

УДК 621.833.6

**И. А. Блинов**, кандидат технических наук, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова

**Е. Ф. Вычужанина**, кандидат экономических наук, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

## ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

*Планетарные передачи с внутренними зацеплениями колес обладают высокой нагрузочной способностью, хорошими массогабаритными показателями и большим передаточным отношением в одной ступени, благодаря чему находят все большее практическое применение. Представлены новые конструкции передач указанного типа и сравнительная характеристика их важнейших технико-экономических показателей. Даны рекомендации по их рациональному конструированию.*

**Ключевые слова:** планетарные зубчатые передачи, высоконагруженные зацепления колес, технико-экономические показатели.

**П**ланетарные передачи широко распространены в технике благодаря высокой нагрузочной способности, малым потерям мощности на трение и возможности реализации большого передаточного отношения [1–3].

Наиболее эффективными из них являются передачи типов 2К-Н (передача Джеймса) и К-Н-V (рис. 1, 2, 3).

Первая из указанных конструкций выполняется обычно состоящей из «плавающей» солнечной шестерни, трех сателлитов на сферических подшипниках,

неподвижного колеса с внутренними зубьями и тихоходного водила [1]. Вторая содержит эксцентриковое водило, один-два сателлита, центральное колесо с внутренними зубьями и механизм снятия движения, который целесообразно выполнять в виде роликов, свободно устанавливаемых в отверстиях сателлитов и дисков выходного (тихоходного) звена [4, 5].

Важнейшими технико-экономическими показателями указанных передач являются удельная масса  $M^*$  (масса  $M$ , отнесенная к моменту на тихоходном валу  $T$ ) и коэффициент полезного действия ( $\eta$ ).

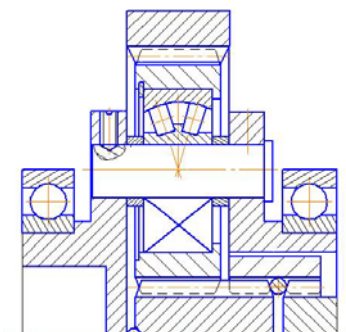


Рис. 1. Передача типа 2К-Н с «плавающей» солнечной шестерней и двухопорными осями сателлитов

Б-Б

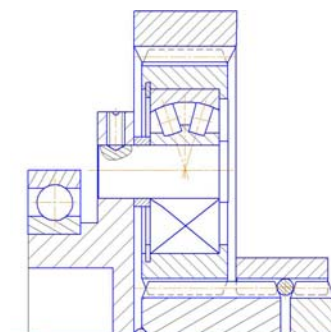
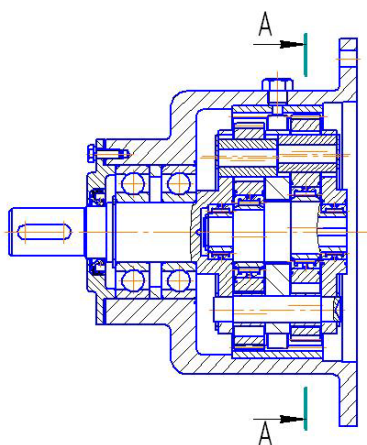


Рис. 2. Передача типа 2К-Н с «плавающей» солнечной шестерней и консольными осями сателлитов

А-А

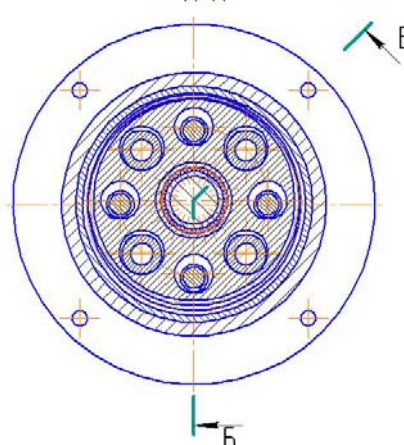


Рис. 3. Передача типа К-Н-V с роликовым механизмом снятия момента с сателлитов

Для определения показателя  $M^* = M/T$  выразим массу передач и их нагрузочную способность через число зубьев колес и передаточное отношение с учетом многопарности зацеплений [6]. При этом следует иметь в виду, что по кинематическим возможностям передача типа К-Н-V соответствует двухступенчатой передаче типа 2К-Н. Тогда для передачи Джеймса, состоящей из двух ступеней,

$$M_D = \gamma \pi \left\{ b_{w1} \left[ 0,25 n_{w1} d_{g1}^2 + 0,25 d_{a1}^2 + d_{b1}^2 \bar{h}_b + 0,25 d_{bi}^2 (\bar{h}_k + \bar{h}_H) \right] + b_{w2} \left[ 0,25 n_{w2} d_{g2}^2 + 0,25 d_{a2}^2 + d_{b2}^2 \bar{h}_b + 0,25 d_{b2}^2 (\bar{h}_k + \bar{h}_H) \right] \right\},$$

где  $\bar{h}_H = h_{Hi}/b_{wi}$  – отношение толщины щеки водила к ширине венца сателлита  $g$  соответствующей ступени;  $\bar{h}_b = h_{bi}/d_{bi}$  – отношение суммарной толщины обода неподвижного колеса и стенки корпуса к диаметру делительной окружности колеса;  $\bar{h}_k = h_{ki}/b_{wi}$  – отношение толщины крышки к ширине венца сателлита ступени;  $d_{ai}$ ,  $d_{gi}$ ,  $d_{bi}$  – диаметры делительной окружности солнечной шестерни  $a$ , сателлита  $g$  и колеса  $b$   $i$ -й ступени передачи;  $\gamma$  – плотность материала деталей;  $n_{wi}$  – число сателлитов  $i$ -й ступени.

Выразим диаметры колес через  $d_{ai}$  и передаточные отношения  $i_1$  и  $i_2$ . Тогда

$$M_D = \gamma \frac{\pi}{4} d_{a2}^2 b_{w2} \left\{ n_{w2} (0,5 i_2 - 1)^2 + 1 + 4 (i_2 - 1)^2 \bar{h}_b + (i_2 - 1)^2 (\bar{h}_k + \bar{h}_H) + b \left[ n_{w1} (0,5 i_1 - 1)^2 + 1 + 4 (i_1 - 1)^2 \bar{h}_b + (i_1 - 1)^2 (\bar{h}_k + \bar{h}_H) \right] \right\},$$

где из условия контактной равнопрочности 1-й и 2-й ступеней

$$\bar{b} = \frac{d_{a1}^2 b_{w1}}{d_{a2}^2 b_{w2}} = \frac{n_{w2} (0,5 i_2 - 1)}{n_{w1} i_2 \eta_2 (0,5 i_1 - 1)}.$$

Величина  $\bar{b}$  определяется с учетом равенств

$$T_{Di} = \left( \frac{\sigma_{HPi}}{0,418} \right)^2 \frac{d_{ai}^2 b_{wi}^2 n_{wi} \cos \alpha \sin \alpha_w (0,5 i_i - 1)}{2 K_H E},$$

$$T_{D1} = T_{D2} / i_2 \eta_2.$$

Тогда удельная масса передачи типа 2К-Н

$$M_D^* = M_D / T_{D2} = \frac{0,5 \pi \gamma E K_H}{(\sigma_{HP} / 0,418)^2 n_w (0,5 i_2 - 1) \sin \alpha_w \cos \alpha} \times \left\{ \left[ 1 + n_{w2} (0,5 i_2 - 1)^2 + 4 \bar{h}_b (i_2 - 1)^2 + (\bar{h}_H + \bar{h}_K) (i_2 - 1)^2 \right] + \left[ 1 + n_{w1} (0,5 i_1 - 1)^2 + 4 \bar{h}_b (i_1 - 1)^2 + (\bar{h}_H + \bar{h}_K) (i_1 - 1)^2 \right] \bar{b} \right\}.$$

В приведенных выражениях  $\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение материала колес;  $\alpha$  – угол профиля исходного контура;  $E$  – модуль упругости материала деталей;  $K_H$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки, динамику передачи, вид обработки зубьев колес, их геометрию;  $\alpha_w$  – угол зацепления сателлита с солнечной шестерней. На рис. 4 показана зависимость  $M_D^* = M_D / T_{D2}$  от передаточного отношения тихоходной ступени при различных значениях общего передаточного отношения  $i$  ( $i = i_1 i_2$ );  $\bar{h}_b = 0,1$  (неподвижное колесо выполнено за одно целое с корпусом);  $\bar{h}_h = 0,3$ ;  $\bar{h}_K = 0,3$ ;  $\gamma = 7800$  кг/м<sup>3</sup>;  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па;  $\alpha = 20^\circ$ ;  $K_H = 1,1$ ;  $\sigma_{HP1} = \sigma_{HP2} = 60 \cdot 10^7$  Па;  $n_{w1} = n_{w2} = 3$ ;  $\eta_1 = \eta_2 = 0,95$ ;  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ .

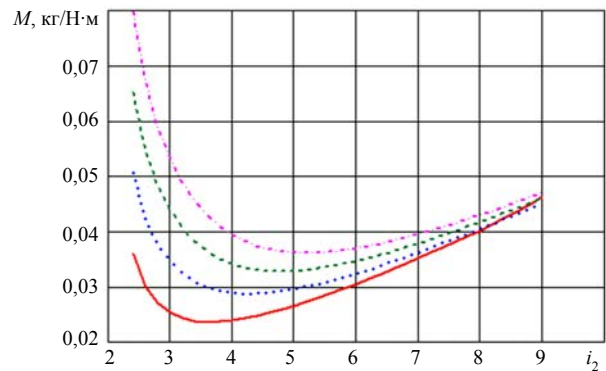


Рис. 4. Зависимости удельной массы двухступенчатой передачи типа 2К-Н от передаточного отношения тихоходной ступени: —  $i = 20$ ; .....  $i = 40$ ; - - -  $i = 60$ ; - - - -  $i = 80$

Для передачи типа К-Н-V суммарная масса ее составных частей

$$M_V = \gamma \pi d_b^2 b_w \times \left[ \frac{n_w}{4} \left( \frac{i}{i+1} \right)^2 + n_w (1 + 4 \bar{h}_H) \bar{h}_b + \bar{h}_H \left( \frac{i}{i+1} \right)^2 + \frac{\bar{h}_K}{2} \right],$$

где  $\bar{h}_b = h_b/d_b$  – отношение суммарной толщины обода неподвижного колеса и стенки корпуса к делительному диаметру колеса;  $b_w$  – ширина венца одного сателлита  $g$ ;  $\bar{h}_H = h_H/b_w$  ( $h_H$  – толщина диска выходного звена передачи в месте его сопряжения с одним роликом);  $\bar{h}_K = h_K/b_w$  ( $h_K$  – толщина крышки передачи);  $n_w$  – число сателлитов.

Момент на выходном валу, определяемый из расчета зубьев сателлита на изгибную прочность, лимитирующую нагрузочную способность передачи, с учетом многопарности зацеплений:

$$T_V = \frac{d_b^2 b_w n_w E \cos \alpha}{2 \Delta z (i+1)} \sum_{i=0}^K \left( [\bar{W}_0] - 0,075 \bar{\delta}_i \right);$$

здесь  $\Delta z = z_b - z_g$  – разница чисел зубьев колеса и сателлита;  $[\bar{W}_0] = [W_0]/mE$  – относительная до-

пускаемая погонная нормальная нагрузка, действующая на зуб сателлита;  $m$  – модуль зацепления;  $\bar{\delta}_i = \delta_i/m$  – относительный зазор в  $i$ -й паре зубьев;  $K$  – число пар зубьев зацепления, несущих нагрузку;  $i$  – абсолютная величина передаточного отношения ( $i = z_g/\Delta z = (z_b - \Delta z)/\Delta z$ ).

Зазоры в зацеплениях колес определяются в соответствии с геометрическими параметрами планетарного механизма, а число пар зубьев, несущих нагрузку, – из уравнений совместности перемещений [6]. На рис. 5 представлен график зависимости  $M^* = M/T$ , кг/Н·м, от передаточного отношения и разности чисел зубьев, построенный для передачи с колесами из термоулучшенной стали ( $[W_0] = mE3,2 \cdot 10^{-4}$ ) при  $\bar{h}_b = 0,15$ ;  $\bar{h}_H = 0,3 = \bar{h}_K$ ;  $n_w = 2$ ;  $\gamma = 7800$  кг/м<sup>3</sup>;  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па;  $\alpha = 20^\circ$ .

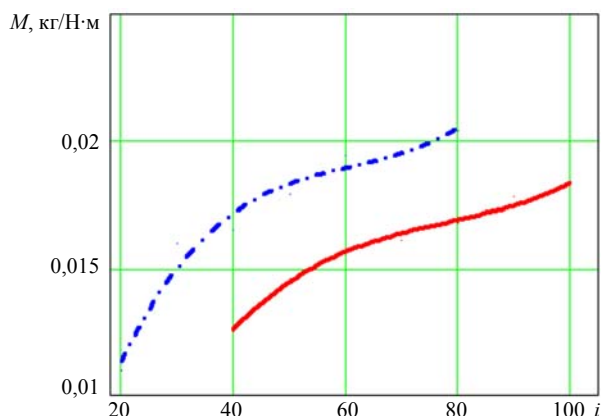


Рис. 5. Зависимости удельной массы передачи К-Н-V от передаточного отношения: —  $\Delta z = 1$ ; — —  $\Delta z = 2$

Сравнительный анализ приведенных значений удельной массы передач показывает, что наиболее эффективной в этом отношении является передача типа К-Н-V. Передачу типа 2К-Н целесообразно использовать при небольших передаточных отношениях ( $i \leq 20$ ) (см. рис. 4) в высокоскоростных приводах, так как данная конструкция имеет лучшие динамические характеристики. Кроме того, эта передача (Джеймса) может быть успешно применена в приводной технике с ограниченным радиальным размером, для чего сателлиты должны быть выполнены двух- или многорядовыми (рис. 6).

Коэффициент полезного действия одной ступени передачи типа 2К-Н 0,95–0,97, для передачи типа

К-Н-V с учетом многопарности зацепления КПД примерно 0,9–0,95. Таким образом, потери мощности на трение в указанных планетарных механизмах при одинаковом передаточном отношении примерно одинаковы.



Рис. 6. Планетарная передача с двухрядовыми сателлитами

**Библиографические ссылки**

1. Крайнев А., Саламандра К., Рагхаван М. Синтез двухпоточных трансмиссий // Сб. трудов 4-й междунар. конф. по механическим передачам. – Синайя, Румыния, 2012. – С. 335–345.
2. Lin J., Parker G. R. Planetary gear parametric instability caused by mesh stiffness variation // Journal of Sound and vibration. – 2002. – Vol. 249. – No. 1. – P. 38–48. – DOI:10.1006/jsvi.2001.3848.
3. Parker G. R., Agashe V., Vijayakar M. S. Dynamic response of a planetary gear system using a finite element / contact mechanics model // Transactions of the ASME. – 2000. – Vol. 122. – P. 304–310. – DOI:10.1115/1.1286189.
4. Тимофеев Г. А., Самойлова М. В. Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Машиностроение. – 2012. – № 1. – С. 70–80.
5. Лопатин Б. А., Полуэктов Е. А., Хаустов С. А. Формирование внутреннего приближенного зацепления цилиндрико-конических передач // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2011. – № 17. – С. 39–48.
6. Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, Д. Э. Крикунов, А. А. Мирошник, С. К. Руднев, А. В. Чиркин // Вестник машиностроения. – 2013. – № 3. – С. 9–11.
7. Плеханов Ф. И. Влияние геометрии зацепления колес планетарной передачи типа К-Н-V на показатели ее прочности // Вестник машиностроения. – 2013. – № 3. – С. 16–20.

I. A. Blinov, PhD in Engineering, Glazov Engineering and Economical Institute (branch) of Kalashnikov Izhevsk State Technical University  
 E. F. Vyichuzhanina, PhD in Economics, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

**Technical and Economic Indicators of Rational Planetary Gears Transmission Design**

Internal epicyclic gears are characterized by high load capacity, attractive weight and dimensions, and high speed ratio per stage. As a result, they keep gaining wider application. The paper presents new design of the gearing and their most important technical and economic characteristics. Recommendations presented in the paper allow to design planetary gears with high efficiency, load capacity, and speed ratio per stage.

**Keywords:** planetary gear transmissions, high-load gears, cost and performance data.