

Basic groups of irreversible changes of heavy-loaded spiroid gear contact surfaces are considered. The described concept of a model allows to estimate such changes by an iterative algorithm of deformation mode analysis; and to account their influence on the quality and evolution of the gear at the stage of its parameters design. The paper presents basic trends of research intended to enhance the model of irreversible changes of spiroid gear contact surfaces.

Key words: spiroid gear, strength.

УДК 621.833.6

Ф. И. Плеханов, доктор технических наук, профессор, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова

А. В. Овсянников, аспирант, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА К-Н-V С ЦЕПНЫМ МЕХАНИЗМОМ СНЯТИЯ ДВИЖЕНИЯ С САТЕЛЛИТА

Приведен аналитический метод расчета на прочность зубчато-цепной планетарной передачи исходя из условий равнопрочности зубчатого зацепления и цепного механизма снятия движения с сателлита.

Ключевые слова: планетарная передача, внутреннее зацепление, цепной механизм, прочность, многопарное зацепление.

Планетарные передачи типа К-Н-V с малой разностью чисел зубьев колес позволяют реализовать большое передаточное отношение в одной ступени при малых потерях мощности на трение и хороших массогабаритных показателях [1, 2]. Использование в указанных передачах цепного механизма снятия движения с сателлита упрощает конструкцию, делает ее более технологичной по сравнению с традиционными приводами подобного типа (рис. 1).

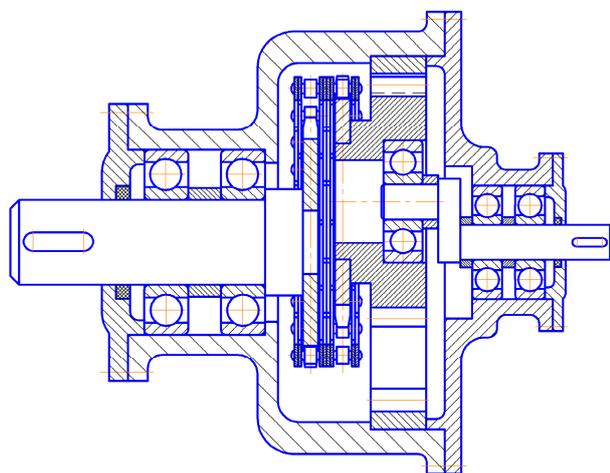


Рис. 1. Планетарная передача типа К-Н-V с цепным механизмом снятия движения с сателлита

Для расчета такой передачи на прочность необходимо установить связь между параметрами зубчатого и цепного зацеплений исходя из их равнопрочности.

Учитывая малость величины межосевого расстояния передачи a_w (эксцентриситета водила), чис-

ло звеньев цепи целесообразно принять на два больше числа зубьев звездочки z_1 . Тогда уравнение связи межосевого расстояния с шагом цепи t примет вид

$$a_w = \frac{0,5m\Delta z \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = t, \quad (1)$$

где m – модуль зубчатого зацепления; α – угол профиля исходного контура; α_w – угол зацепления; $\Delta z = z_b - z_g$ (z_b – число зубьев неподвижного колеса, z_g – число зубьев сателлита).

Из расчета на прочность шаг цепи [2]

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{TK_s}{z_1[P]m_p}}, \quad (2)$$

где K_s – коэффициент эксплуатации; m_p – коэффициент рядности (для двухрядной цепи $m_p = 1,7$); T – момент на выходном (тихоходном) валу передачи; $[P]$ – допускаемая удельная нагрузка на ролик цепи ($[P] = 35$ МПа при частоте вращения выходного вала и звездочки $n \leq 50$ мин⁻¹).

Номинальный момент на выходном валу передачи может быть найден из расчета на выносливость по изгибу зубьев сателлита:

$$T = \frac{\sigma_{FP} m^3 \bar{b} \Delta z}{2Y_F K_F \lambda}, \quad (3)$$

где \bar{b} – относительная ширина венца сателлита ($\bar{b} = b_w / m$); Y_F – коэффициент формы зуба; k_F – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку и неравномерность распределения нагрузки по

длине зуба; σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение; λ – коэффициент многопарности зацепления.

Подстановка уравнений (1) и (3) в выражение (2) позволяет определить величину \bar{b} , обеспечивающую равнопрочность цепи и зубьев сателлита:

$$\bar{b} = \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \right)^3 \frac{\Delta z^2 z_1 [P] m_p Y_F K_F \lambda}{88 \sigma_{FP} K_s}. \quad (4)$$

Для снижения действующей на цепь разрушающей нагрузки диаметры делительных окружностей сателлита и звездочки следует принять одинаковыми:

$$d_g = d_1 = tz_1 / \pi = mz_g. \quad (5)$$

Тогда с учетом равенства (1) получим:

$$z_1 = \frac{2\pi \cos \alpha_w z_g}{\Delta z \cos \alpha}, \quad (6)$$

$$\bar{b} = \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \right)^2 \frac{\pi [P] m_p Y_F K_F \lambda z_g \Delta z}{44 \sigma_{FP} K_s}. \quad (7)$$

Коэффициент λ , учитывающий многопарность зацепления сателлита с неподвижным центральным колесом, определяется из уравнений совместности перемещений зубьев и расчета их на изгибную прочность [3]:

$$\left. \begin{aligned} \omega_0 &= \frac{\sigma_{FP} m K_{FL} K_{FC} K_y}{S_F Y_F K_F \cos \alpha}, \\ \omega_{i=1} &= \omega_0 - C \Delta_{i=1}, \\ \omega_{j=1} &= \omega_0 - C \Delta_{j=1}, \\ &\dots, \\ \omega_{i=n} &= \omega_0 - C \Delta_{i=n}, \\ \omega_{j=k} &= \omega_0 - C \Delta_{j=k}, \\ n_w \left(\omega_0 + \sum_{i=1}^n \omega_i + \sum_{j=1}^k \omega_j \right) &= \frac{2T}{b_w d_{bg}}, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где S_F – коэффициент запаса прочности; K_{FL} – коэффициент долговечности; K_{FC} – коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки; K_y – коэффициент, учитывающий механическую и термическую обработку зубьев, модуль и размеры колеса; Δ_i – зазор в i -й паре зубьев справа от пары контактирующих зубьев при отсутствии вращающего момента на тихоходном валу T ; Δ_j – то же в j -й паре слева от контактирующих зубьев; C – жесткость пары зацепляющихся зубьев ($C = 0,075 E$, E – модуль упругости первого рода); ω_i и ω_j – нормальная погонная нагрузка в соответствующей паре зубьев при наличии момента на тихоходном валу; d_{bg} – диаметр основной окружности сателлита; n и k – число контактирующих пар зубьев, соответственно, справа

и слева от наиболее нагруженной пары; n_w – число сателлитов.

Тогда

$$\lambda = \frac{\omega_0}{\omega_0 + \sum_{i=1}^n \omega_i + \sum_{j=1}^k \omega_j}. \quad (9)$$

Ниже в таблице приведены значения λ для передачи с термоулучшенными колесами при коэффициенте перекрытия $\varepsilon = 1,05$; коэффициенте смещения сателлита $x_g = 0,3$; угле зацепления α_w , радиальном зазоре и глубине захода зубьев, обеспечивающих отсутствие интерференций 1-го и 2-го родов; коэффициенте $K_F = 1,7$; коэффициенте формы Y_F , учитывающем пониженную высоту зуба сателлита; $K_s = 2$ и разных числах зубьев колес.

Значения коэффициента многопарности λ и угла зацепления α_w

Δz	α_w	z_g				
		60	80	100	120	140
1	59,5°	0,28	0,24	0,20	0,20	0,16
2	48°	0,37	0,31	0,27	0,23	0,21
3	42,5°	0,46	0,34	0,30	0,27	0,23

На рис. 2 показана зависимость относительной ширины венца от числа зубьев сателлита, построенная по уравнению (4) в соответствии с данными таблицы при разных значениях Δz . Из графиков видно, что равнопрочность цепной и зубчатой ступеней передачи при $\Delta z = 1 \dots 3$ имеет место при величине $\bar{b} \leq 4$. Следовательно, для обеспечения требуемой нагрузочной способности механизма модуль зацепления должен быть сравнительно большим, а осевой размер передачи – ограниченным.

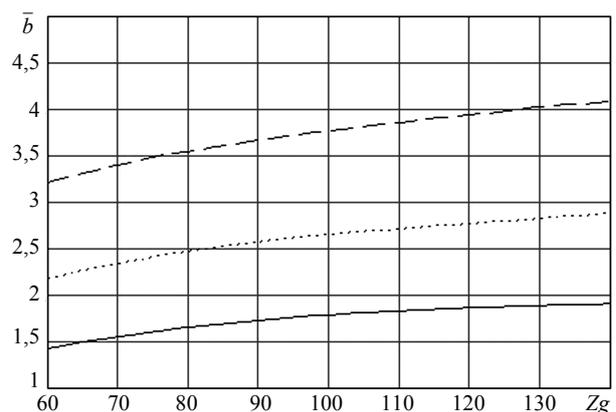


Рис. 2. Зависимость относительной ширины венца

сателлита \bar{b} от чисел зубьев колес:

— $\Delta z = 1$; $\Delta z = 2$; - - - - $\Delta z = 3$

Расчет передачи осуществляется в следующей последовательности: при заданных значениях z_g

и Δz определяется α_w и из уравнения (6) z_1 , затем по формуле (2) находится и уточняется шаг цепи, а из равенства (1) – модуль зацепления. Ширина венца сателлита b_w определяется в соответствии с графиком зависимости $\bar{b} = f(z_g, \Delta z)$.

Библиографические ссылки

1. Пат. № 2399813, РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Ф. И. Плеханов, А. В. Овсянников. – Оpubл. 20.09.2010, бюл. № 26.
2. Детали машин и основы конструирования / под ред. М. Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2005. – 462 с.
3. Плеханов Ф. И., Овсянников А. В. Исследование нагрузочной способности планетарной передачи с внутренним зацеплением колес // Вестник машиностроения. – 2011. – № 9. – С. 3–5.

F. I. Plekhanov, DSc in Engineering, Professor, Glazov Institute of Engineering and Economics (branch) of Kalashnikov Izhevsk State Technical University

A. V. Ovsyannikov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Strength Calculation of K-H-V Planetary Gearing with Chain Mechanism for Torque Transfer from Satellite

The analytical method of the tooth-chain planetary gearing strength calculation is presented based on the balanced strength condition of the gearing and the chain mechanism for torque transfer from the satellite.

Key words: planetary gearing, internal engagement, chain mechanism, strength, multiple contact.

УДК 621.521

Д. С. Люпа, кандидат технических наук, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова
Т. Н. Иванова, кандидат технических наук, Сарапульский политехнический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова
О. С. Люпа, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВАКУУМНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Предложена методика расчета вакуумного приспособления для крепления тонких плоских деталей толщиной до 1,5 мм при шлифовании, что значительно расширяет технологические возможности приспособлений данной группы. Авторами получены аналитические зависимости, определяющие величину и характер деформации детали в зависимости от схемы крепления и жесткости детали.

Ключевые слова: вакуумное приспособление, плоские детали, методика расчета, крепление.

Детали, имеющие форму пластин, при шлифовании обычно закрепляют на столе станка при помощи электромагнитных приспособлений. Однако такое крепление возможно только в том случае, когда деталь изготовлена из металла, обладающего ферромагнитными свойствами. Если обрабатываемые металлы и другие материалы имеют парамагнитные или диамагнитные свойства, то при условии, что они имеют достаточно большую поверхность и характеризуются отсутствием сквозных отверстий, вполне возможно использование вакуумных приспособлений.

Конструкция вакуумного приспособления позволяет осуществлять надежное крепление пластины толщиной 0,3–1,5 мм с диапазоном диаметров 30–120 мм, высокую точность механической обработки за счет рационального расположения опорных поверхностей и увеличенной активной вакуумной поверхности. Для уменьшения прогиба тонкой пластины деталь кладется на концентрически расположенные опорные выступы. Чтобы избежать перемещения в плоскости крепления, деталь фиксируется

с помощью цилиндрического штифта или, при отсутствии отверстия, выступающим на несколько меньшую величину, чем толщина пластины, внешним ободком. Для создания вакуума у внешнего и внутреннего опорных выступов ставят резиновые уплотнительные прокладки, отсасывающий канал располагают около внутреннего опорного выступа.

Особенность работы вакуумного приспособления обусловлена использованием резиновой прокладки для уплотнения разреженной камеры приспособления. Резиновая прокладка размещается в канавке корпуса приспособления. От правильного выбора основных конструктивных параметров приспособления, таких как форма сечения и размеры прокладки, марка резины, профиль и габариты канавки под уплотнение, зависят его основные эксплуатационные характеристики [1].

В процессе обработки пластина не должна деформироваться – прогибаться от избыточного давления воздуха, условий крепления и давления, создаваемого шлифовальным инструментом. Наибольший прогиб детали W_{\max} между опорными выступами не