

науки и производства», которая содержит десятки записок ижевских оружейников разных поколений о своем творческом пути.

Библиографические ссылки

1. Об инновационном потенциале системы подготовки инженеров-оружейников / Б. А. Якимович, С. А. Писарев, Ю. Б. Брызгалов, Ю. С. Фархетдинова // сб. материалов 1-й науч.-практ. конф. РАРАН «Военная безопасность России:

Получено 22.09.2016

взгляд в будущее. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. – С 204–211.

2. Профессия – оружейник: единство образования, науки, производства / под общ. ред. С. А. Писарева, Б. А. Якимовича. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2013. – 960 с.

3. Там же.

4. Там же.

5. Оружие и его создатели: связь времен / под общ. ред. С. А. Писарева, Б. А. Якимовича. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2012. – 518 с.

УДК 621.833.6

А. С. Сунцов, аспирант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ПОДАТЛИВОСТЬ ЩЕК ВОДИЛА ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ В ЗАЦЕПЛЕНИЯХ КОЛЕС

Ликвидация избыточных связей в планетарной передаче (выполнение основных звеньев самоустанавливающимися) позволяет существенно улучшить ее эксплуатационные показатели. Однако при ограниченном радиальном размере механизма обеспечить угловую подвижность сателлита, установленного на двух подшипниках, затруднительно [1, 2].

В этом случае для аналитического определения законов изменения погонных нагрузки $w(x)$ и изгибающего зуб момента $t(x)$ используем уравнения связи начального неприлегания (угол неприлегания β) сопрягаемых зубьев в произвольном сечении с перемещениями, вызванными их деформацией под нагрузкой, включая деформацию кручения зуба относительно продольной оси $\varphi(x)$, а также перемещениями других элементов передачи:

$$x(\beta - \gamma_{\Sigma}) - \delta_W [w(x) - w(0)] + 0,5d_{ba}\varphi_a(x) = h\varphi(x); \quad (1)$$

$$\varphi(x) = \frac{1}{GI_k} \int_0^x [t(\xi) - hw(\xi)](x - \xi) d\xi = \frac{t(x) - t(0)}{h^2} \delta_t. \quad (2)$$

Здесь h – плечо погонной силы $w(x)$ относительно центра изгиба зуба; G – модуль упругости второго рода; I_k – момент инерции поперечного сечения зуба при кручении относительно продольной оси; δ_t – удельная податливость рассматриваемого зуба, вызванная деформацией его изгиба; δ_W – удельная податливость зацепления, вызванная всеми видами деформации зубьев за исключением деформации изгиба рассматриваемого зуба колеса; φ_a – угол кручения солнечной шестерни; d_{ba} – диаметр ее основной окружности; γ_{Σ} – угол перекоса образующей боковой поверхности зуба в плоскости действия на-

грузки, вызванный деформациями элементов механизма.

Составляющие податливости зубьев, а также деформации элементов передачи определяются с использованием методов строительной механики, интегралов Мора и экспериментальным путем.

Выполненные по указанным выражениям расчеты показывают, что вызванные погрешностями изготовления и деформацией отдельных элементов передачи коэффициенты неравномерности распределения нагрузки и напряжений изгиба зубьев могут достигать величины 2 и более, что отрицательно сказывается на несущей способности привода. В связи с этим целесообразно сателлит выполнить состоящим из двух одинаковых зубчатых колес, каждое из которых посажено на сферический подшипник (рис. 1), а для снижения неравномерности распределения нагрузки по венцам сателлита щеки водила выполнить податливыми с отверстиями или пазами в зоне расположения оси [3] (рис. 2).

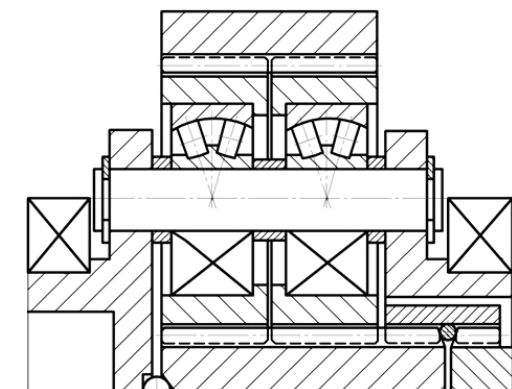


Рис. 1. Планетарная передача с двухрядными сателлитами

Для определения податливости нежесткого водила выделим его элемент (см. рис. 2) и установим

влияние действующей на него со стороны оси сателлита силы F на перемещение, учитывая, что момент в произвольном сечении

$$M(\varphi) = \int_0^\varphi q(\varepsilon) [R + h(\varphi)] \sin(\varphi - \varepsilon) R d\varepsilon - M_0,$$

$$M_0 = \frac{FR}{\pi} \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(\frac{R}{h(\varphi)} \right)^3 \frac{1 + \bar{a}}{1 + \cos \varphi} \sin \varphi d\varphi \right] / \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(\frac{R}{h(\varphi)} \right)^3 d\varphi,$$

$$d(\varepsilon) = q_0 \cos \varepsilon = 2F \frac{\cos \varepsilon}{\pi R}, \quad h(\varphi) = R \frac{\bar{a} - \cos \varphi}{1 + \cos \varphi},$$

$$\bar{a} = \frac{a}{R}.$$

Здесь E – модуль Юнга; R – радиус оси сателлита; b – толщина щеки водила.

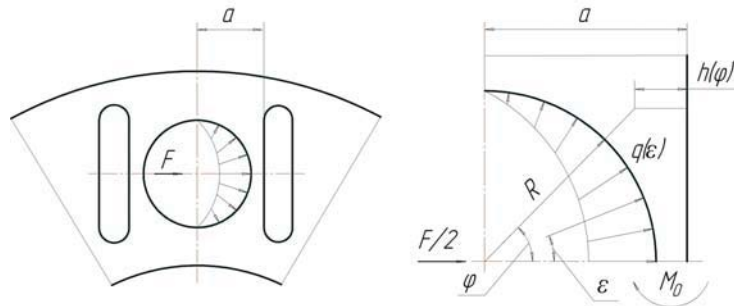


Рис. 2. Элемент щеки податливого водила планетарной передачи

Решая численно уравнения (3), (4) и учитывая относительную контактную податливость сопряжения щека водила – ось сателлита ($\bar{\delta}_H = \delta_H E \cong 1,2$ [4]), определим относительную податливость щеки водила:

$$\delta = \frac{Eb}{F} (Y_M + Y_Q) + \bar{\delta}_H.$$

На рис. 3 приведен график зависимости $\bar{\delta}$ от \bar{a} .

Используя уравнения связи между начальным углом неприлегания зубьев, жесткостью зацепления C ($C \cong 0,075E$) и силами P_1, P_2 ($P_2 > P_1$), действующими на ось со стороны подшипников, определим силы взаимодействия оси сателлита со щеками водила F_1, F_2 , величину уменьшения угла перекося оси за счет податливости сопряжения и коэффициент неравномерности распределения нагрузки:

$$\left. \begin{aligned} 0,5P_2 &= Cv b_w \cos \alpha_w, \\ 0,5P_1 &= Cb_w \cos \alpha_w [v + (\Delta Y_h - \beta l) \cos \alpha_w], \\ P_1 + P_2 &= 2P. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Здесь b_w – ширина венца сателлита; α_w – угол зацепления; l – расстояние между центрами венцов сателлита ($l \cong 1,1b_w$); ΔY_h – разница смещений венцов, обусловленная податливостью щек водила; P – сред-

Тогда перемещение оси в направлении силы F , обусловленное действием изгибающего момента,

$$Y_M = \frac{1,5R}{E} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M(\varphi) [R + h(\varphi)] \sin \varphi}{bh^2(\varphi)} d\varphi, \quad (3)$$

перемещение в том же направлении, вызванное действием поперечной силы $Q(\varphi)$,

$$Y_Q = \frac{1,2R}{G} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{Q(\varphi) \cos \varphi}{bS(\varphi)} d\varphi, \quad (4)$$

где E – модуль Юнга; G – модуль упругости 2-го рода;

$$Q(\varphi) = R \int_0^\varphi q(\varepsilon) \cos \varepsilon d\varepsilon = \frac{F}{\pi} (\varphi + 0,5 \sin 2\varphi);$$

$$S(\varphi) = a - R \cos \varphi.$$

няя нагрузка на ось со стороны подшипника сателлита; $\vartheta = \text{const}$.

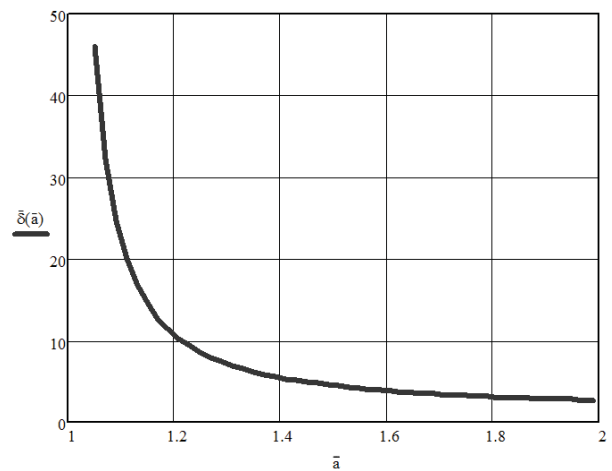


Рис. 3. Зависимость податливости щеки водила от величины $\bar{a} = \frac{a}{R}$

На рис. 4 представлены зависимости коэффициента неравномерности распределения нагрузки по венцам двухвенцового сателлита $K = \frac{P_2}{P}$ от относи-

тельной погрешности направления оси сателлита

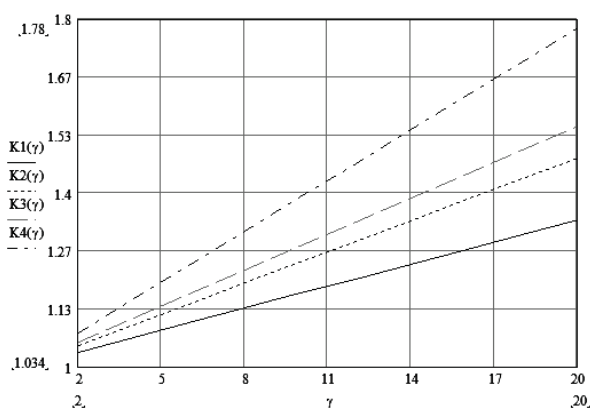
$$\gamma = \frac{\beta b_w E}{\omega_n} \quad (\omega_n - \text{средняя нормальная погонная нагрузка в зацеплениях колес) при } b = 0,4b_w.$$


Рис. 4. Зависимость коэффициента неравномерности распределения нагрузки по венцам сателлита от относительного угла перекоса оси сателлита с учетом податливости щек водила: ----- (1) – $\bar{a} = 1,1$; (2) – $\bar{a} = 1,2$; - - - - - (3) – $\bar{a} = 1,3$; - . - . - (4) – жесткое водило

Таким образом, использование в планетарных механизмах водила с податливыми щеками позволяет снизить коэффициент неравномерности распределения нагрузки по венцам сателлита на 17-35 %, следовательно, примерно на столько же повысить несущую способность привода.

Получено 07.11.2016

Экспериментальное исследование передачи подтвердило существенное положительное влияние податливости водила на распределение нагрузки как по отдельным венцам сателлита, так и по потокам мощности (рис. 5).

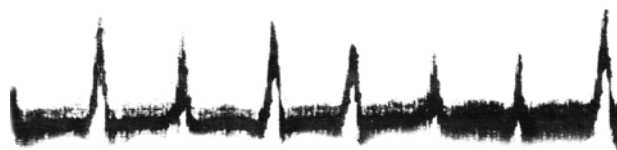


Рис. 5. Оциллограмма распределения нагрузки в зацеплениях колес планетарной передачи с податливым водилом

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по сателлитам снижается за счет деформативности щек водила на 10-15 %.

Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г. Планетарные передачи : справочник. – Л. : Машиностроение, 1977. – 563 с.
2. Тимофеев Г. А., Самойлова М. В. Геометрико-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма // Вестник ИжГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. – 2012. – № 1. – С. 70–80.
3. Патент № 256973, РФ, МПК F16H 1/48. Зубчатая планетарная передача / Ф. И. Плеханов, П. А. Сенюткин, А. Д. Плеханов (РФ). – Опубл. 10.11.2015, Бюл. № 31.
4. Плеханов Ф. И., Овсянников А. В., Казаков И. А. Экспериментальное исследование деформативности элементов планетарной передачи // Сб. трудов науч.-техн. конф. ГИЭИ. – Глазов, 2010. – С. 76–78.

УДК 621.833

В. В. Бружас, аспирант, филиал Южно-Уральского государственного университета (Национального исследовательского университета), Златоуст

Б. А. Лопатин, доктор технических наук, профессор, филиал Южно-Уральского государственного университета (Национального исследовательского университета), Златоуст

Е. А. Полуэктов, кандидат технических наук, филиал Южно-Уральского государственного университета (Национального исследовательского университета), Златоуст

РАЗРАБОТКА ТВЕРДОТЕЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС РАЗЛИЧНОЙ ГЕОМЕТРИИ

При оценке напряженно-деформированного состояния зубчатых передач возникает необходимость в получении твердотельных моделей, точно отражающих геометрию профилей зубьев, зависящих от параметров инструмента и траектории его перемещения.

Проведенный анализ существующих программных продуктов показал, что на настоящий момент не существует универсальных разработок, позволяющих произвести генерацию зубчатых колес сложной фор-

мы рабочих поверхностей зубьев [1, 2]. Указанные программные продукты представляют только графическое изображение зубчатого колеса, а библиотеки САД-систем представляют лишь упрощенное изображение, как правило, стандартного профиля.

Целью исследования являлась разработка твердотельных моделей, точно отражающих форму поверхностей зубьев, полученных при их профилировании режущим инструментом с различными параметрами исходного контура.