

Кроме того, ЭМН с ППД и трехкратным отпуском уменьшает пористость покрытия, что также повышает усталостную прочность наплавленных поверхностей.

Изучение характера излома наплавленных образцов показывает, что трещины усталости зарождаются как на поверхности образцов, так и в их глубине, т.е. в покрытии и зоне его сплавления с основой. Очаг зарождения трещины зависит от качества покрытия. В покрытиях, полученных ЭМН с ППД, трещины усталости зарождаются, как правило, в зоне сплавления и распространяются в сторону основы. Для изломов характерно непостоянство в их месторасположении по длине образцов, что подтверждает определяющее влияние концентраторов напряжений на усталостную прочность, как показано и в работе [2].

Таким образом, проведенные исследования показывают, что для повышения усталостной прочности наплавленных поверхностей деталей машин необходимо производить ЭМН с ППД и трехкратным отпуском порошком Р6М5К5.

ЛИТЕРАТУРА

1. Витязь П.А., Ивашко В.С., Ильющенко А.Ф. и др. Теория и практика нанесения защитных покрытий. – М.: Беларуская навука, 1998. – 586 с. 2. Кожуро Л.М., Хейфиц М.Л. Управление устойчивостью технологической системы в процессах комбинированной термомеханической обработки//Инженерно-физический журнал. 1995. Т.68, № 4. – С. 654–659.

УДК 621.833.01

А.Т. Скойбеда, А.М. Даньков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПЕРЕДАЧ С ОСТАВНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ, ЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИМИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ КОЛЕСАМИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

*Белорусская государственная политехническая академия
Могилевский государственный технический университет
Минск, Беларусь*

Передачи с составными зубчатыми колесами предназначены для изменения передаточного отношения в процессе функционирования передаточного механизма и образуются парой составных колес, взаимодействующих с промежуточными колесами, в данном случае, внутреннего зацепления. Конструкция составных зубчатых колес и основы теории их взаимодействия с цельными колесами описаны в [1]. Размеры передач с составными зубчатыми колесами определяются прежде всего размерами самих составных колес, а уже затем конструкцией передачи, от выбора которой во многом

зависят размеры промежуточных зубчатых колес. Минимальный диаметр составного зубчатого колеса, как правило, равен диаметру зубчатого колеса – заготовки для изготовления зубчатых секторов, который определяется из расчета на контактную выносливость по ГОСТ 21354. Полученное значение диаметра корректируется с учетом определяемого из расчета на выносливость при изгибе модуля m зацепления и зависящего от конструкции зубчатого сектора числа зубьев колеса – заготовки. Максимальный начальный диаметр составного зубчатого колеса, определяющий величину диапазона регулирования передаточного отношения, ограничивается необходимостью удовлетворять основному условию работоспособности подобной передачи, заключающемуся в обеспечении непрерывности процесса передачи движения при максимальном вылете зубчатых секторов. Реализация этого условия достигается в результате решения задачи синтеза составного зубчатого колеса, состоящей в том, чтобы для данного сопряженного с составным цельного зубчатого колеса при заданных модуле зацепления и количестве образующих составное зубчатое колесо секторов с определенным числом зубьев установить максимально возможный вылет указанных секторов относительно оси вращения. Указанное решение представляет собой алгоритм, позволяющий по вышеуказанным исходным данным определить величину диапазона регулирования передаточного отношения передачи, образованной составным и цельным зубчатыми колесами [2, 3]. Алгоритм разработан на основе анализа геометрических условий взаимодействия зубьев секторов, являющихся частью составного зубчатого колеса, при которых обеспечивается требуемое значение коэффициента ϵ_s торцового перекрытия зубчатых секторов, представляющего собой отношение угла φ_1 поворота вала составного зубчатого колеса к угловому шагу секторов (рис. 1)

$$\epsilon_s = i_s \times \varphi_1 / 2 \times \pi, \quad (1)$$

где i_s – число образующих составное зубчатое колесо секторов (обычно i_s для двухпочтовых составных колес принимается четным из ряда 6...12).

При увеличении вылета e зубчатых секторов уменьшается коэффициент их торцового перекрытия ϵ_s , а в крайнем случае угол β поворота зубчатого сектора, соответствующий входу первого зуба сектора в зацепление и выходу последнего из зацепления с зубьями цельного зубчатого колеса, становится меньше углового шага секторов [3].

В соответствии с рис. 1а угол между одноименными вершинами первого и последнего зубьев определяется по формуле:

$$\angle COE = \delta + \epsilon = (z_u + 1) * 2p / z_1, \quad (2)$$

где z_u – число зубьев сектора, z_1 – число зубьев колеса-заготовки.

В предварительных расчетах, как было отмечено выше, числом зубьев сектора задаются в пределах от 3 до 8.

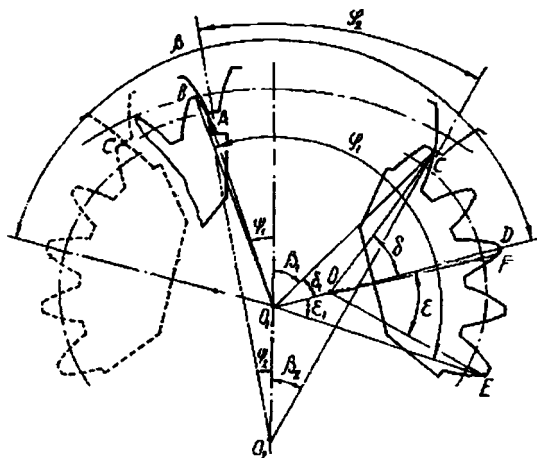


Рис. 1 Взаимодействие зубьев секторов с зубьями промежуточного зубчатого колеса внутреннего зацепления ($OO_1 = e$; $O_1O_2 = a$; $OC = r$)

Угол $\angle DOF$, соответствующий половине толщины зуба на цилиндре вершин, определяется из зависимости:

$$\angle DOF = \pi / 2z_1 + \text{inv } \alpha - \text{inv} (\arccos (r_{b1} / r_{a1})), \quad (3)$$

где r_{b1} — радиус основной окружности зубчатого колеса-заготовки, определяемый по формуле $r_{b1} = r_1 \times \cos \alpha = d_1 \times \cos \alpha / 2$, r_{a1} — радиус окружности выступов зубчатого колеса-заготовки, α — угол главного профиля исходного контура.

Угол ϵ равен:

$$\begin{aligned} \epsilon = \angle DOE = \angle COE / 2 + \angle DOF = (z_u - 1) \times \pi / z_1 + \pi / 2 r z_1 + \text{inv } \alpha - \\ - \text{inv} (\arccos (r_{b1} / r_{a1})) = (2 \times z_u - 1) \times \pi / 2 \times z_1 + \text{inv } \alpha - \text{inv} (\arccos r_{b1} / r_{a1}). \end{aligned} \quad (4)$$

Угол между осью симметрии зубчатого сектора и радиусом вершин его крайнего зуба δ определим из выражения:

$$\begin{aligned} \delta = \angle COD = \angle COE / 2 - \angle DOF = (z_u - 1) \times \pi / z_1 - \pi / z_{1\text{max}} - \text{inv } \alpha + \\ + \text{inv} (\arccos (r_{b1} / r_{a1})) = (2 \times z_u - 1) \times \pi / 2 z_1 - \text{inv } \alpha + \text{inv} (\arccos (r_{b1} / r_{a1})). \end{aligned} \quad (5)$$

Радиус точки С относительно оси вращения сектора определяется из треугольника OO_1C :

$$O_1C^2 = e^2 + r_{a1}^2 - 2 \times e \times r_{a1} \times \cos(180 - d) = e^2 + r_{a1}^2 + 2 \times e \times r_{a1} \times \cos \delta. \quad (6)$$

Радиус точки Е относительно оси вращения сектора определяется из треугольника OO_1E :

$$O_1E^2 = e^2 + r_{a1}^2 + 2 \times e \times r_{a1} \times \cos e. \quad (7)$$

В результате совместного решения уравнений 2–7 определяется величина максимального вылета (e) зубчатых секторов составного колеса относительно оси вращения. На основании полученной оценки величины (e) устанавливается приемлемое (действительное) значение вылета секторов, что позволяет определить максимальный диаметр составного зубчатого колеса на основании следующих рассуждений. В соответствии с рис. 2 максимальный начальный диаметр составного зубчатого колеса

$$\delta_{w1max} = d_{w1min} + 2 \times e$$

или

$$r_{w1max} = r_{w1min} + e. \quad (8)$$

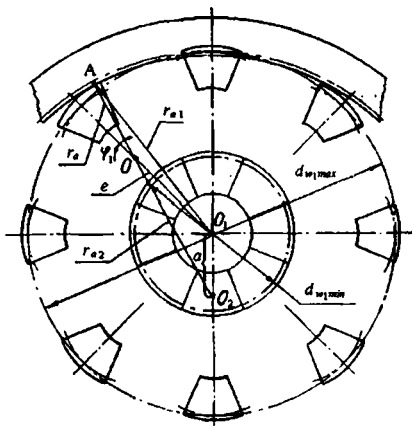


Рис. 2 Схема составного зубчатого колеса

Для некорректированного зацепления можно записать:

$$d_{w1min} = d_1, \quad (9)$$

где d_1 – делительный диаметр зубчатого колеса-заготовки, следовательно максимальный условный делительный диаметр составного зубчатого колеса

$$d_{1max} = d_1 + 2 \times e, \quad (10)$$

Тогда максимальное значение передаточного отношения передачи будет равно

$$i_{\max} = d_{w/\max} / d_1$$

а диапазон регулирования для передачи с симметричным регулированием

$$D = i_{\max} / i_{\min} = (d_{w/\max} / d)^2. \quad (11)$$

Число зубьев условного колеса, соответствующего составному зубчатому колесу при максимальном вылете секторов, определяется по формуле:

$$z_{l\max} = 2 \times (r_l + e) / m. \quad (12)$$

Полученное значение числа зубьев также должно быть кратно числу секторов. Возможна конструкция передачи, в которой наименьшее и наибольшее числа зубьев не кратны числу секторов, при этом $z_1 < z_{1\min}$. Но и в этом случае обязательно выполнение условия

$$(z_{l\max} + z_{l\min}) / 2 \times i_s - \text{целое число}. \quad (13)$$

После этого необходимо уточнить число зубьев сектора составного зубчатого колеса. Учитывая двухпоточную конструкцию составного колеса, при которой расстояние между крайними зубьями соседних секторов при их минимальном вылете (для обеспечения расположения между ними тела сектора другого потока) должно быть не менее $(0,75 \times \pi \times m)$, получим следующее выражение для числа зубьев сектора:

$$z_u = (z_l - (1 \dots 3) \times i_j) / i_s = (z_l / i_j) - (1 \dots 3). \quad (14)$$

Теперь представляется возможным выбрать схему передачи и определить число зубьев промежуточного зубчатого колеса z_2 и его делительный (начальный) диаметр d_2 . Полученные таким образом параметры зубчатого колеса-заготовки и значение максимального вылета секторов составного колеса должны удовлетворять двум условиям. Первое условие состоит в том, что прежде всего при максимальном вылете зубчатых секторов должно обеспечиваться приемлемое значение коэффициента торцового перекрытия. Второе условие предполагает обеспечение при максимальном вылете секторов приемлемой величины погрешности передаточного отношения. Значения коэффициента торцового перекрытия секторов должны находиться в интервале 1,1 ... 1,3 и для спроектированной передачи он определяется следующим образом.

Из выражения (1) определим угол поворота составного зубчатого колеса

$$j_1 = 2 \times \pi \times e_s / i_s. \quad (15)$$

Величина отрезка O_1A определяется по теореме косинусов из треугольника O_1O_2A :

$$O_1A^2 = r_{a2}^2 + a^2 - 2 \times r_{a2} \times a \times \cos \psi_f \quad (16)$$

Для случая, когда взаимодействие зубчатого сектора с цельным зубчатым колесом начинается не в точке C' , а в точке A , угол (γ_2) равен

$$\psi_2 = k \times \gamma_2 - \beta_2 \quad (16)$$

где $\gamma_2 = 2 \times \pi / z_2$ – угловой шаг зубьев цельного зубчатого колеса с числом зубьев z_2 , k – число зубьев цельного зубчатого колеса, которое можно разместить на дуге CC' , причем C и C' – точки пересечения окружности выступов цельного зубчатого колеса с траекторией вершины крайнего зуба сектора, то есть k – это целая часть дроби $2 \times \beta_2 / \gamma_2 = \beta_2 \times z_2 / \pi$.

В общем случае зацепление зуба сектора с зубом сопряженного зубчатого колеса начинается в точке A и заканчивается в точке C (см. рис. 1), что соответствует углу поворота составного зубчатого колеса на угол (φ_1):

$$\begin{aligned} \varphi_1 = & \angle BO_1A + \psi_1 + \delta_1 + \varepsilon_1 + \beta_1 = \text{inv}(\arccos(r_b / O_1E)) - \text{inv}(\arccos(r_b / O_1A)) + \\ & + \arcsin(r_{a2} \times \sin \psi_2 / O_1A) + \arcsin(r_a \times \sin \delta / O_1C) + \arcsin(r_a \times \sin \varepsilon / O_1E) + \\ & + \arccos((r_a^2 - a^2 - O_1C^2) / 2 \times a \times O_1C). \end{aligned} \quad (17)$$

Из треугольника O_1O_2C по теореме косинусов имеем:

$$O_1C^2 = a^2 + r_{a2}^2 - 2 \times a \times r_{a2} \times \cos \beta_2, \quad (18)$$

где r_{a2} – радиус окружности выступов цельного зубчатого колеса, a – соответствующее данному вылету зубчатых секторов межосевое расстояние в зацеплении составного и цельного зубчатых колес

$$a = r_{w2} - (r_w + e), \quad (19)$$

здесь r_{w2} – радиус начальной окружности цельного зубчатого колеса, r_w – радиус начальной окружности зубчатого колеса-заготовки, e – вылет зубчатого сектора относительно оси вращения, откуда

$$b_2 = \arccos(a^2 + r_{a2}^2 - O_1C^2) / 2 \times a \times r_{a2} \quad (20)$$

В результате совместного решения уравнений (15)...(20) определяется действительное значение коэффициента перекрытия и сравнивается с рекомендуемым.

Для передач с составными зубчатыми колесами характерна погрешность передаточного отношения, величина которой может быть определена из выражения:

$$\begin{aligned} \Delta i = & (d_2 / d_{1max} - [d_2 \times (\cos \alpha / \cos \alpha_{wp}) / (d_{1max} - d_2 \times (1 - (\cos \alpha / \cos \alpha_{wp}))]) / (d_2 / d_{1max})) \\ = & 1 - (d_{1max} \times \cos \alpha / \cos \alpha_{wp}) / (d_{1max} - d_2 \times (1 - (\cos \alpha / \cos \alpha_{wp}))), \end{aligned} \quad (21)$$

где α – угол профиля исходного контура, $\alpha_{\omega T}$ – текущее (относительно оси симметрии зубчатого сектора) значение угла зацепления α_{ω} .

Величина Δi является скорее качественной, чем количественной характеристикой передачи, поскольку, как показывают испытания таких передач, в действительности она практически не реализуется. Эта погрешность нивелируется в процессе функционирования передачи и проявляется в виде дополнительной динамической нагрузки на элементы передачи.

Текущее значение угла зацепления, как это следует из рис. 3 определяется выражением:

$$\alpha_{\omega T} = \psi + \delta, \text{ рад},$$

в котором углы ψ и δ являются функцией текущего значения угла φ_1 поворота составного зубчатого колеса, а именно:

$$\psi = \arccos((r_{b2} - r_{b1}) / ((a^2 + e^2 + 2 \times a \times e \times \cos \varphi_1))^{0.5}), \quad (23)$$

$$\delta = \arcsin((e \times \sin \varphi_1) / ((a^2 + e^2 + 2 \times a \times e \times \cos \varphi_1))^{0.5}). \quad (24)$$

За начало отсчета углов поворота составного колеса удобно принимать ось симметрии передачи. В этом случае максимальное (худшее с точки зрения кинематики передачи) значение угла поворота колеса соответствует началу или концу зацепления крайнего зуба сектора с зубьями промежуточного зубчатого колеса. С целью упрощения расчетов близкое к максимальному значению угла поворота составного колеса можно найти по формуле:

$$\varphi_T = \arccos((r_{a2}^2 - r_{lmax}^2 - a^2) / 2 \times r_{lmax} \times a), \quad (25)$$

По найденным из выражения (21) значениям погрешности передаточного отношения можно из ряда модификаций выбрать приемлемую конструкцию передачи с составными зубчатыми колесами и промежуточными колесами внутреннего зацепления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда А.Т., Даньков А.М. Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес. – Мн.: БГПА, 2000.-96 с.
2. Даньков А.М. Передаточные механизмы с составными зубчатыми колесами. Весці Акадэміі навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1998. – № 4. – С. 84–90.
3. Даньков А.М. Исследование кинематики передачи с составными зубчатыми колесами / Могилев. машиностр. ин-т. – Могилев, 1999. – 9 с.: ил. – Библиогр. 2 назв. – Деп. в ВИНТИ 24. 05. 99, № 1629 – В99.