

Для планового маршрута восстановления элемента (см. рис. 2, б)

$$\lambda_{в}(A_{п}) = \lambda_{в1} + \lambda_{в2} + \lambda_{в3}.$$

Время восстановления ТС элемента определяется по формуле

$$t_{в} = t_{в} = 1 / [\lambda_{в}(A_{п})].$$

При восстановлении ТС элемента от одной из вершин α_i ($i = \overline{1, \dots, n}$) неудовлетворительного ТС длина маршрутов восстановления сокращается, а количество возможных маршрутов уменьшается.

V. P. Sivakov, DSc in Engineering, Professor, Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg

V. I. Muzykantova, Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg

J. M. Grebenshchikov, Post-graduate, Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg

Application of Technical State Diagnostic Graphs at Determining the Operation and Repair Life-time of Equipment Elements

Diagnostic graphs of the equipment technical state enable to determine levels of serviceable state as "permissible", "unsatisfactory" and "prior-to-failure". Diagnostic determination of operation lifetime for "unsatisfactory" state and equipment withdrawal to repair at "unsatisfactory" state reduce the probability of failures within predictive maintenance of equipment.

Key words: diagnostic graph, diagnosis sequence, lifetime, operating time, route.

УДК 62-233.3/9

И. А. Казаков, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ГЕОМЕТРИЯ ПРИБЛИЖЕННОГО ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ТИПА ЭВОЛЬВЕНТА – ПЕРИЦИКЛОИДА

Рассмотрена геометрия незвольвентного профиля зуба-перемычки, образованного нестандартным долбяком с внутренними зубьями, представлены уравнения синтеза приближенного внутреннего зацепления типа эвольвента – перициклоида.

Ключевые слова: планетарная передача, приближенное зацепление, укороченная перициклоида, нестандартный долбяк, синтез зацепления.

Безводильные планетарные передачи типа ЗК выгодно отличаются от других планетарных механизмов простотой конструкции при большом передаточном отношении в одной ступени [1]. На рис. 1 представлена одна из таких передач, в которой тихоходное колесо выполнено в виде барабана с незвольвентными зубьями-перемычками, сателлиты расположены в два ряда, фазы зацеплений центральных колес с сателлитами в одном ряду отличаются на 0,5 шага от фазы зацеплений в другом ряду.

Приближенное зацепление сателлита с тихоходным колесом в указанной передаче не всегда удовлетворяет требованиям кинематической точности и изгибной прочности зубьев-перемычек из-за отклонения профиля от обычной эвольвенты и большой глубины врезания нестандартного инструмента в заготовку колеса.

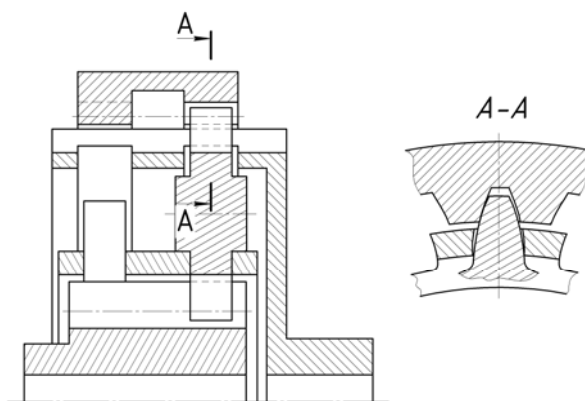


Рис. 1. Коаксиальная безводильная планетарная передача типа ЗК с двухрядным расположением сателлитов

Библиографические ссылки

1. Сиваков В. П. Оценка состояния исправности оборудования целлюлозного производства на основе диагностического графа // Лесной журнал. – 2000. – № 5, 6. – С. 58–61.
2. Беляев Ю. К., Богатырев В. А., Болотов В. В. Надежность технических систем / под ред. И. А. Ушакова. – М.: Радио и связь, 1985. – 698 с.
3. Купер Дж., Матилем Л. Вероятностные методы анализа сигналов и систем; пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 376 с.
4. Муромцев Ю. Л. Безаварийность и диагностика нарушений в химических производствах. – М.: Химия, 1990. – 143 с.
5. Обоснование технического обслуживания оборудования целлюлозно-бумажного производства диагностированием / В. П. Сиваков [и др.] // Лесной журнал. – 2009. – № 3. – С. 12.

Улучшить показатели точности и прочности можно при использовании отличного от известных [2] способа профилирования зубьев-перемычек – зубодолбления нестандартным долбяком с внутренними зубьями (рис. 2). В этом случае профиль зуба-пере-

мычки очерчен по укороченной перициклоиде или эквидистанте к ней, уравнение которой представим в виде функции длины перпендикуляра I_y , опущенного из центра концентрической окружности нестандартного колеса e на профильную нормаль (рис. 3).

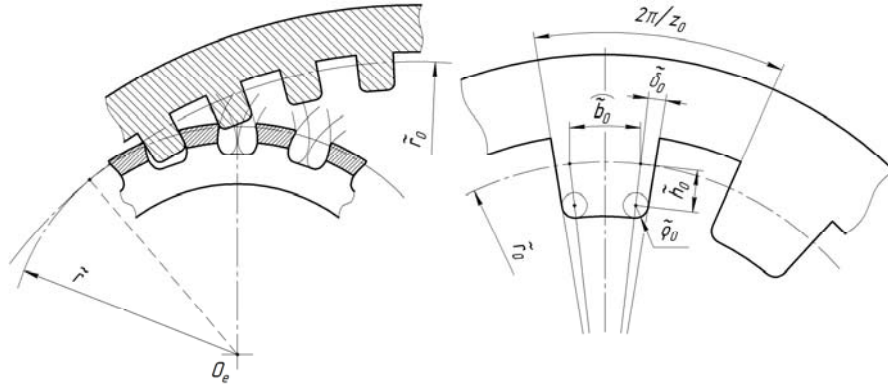


Рис. 2. Формирование зубьев-перемычек колеса и профиль зубьев долбяка

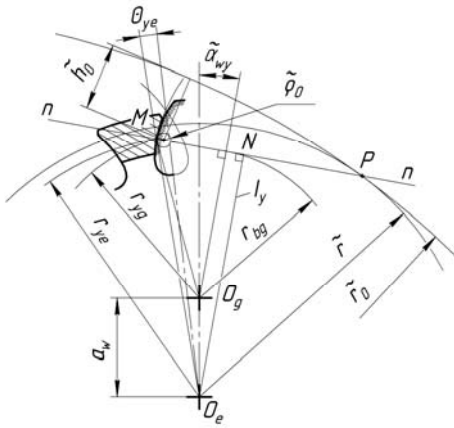


Рис. 3. Схема станочного и приближенного зацеплений

Текущие значения модуля радиус-вектора и полярного угла точки кривой профиля зуба-перемычки, соответственно, равны:

$$r_{ye}(I_y) = \sqrt{I_y^2 + (\tilde{\rho}_0 + (U_0 - 1)\sqrt{\tilde{r}^2 - I_y^2} - U_0\sqrt{(\tilde{r} - \tilde{h}_0/U_0)^2 - I_y^2})^2}; \quad (1)$$

$$\Theta_{ye}(I_y) = \arccos \frac{I_y}{r_{ye}(I_y)} - (U_0 - 1)\arccos \frac{I_y}{\tilde{r}} + U_0 \arccos \frac{I_y}{\tilde{r} - \tilde{h}_0/U_0}, \quad (2)$$

где \tilde{r} – радиус начальной окружности нестандартного колеса в станочном зацеплении; $\tilde{\rho}_0$ – радиус кривизны линии притупления продольной кромки зуба долбяка ($\tilde{\rho}_0 \approx 0,25m$, где m – модуль эвольвентных зубьев [2]); \tilde{h}_0 – расстояние от центра кривизны линии притупления продольной кромки зуба

долбяка до его начальной окружности в станочном зацеплении; U_0 – передаточное число станочного зацепления ($U_0 = \tilde{r}_0/\tilde{r} = z_0/z_e > 1$); \tilde{r}_0 – радиус начальной окружности долбяка в станочном зацеплении; z_0, z_e – числа зубьев долбяка и нестандартного тихоходного колеса.

Синтез приближенного зацепления сателлита g с нестандартным колесом e (см. рис. 3) целесообразно осуществлять из условий обеспечения коэффициента перекрытия $\varepsilon_{ge} = 1$ и совпадения граничных точек однопарного зацепления d и u с граничными точками профилей зубьев сателлита l_g и колеса l_e при заданном угле зацепления α_{we} в точке контакта, соответствующей среднему значению передаточного отношения [2].

В соответствии с этим уравнения синтеза имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \sqrt{r_{lg}^2 - r_{bg}^2} &= \sqrt{r_{de}^2 - I_d^2} - a_w \sin \tilde{\alpha}_{wy} = \\ &= \tilde{\rho}_0 + (U_0 - 1)\sqrt{\tilde{r}^2 - I_d^2} - U_0\sqrt{(\tilde{r} - \tilde{h}_0/U_0)^2 - I_d^2} - \\ &\quad - a_w \sin \tilde{\alpha}_{wd}, \\ I_d &= r_{bg} + a_w \cos \tilde{\alpha}_{wd}, \\ I_u &= \sqrt{(\tilde{r}U_0 - \tilde{h}_0)^2 - \tilde{\rho}_0^2}/U_0 = r_{bg} + a_w \cos \tilde{\alpha}_{wu}, \\ \frac{2\pi}{z_g} &= \tilde{\alpha}_{wd} - \tilde{\alpha}_{wu} + \frac{1}{r_{bg}} \left[(U_0 - 1) \left(\sqrt{\tilde{r}^2 - I_u^2} - \sqrt{\tilde{r}^2 - I_d^2} \right) - \right. \\ &\quad \left. - U_0 \left(\sqrt{(\tilde{r} - \tilde{h}_0/U_0)^2 - I_u^2} - \sqrt{(\tilde{r} - \tilde{h}_0/U_0)^2 - I_d^2} \right) + \right. \\ &\quad \left. + a_w (\sin \tilde{\alpha}_{wd} - \sin \tilde{\alpha}_{wu}) \right], \\ \frac{2\pi}{z_e} &= \tilde{\alpha}_{wd} - \tilde{\alpha}_{wu} + (U_0 - 1) \left(\arccos \frac{I_u}{\tilde{r}} - \arccos \frac{I_d}{\tilde{r}} \right) + \\ &\quad + U_0 \left(\arccos \frac{I_d}{\tilde{r} - \tilde{h}_0/U_0} - \arccos \frac{I_u}{\tilde{r} - \tilde{h}_0/U_0} \right). \end{aligned} \right\} (3)$$

Здесь r_{lg} – радиус окружности граничных точек профиля зуба сателлита; a_w – межосевое расстояние зубчатой пары; r_{bg} – радиус основной окружности сателлита.

Система уравнений (3) соответствует станочному передаточному числу $U_0 = 2$, при котором, как показывают расчеты, обеспечиваются наилучшие условия зацепления.

Таким образом, получены четыре уравнения с неизвестными \tilde{r} , \tilde{h}_0 , $\tilde{\alpha}_{wi}$, $\tilde{\alpha}_{wd}$. Радиус \tilde{r} можно выразить через нестандартный модуль ($\tilde{r} = 0,5\tilde{m}z_e$).

На рис. 4 представлены графики зависимостей \tilde{h}_0/m и \tilde{m}/m от числа зубьев колеса z_e и угла теоретически точного зацепления α_{we} , построенные для планетарной передачи 3К при числе зубьев солнечной шестерни $z_a = 9$. Коэффициент смещения исходного контура сателлита при $z_g \leq 17$ принимался из условия отсутствия подрезания, а при $z_g > 17$ – равным нулю. Число зубьев сателлита $z_g = 0,5(z_e - z_a) - \Delta$, где $\Delta = 0,5$ при нечетной разности $z_e - z_a$, $\Delta = 1$ – при четной [2].

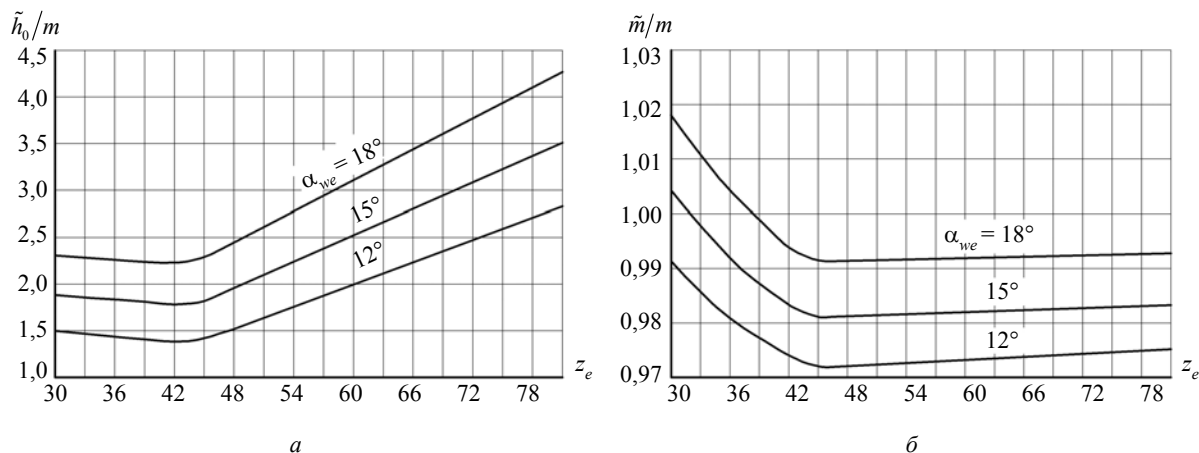


Рис. 4. Зависимости параметра \tilde{h}_0 (а) и нестандартного модуля \tilde{m} (б) от числа зубьев-перемычек колеса и угла теоретически точного зацепления

Указанные графики позволяют определить рациональные значения параметров приближенного внутреннего зацепления и нестандартного долбяка.

Библиографические ссылки

1. Плеханов Ф. И. Исследование влияния параметров приближенного зацепления на распределение нагрузки по

длине зубьев колес // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2011. – № 1. – С. 11–13.

2. Плеханов Ф. И. Зубчатые планетарные передачи. Типы, основы кинематики, геометрии и расчета на прочность : учеб.-науч. пособие для высших учебных заведений. – Ижевск : Удмуртия, 2003. – 200 с.

I. A. Kazakov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Geometry of Approximate Internal Gearing of Involute – Pericycloid Type

Geometry of tooth-jumper non-involute profile, generated by a non-standard shaping cutter with internal teeth, is considered, equations for synthesis of the approximate internal gearing of involute-pericycloid type are presented.

Key words: planetary gear, approximate gearing, truncated pericycloid, non-standard shaping cutter, gearing synthesis.