + A_2 \cos \omega_{*\kappa} t) + \left(\Delta_0 + \delta_c - \delta_\kappa + \frac{1}{\omega_\kappa^2 p} \right) - \frac{t^2}{2p}, \quad (15)$$

где $\delta_\kappa = \frac{P_n}{C_\kappa}$, $\omega_{*\kappa} = \sqrt{\omega_\kappa^2 - h^2}$.

Скорость перемещения приведенной массы находится из выражения

$$\dot{x}_2 = e^{h(t_1-t)} \omega_{*\kappa} (A_1 \cos \omega_{*\kappa} t + A_2 \sin \omega_{*\kappa} t) - \frac{t}{p}. \quad (16)$$

Произвольные постоянные A_1 и A_2 этого уравнения определяются из условия, что при $t=-t_1$ равны между собой перемещения и скорости: $x_1=x_2$, $\dot{x}_1=\dot{x}_2$. Откуда следует, что

$$A_1 = (x_1(t_1) - A) \sin \omega_{*\kappa} t_1 + \frac{1}{\omega_{*\kappa}} (\dot{x}_1(t_1) + \frac{t_1}{p}) \cos \omega_{*\kappa} t_1; \quad (17)$$

$$A_2 = (x_1(t_1) - A) \cos \omega_{*\kappa} t_1 - \frac{1}{\omega_{*\kappa}} (\dot{x}_1(t_1) + \frac{t_1}{p}) \sin \omega_{*\kappa} t_1, \quad (18)$$

где

$$A = \left(\Delta_0 + \delta_c - \delta_\kappa + \frac{1}{\omega_\kappa^2 p} \right) - \frac{t_1^2}{2p}. \quad (19)$$

Четвертый период зацепления, когда пара зубьев C_κ вышла на линию зацепления, описывается следующим уравнением, справедливым при $t>0$

$$\ddot{x} + k_3 \dot{x} + \omega_\kappa^2 x = \omega_\kappa^2 (\Delta_0 + \delta_c) - \frac{P_n}{\mu_{\text{пр}}}. \quad (20)$$

Общим решением этого уравнения в первом приближении будет

$$x = e^{h(t_1-t)}(B_1 \sin \omega_{*\kappa} t + B_2 \cos \omega_{*\kappa} t) + (\Delta_0 + \delta_c - \delta_\kappa). \quad (21)$$

Скорость перемещения массы находится из выражения

$$\dot{x} = e^{h(t_1-t)} \omega_{*\kappa} (B_1 \cos \omega_{*\kappa} t - B_2 \sin \omega_{*\kappa} t). \quad (22)$$

Произвольные постоянные B_1 и B_2 этого уравнения определяем из условия равенства смещений и скоростей, определенных по уравнениям (20) и (14) в момент $t=0$. После некоторых преобразований получим

$$B_1 = A_1; \quad B_2 = A_2 + \frac{e^{-ht_1}}{p\omega_{*\kappa}}. \quad (23)$$

Следует отметить, что колебательный процесс в зубчатой передаче в течение четвёртого периода может протекать в двух видах. В первом – в процессе участвует только одна пара зубьев C_κ , т.е. имеет место однопарное за-

цепление. Во втором – при движении приведенной массы вниз ($\dot{x} < 0$) при величине перемещения $x \leq \delta_c$ происходит подключение второй пары зубьев C_c и начинается процесс двухпарного зацепления. При этом по мере развития колебаний чередование однопарного и двухпарного зацеплений может продолжаться в течение некоторого времени t^* .

Таким образом, при первом виде колебаний двухпарное зацепление прямозубой передачи имеет место в промежутке времени Δt_1 , равном

$$\Delta t_1 = |t_2| - |t_1|. \quad (24)$$

При втором виде колебаний этот промежуток времени составляет Δt_2

$$\Delta t_2 = |t_2| + t^*. \quad (25)$$

Величины Δt_1 и Δt_2 определяют реальный коэффициент перекрытия зубчатой передачи. Как видно из представленных выше расчётов, они зависят от инерционно-жесткостных параметров передачи, демпфирующих свойств зубчатого сопряжения, погрешностей изготовления зубчатых колёс.

Для решения поставленной в данной работе задачи определения расчетного значения действительного коэффициента перекрытия, достаточно ограничиться проведенным выше исследованием динамики зубчатой пары в рассмотренном промежутке времени (до окончательного выхода впереди идущей пары (1-1') из зацепления).

Анализ зависимости (21) показывает, что колебание приведенной массы $\mu_{пр}$ при выходе пары зубьев C_k на линию зацепления носит затухающий характер. Перемещение массы асимптотически с течением времени стремится к величине $(\Delta_0 + \delta_c - \delta_k)$. Для определения величины максимальной нагрузки P_{max} , действующей в паре C_k , преобразуем выражение (21) к виду:

$$x = e^{h(t_1-t)} B_* \sin(\omega_* t + \gamma) + (\Delta_0 + \delta_c - \delta_k), \quad (26)$$

где $B_* = \sqrt{B_1^2 + B_2^2}$; $\gamma = \arctg \frac{B_2}{B_1}$.

Используя выражение (26), можно получить оценку величины полной динамической нагрузки P_{max}

$$P_{max} = C_k (B_* + (\Delta_0 + \delta_c - \delta_k)). \quad (27)$$

Расчётное и экспериментальное определение коэффициента перекрытия прямозубой цилиндрической передачи. На зависимость динамиче-

ской нагрузки в зацеплении зубчатых передач от коэффициента перекрытия ε_α указывали многие авторы [8, 13-15]. По данным работ [8, 14] реальный коэффициент перекрытия почти всегда значительно ниже теоретического вследствие погрешностей изготовления и монтажа, и увеличивается под действием передаваемых нагрузок.

Для прямозубых колёс время t_3 нахождения зуба в зацеплении связано с коэффициентом перекрытия и периодом зубцовой частоты соотношением (рисунок 4)

$$t_3 = \varepsilon_\alpha T_z. \quad (28)$$

Тогда, определяя из эксперимента по осциллограмме тензометрирования нагрузок на зубьях величину t_3 по методике [6-8] и, зная величину T_z

$$T_z = \frac{60}{nz_1}, \quad (29)$$

можно вычислить реальное значение коэффициента перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{t_3}{T_z}. \quad (30)$$

Здесь n – частота вращения шестерни, об/мин; z_1 – число зубьев шестерни.

Расчётное значение коэффициента перекрытия, основанное на рассмотрении приведенной выше динамической модели, может быть найдено после определения времени Δt (по формулам (24) или (25)) нахождения зубчатой передачи в состоянии двухпарного зацепления. Как видно из рисунка 4, это время равно $(\varepsilon_\alpha - 1)T_z$. После разделения расчётного значения времени двухпарного зацепления Δt на период зубцовой частоты T_z , вычисляется величина $(\varepsilon_\alpha^p - 1)$, содержащая уточненный расчётный коэффициент перекрытия ε_α^p , полученный с учетом динамики зубчатого зацепления. Тогда

$$\varepsilon_\alpha^p = 1 + \frac{\Delta t}{T_z}. \quad (31)$$

Следует отметить, что при рассмотрении кромочного удара в расчётные зависимости вводились значения жесткостей кромочного зацепления C_k и срединного зацепления C_c . Эти значения могут быть использованы при вели-

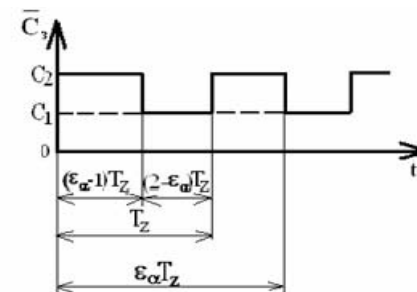


Рисунок 4 – Изменение парности контакта по фазе зацепления

чине коэффициента перекрытия, близкой к единице, т.е. при времени двухпарного зацепления, равного Δt_1 (24). При движении зубьев вдоль линии зацепления их жёсткость непрерывно изменяется. Поэтому при расчёте коэффициента перекрытия, соответствующего времени двухпарного зацепления Δt_2 (25), в первом приближении принимается, что значения жёсткости зубьев по фазам зацепления (однопарном и двухпарном) являются постоянными величинами, равными их средним значениям на каждой фазе. Для прямозубых цилиндрических зубчатых передач средняя величина суммарной жёсткости зубьев равна [5]:

при однопарном зацеплении

$$C_1 = \frac{E}{11,2} \left[0,6 + 1,6 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \right)^2 \right] b_w; \quad (31)$$

при двухпарном зацеплении

$$C_2 = \frac{2E}{11,2} \left\{ 1 - 0,4 \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha^2} + \frac{1}{3} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \right)^2 \right] \right\} b_w, \quad (32)$$

где b_w – рабочая ширина венца зубчатой передачи; E – модуль упругости материала зубчатых колёс.

Экспериментальные исследования коэффициента перекрытия проводились на серийных образцах прямозубых эвольвентных зубчатых колёс с передаточным числом равным единице, используемых в машиностроении, на универсальном испытательном стенде с разомкнутым силовым контуром [7].

Отклонения геометрических параметров (радиальное, торцовое биения, погрешность шага, погрешность направления зуба и т.д.) соответствовали величинам погрешностей, допускаемых ГОСТ 1643-81 для зубчатых колёс 7-ой степени точности. Остальные параметры зубчатых колёс: число зубьев $z_1=z_2=40$; модуль $m = 3 \cdot 10^{-3}$ м; угол зацепления $\alpha=20^\circ$; рабочая ширина венца зубчатой передачи $b_{w1} = b_{w2} = 0,03$ м; коэффициент смещения исходного контура $x_1 = x_2 = 0$; марка стали шестерни и колеса – 40Х; твердость поверхности зуба шестерни и колеса (средняя) – 50HRC (закалка ТВЧ); твердость сердцевины зуба шестерни и колеса (средняя) – 30HRC; теоретический коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha^T = 1,72$.

Экспериментальные значения коэффициента перекрытия ε_α , найденные для испытуемой пары зубчатых колёс по изложенной в работе [8] методике, при различных значениях скорости вращения и нагрузки P_n , приходящейся на единицу длины зуба, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Экспериментальные значения ε_α при различных значениях скорости вращения и нагрузки P_n

Окружная скорость шестерни V , м/сек	Частота вращения шестерни n , мин ⁻¹	Нагрузка P_n , приходящаяся на единицу длины зуба, кН/м			
		15	55	110	165
3,14	500	1,239	1,270	1,331	1,380
6,28	1000	1,240	1,228	1,277	1,256
9,42	1500	1,117	1,200	1,238	1,294

Расчёт коэффициента перекрытия рассматриваемой прямозубой зубчатой передачи. При расчёте коэффициента перекрытия зубчатой передачи используем следующие значения параметров: $P_n = 55, 110, 165$, кН/м; $\mu_{пр} = 0,756$ кг; $C_c = 1,62$ МПа; $C_K = 1,23$ МПа; $C_1 = 1,42$ МПа; $V = 6,28$ м/с; $E = 2,16 \cdot 10^5$ МПа.

Погрешность шагов зацепления тензометрируемой зубчатой пары равнялась $17 \cdot 10^{-6}$ м. В расчётные зависимости с учётом компенсационной величины $5 \cdot 10^{-6}$ м, отражающей влияние масляного слоя, вводилось значение $\Delta_0 = 12 \cdot 10^{-6}$ м. Деформация передней пары зубьев $\delta_c = 7,67 \cdot 10^{-6}$ м.

Собственная частота незатухающих колебаний зубчатой пары $\omega_0 = 3,36 \cdot 10^4$ с⁻¹, собственная частота затухающих колебаний $\omega_* = 3,35 \cdot 10^4$ с⁻¹.

Коэффициент затухания h для рассматриваемой зубчатой передачи вычисляется по формуле [7]

$$h = 2\alpha_f \omega_0 = 1,68 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}, \quad (35)$$

где $\alpha_f = 0,1$ – коэффициент затухания для исследуемой зубчатой передачи, определённый экспериментально [8].

Коэффициент N (рисунок 2) $N = 0,02$.

Значение параметра p определяем по формуле (3): $p = 8,94 \cdot 10^{-4}$ с²/м.

Время нахождения зубчатой пары на нерасчётном участке зацепления зубьев (6): $t_2 = -1,83 \cdot 10^{-4}$ с.

Постоянные интегрирования D_1, D_2 рассчитываются из выражений (10): $D_1 = -2,66 \cdot 10^{-6}$ м, $D_2 = -3,98 \cdot 10^{-6}$ м.

Произвольные постоянные A_1 и A_2 (17, 18): $A_1 = 4,04 \cdot 10^{-7}$ м, $A_2 = 1,1 \cdot 10^{-6}$ м.

Момент времени выхода пары зубьев C_c из зацепления (12): $t_1 = -0,91 \cdot 10^{-4}$ с.

Время двухпарного зацепления в течение четвёртого периода $t^* = 1,65 \cdot 10^{-4}$ с.

График изменения во времени функции перемещения приведенной массы x в течение второго, третьего и четвёртого периодов при $P_n = 110$ кН/м показан на рисунке 5.

Время двухпарного зацепления (25) $\Delta t_2 = 3,48 \cdot 10^{-4}$ с. Период зубцовой частоты (29) $T_z = 1,5 \cdot 10^{-3}$ с. Расчётное значение коэффициента перекрытия (30) $\varepsilon_\alpha^p = 1,232$.

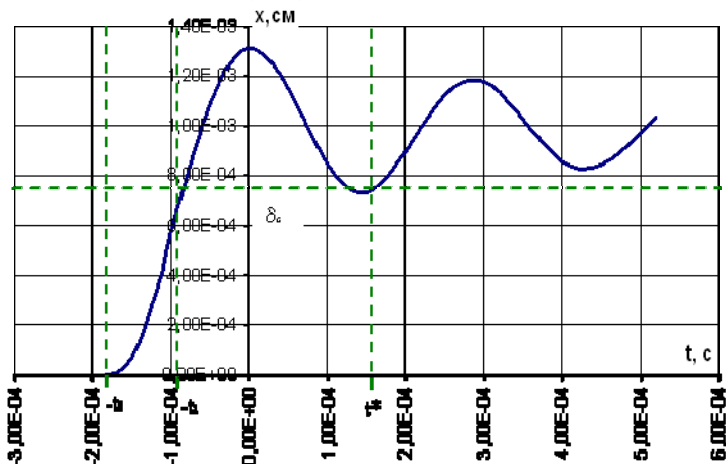


Рисунок 5 – График функции перемещения приведенной массы при $P_n=110\text{кН/м}$

Расчётные значения коэффициента перекрытия ε_α^p , найденные для рассматриваемой пары зубчатых колёс при различных значениях нагрузки P_n , приходящейся на единицу длины зуба, приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Расчётные значения ε_α^p при различных значениях скорости вращения и нагрузки P_n

Окружная скорость шестерни V , м/сек	Нагрузка P_n , приходящаяся на единицу длины зуба, кН/м			
	15	55	110	165
6,28	1,008	1,08	1,232	1,412

На рисунке 6 представлены графики изменения расчётных и экспериментально найденных с учетом динамических процессов в зацеплении коэффициентов перекрытия в зависимости от окружной силы. Как видно из рисунка 5 совпадение значений вполне удовлетворительное.

Заключение.

1. Действительное значение коэффициента торцового перекрытия ε_α в зацеплении прямозубых передач, как правило, существенно ниже теоретического и определяется сочетаниями погрешностей изготовления и монтажа зубчатых колес, деформациями зубьев под нагрузкой, внутренней динамикой передачи.

Предложенные в работах [4, 14, 16] методы оценки коэффициента перекрытия прямозубых зубчатых передач, учитывающие влияние податливостей зубьев, погрешностей шага, эксцентриситеты колес, перекос осей и др., основаны на рассмотрении процесса пересопряжения зубьев с геометрической точки зрения при статическом действии силы в зацеплении и допусков на

геометрические размеры в зависимости от степени точности зубчатых передач. Такие подходы позволяют оценить влияние на величину коэффициента перекрытия деформации зубьев, погрешностей изготовления и монтажа и дают возможность на стадии проектирования уточнять ε_α .

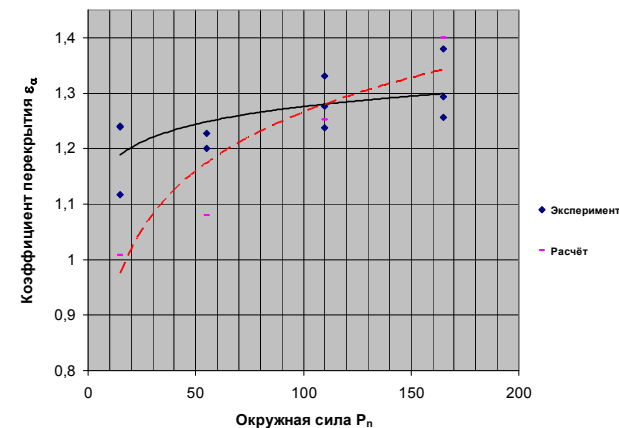


Рисунок 6 – Графики расчётных и экспериментально найденных значений коэффициентов перекрытия в зависимости от окружной силы

Однако названные методы не учитывают влияние динамических процессов в передачах, существенно меняющих картину деформированного состояния зубчатого зацепления во времени. Рассмотренный в данной работе метод расчета учитывает внутреннюю динамику зацепления, обусловленную погрешностями изготовления зубчатых колес, деформациями зубьев под нагрузкой и позволяет рассчитать действительную величину коэффициента торцового перекрытия.

2. В зависимости от инерционно-жесткостных параметров, величины демпфирования в зубчатом сопряжении, соотношения величин погрешностей шагов зацепления Δ_0 и деформации впереди идущей пары зубьев δ_c , могут иметь место два случая протекания динамических процессов в зубчатом зацеплении. В первом – процесс двухпарного зацепления заканчивается во время нахождения точки контакта рассматриваемой пары зубьев на нерасчетном участке линии зацепления $t=-t_1$, во втором – этот процесс заканчивается после выхода зубьев на теоретическую линию зацепления в момент времени $t=t^*$. Время t_2 нахождения зубьев вне теоретической линии зацепления определяется условиями кромочного зацепления.

3. Анализ экспериментально полученных осциллограмм динамической нагруженности зубчатого зацепления демонстрирует качественную картину, подтверждающую процесс перераспределения нагрузки между парами зубьев

в течение времени пересопряжения.

4. Расчётное значение коэффициента перекрытия ε_α^p для первого варианта протекания динамических процессов в прямозубой цилиндрической передаче находится по формулам (24), (30)

$$\varepsilon_\alpha^p = 1 + \frac{|t_2| - |t_1|}{T_z}.$$

Для второго варианта развития колебательных процессов по формулам (25), (30)

$$\varepsilon_\alpha^p = 1 + \frac{|t_2| + t^*}{T_z}.$$

5. Сравнение расчётных и экспериментальных значений коэффициентов перекрытия прямозубой зубчатой передачи показало вполне удовлетворительное их совпадение.

Список литературы: 1. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт на прочность. 2. ISO 6336-1:2006 Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 1: Basic principles, introduction and general factors of influence. 3. ANSI/AGMA 2001 – C95. Fundamental Rating Factor and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. 4. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / под ред. Э.Б. Вулгакова. – М.: Машиностроение, 1981. – 374с. 5. Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. – Т.3 / под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980. – 544с. 6. Берестнев О.В. Зубчатые передачи с повышенной податливостью зубьев / О.В. Берестнев, И.В. Жук, А.Н. Неделькин. – Мн.: Навука і тэхніка, 1993. – 183с. 7. Ишин Н.Н. Резонансные режимы зубчатых передач. Часть II: / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Механика машин, механизмов и материалов. В печати. 8. Берестнев О.В. Экспериментальные исследования динамических нагрузок и виброакустических характеристик передач с самоустанавливающимися зубчатыми колёсами / О.В. Берестнев, В.К. Гринкевич, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов. – Мн. Оперативно-информационные материалы. Институт проблем надёжности и долговечности машин АН БССР, 1987. – 98с. 9. Берестнев О.В. Аналитические методы механики в динамике приводов / О.В. Берестнев, А.М. Гоман, Н.Н. Ишин. – Мн.: Навука і тэхніка, 1992. – 238с. 10. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах / Э.Л. Айрапетов, В.И. Апархов, М.Д. Генкина и др. // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами – М.: Наука, 1978. – С.3–18. 11. Петрусевич А.И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колёсами / А.И. Петрусевич, М.Д. Генкин, В.К. Гринкевич. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – 132с. 12. Берестнев О.В. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с самоустанавливающимися зубчатыми колёсами / О.В. Берестнев, В.К. Гринкевич, А.М. Гоман, Н.Н. Ишин, Е.А. Королёва. – Мн. Оперативно-информационные материалы. Институт проблем надёжности и долговечности машин АН БССР, 1987. – 56с. 13. Rowvevol, William S. Noise at the machine / Machine Design. – №10. – 1979. 14. Вулгаков Э.Б. Виброактивность зубчатых передач с коэффициентам перекрытия, большим двух / Э.Б. Вулгаков, В.М. Ананьев, В.В. Голованов, В.А. Карасёв // Вестник машиностроения. – 1974. – №6. – С.26–31. 15. Mizutani, H. Noise and vibration of high speed spur gears / H. Mizutani, Yuzume I. // Prac. International Semposium on Gearing. Power Transmission. – 1981, Tokyo, seit 25 bis 29. 16. Зубчатые и червячные передачи / под ред. Н.И. Колчина. – М.: Машиностроение, 1968. – 363с.

Поступила в редколлегию 03.05.10

УДК 621.833.6

С.Н. КАВЕЦКИЙ, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", г. Харьков

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ СИНТЕЗА ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА \overline{AA} С УЧЕТОМ УГЛОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПЕРВОЙ И ВТОРОЙ СТУПЕНЕЙ

У статті показано можливість застосування методики синтезу планетарних механізмів зі зв'язаними колесами на прикладі механізму \overline{AA} . Показана можливість виготовлення зубчатих коліс які входять до складу механізму, з використанням стандартного ріжучого інструмента.

In the article realization of method of synthesis of planetary mechanisms is rotined with the constrained wheels on the example of mechanism \overline{AA} . Possibility of making of gear-wheels is rotined entering in the complement of mechanism, with the use of standard toolpiece.

Введение. Планетарные механизмы широко применяются при конструировании различных механических систем. При этом, следует обратить внимание на возможные передаточные отношения, которые можно реализовать применяя ту или иную схему механизма. Широкий диапазон передаточных отношений открывает большие возможности с точки зрения применения планетарного механизма в составе механической системы. При учете углов зацепления первой и второй ступеней планетарного механизма можно получить значительно большие пределы возможных передаточных отношений, однако вопрос о реализации на практике таких механизмов остается открытым. В статье показана возможность проведения синтеза планетарных механизмов со связанными колесами, а также возможность изготовления зубчатых колес стандартным режущим инструментом.

Основная часть. Как показано в [2, 3], возможность определить числа зубьев для планетарных механизмов AA , Π , \overline{AA} и $\overline{\Pi}$ с учетом различных углов зацепления для первой и второй ступени, есть. Также в работе [4] введены области существования для этих механизмов. Однако для полученного в результате синтеза решения необходимо убедиться, что полученные пары зубчатых колес можно подобрать коэффициенты смещения, удовлетворяющие соответствующим блокирующим контурам.

Проведем синтез планетарного механизма \overline{AA} , с заданным передаточным отношением, используя методику, изложенную в [2, 3, 4]. А также покажем возможность изготовления полученных пар зубчатых колес с помощью инструментальной рейки.

Генеральные уравнения для синтеза планетарного механизма \overline{AA} , имеют вид: