

УДК 621.833.6

Ф. И. Плеханов, доктор технических наук, профессор, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова
Л. П. Перминов, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

НАГРУЗОЧНАЯ СПОСОБНОСТЬ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЗУБЧАТЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Планетарные передачи с внутренними зацеплениями колес обладают высокой нагрузочной способностью и большим передаточным отношением в одной ступени. Однако механизм снятия движения с сателлитов в существующих конструкциях либо сложен, либо не эффективен в отношении потерь мощности на трение. В статье представлены новые конструкции передач указанного типа, метод определения их нагрузочной способности, основанный на решении уравнений совместности перемещений с учетом геометрии зацеплений и деформации зубьев колес. Установлена зависимость нагрузочной способности передачи от чисел зубьев колес. Предложена профильная модификация зубьев, позволяющая повысить их изгибную прочность. Выработанные рекомендации позволяют спроектировать эффективную высоконагруженную планетарную передачу с высоким КПД и большим передаточным отношением в одной ступени.

Ключевые слова: планетарные передачи, внутреннее зацепление, рациональные конструкции, нагрузочная способность.

Втяжелонагруженных и ответственных механических приводах часто используются зубчатые планетарные и волновые передачи [1–7]. Наиболее эффективными из них в отношении массогабаритных показателей, нагрузочной способности, ресурса являются планетарные передачи с малой разницей чисел зубьев колес (от 1 до 3). Однако существующие конструкции передач этого типа либо сложны, так как содержат нетехнологичный механизм параллельных кривошипов, либо имеют низкий коэффициент полезного действия из-за наличия трения скольжения (передачи с цевочным механизмом снятия движения) [1–4].

Разработанные в Глазовском инженерно-экономическом институте (филиале) ФГБОУ ВПО

«ИжГТУ имени М. Т. Калашникова» планетарные передачи, содержащие центральное колесо с внутренними зубьями, сателлиты, эксцентриковое водило и роликовый механизм передачи движения от сателлитов к выходному валу [5, 6], лишены указанных выше недостатков.

На рис. 1, 2 показаны планетарные передачи, в которых ролики, свободно установленные в сателлитах и жестко связанных друг с другом дисках (щеках) ведомого звена, в процессе работы перекачиваются по сопрягаемым с ними поверхностям, обеспечивая высокий коэффициент полезного действия передачи без ее усложнения (на приведенные конструкции планетарных передач получены патенты Российской Федерации на изобретения).

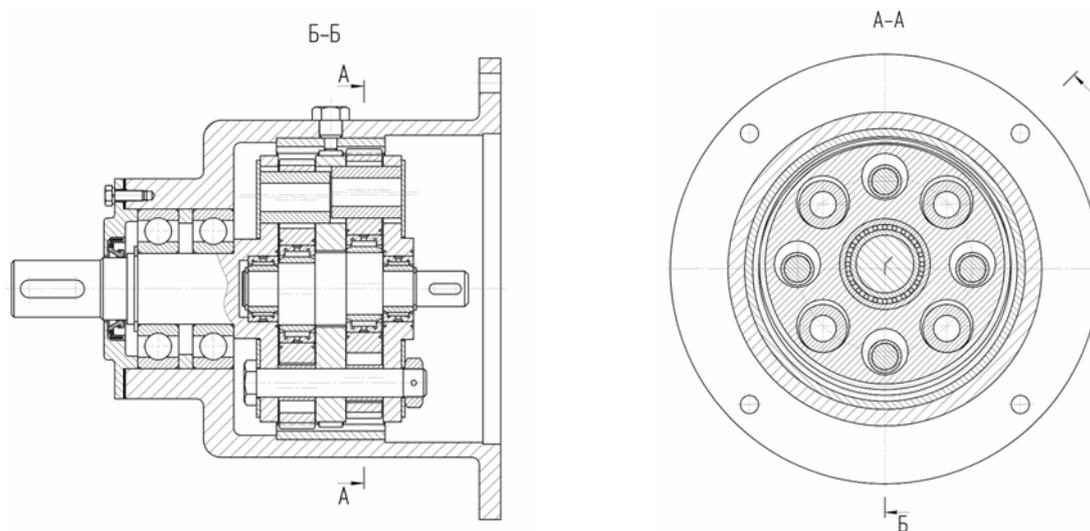


Рис. 1. Планетарная передача с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов

Планетарные передачи указанного типа с малой разницей чисел зубьев колес имеют малые зазоры между зубьями, которые при приложении нагрузки выбираются, в контакт входит несколько пар зубьев, что благоприятно сказывается на нагрузочной спо-

собности привода. Особенно важно использовать это свойство в передачах повторно-кратковременного действия, где имеют место большие динамические нагрузки. Определение прочности отдельных элементов таких передач и способов ее повышения яв-

ляется необходимым условием для создания привода, обладающего наилучшими техническими характеристиками.

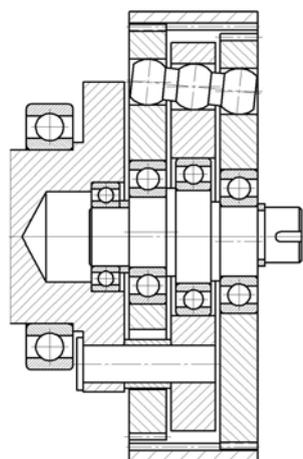


Рис. 2. Вариант планетарной зубчато-роликовой передачи

Число пар зубьев, входящих в контакт в момент пуска двигателя, и динамическая прочность передачи зависят от податливости (деформативности) элементов механизма, прежде всего от податливости зубьев колес.

Для определения числа пар зубьев, несущих нагрузку при заданном моменте на выходном валу, и распределения нагрузки между зубьями следует решить систему уравнений совместности перемещений и уравнение статики [7]:

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= \delta bc_0 = f(\sigma_p), \\ F_{i=1} &= (\delta - \Delta_{i=1})bc_i, \\ F_{j=1} &= (\delta - \Delta_{j=1})bc_j, \\ &\dots\dots\dots, \\ F_{i=n} &= (\delta - \Delta_{i=n})bc_i, \\ F_{j=m} &= (\delta - \Delta_{j=m})bc_j, \\ &\dots\dots\dots, \\ T &= 0,5mz_e \cos \alpha (F_0 + \sum_{i=1}^n F_i + \sum_{j=1}^m F_j)n_w, \end{aligned} \right\} (1)$$

где n_w – число сателлитов; F_0 – нормальная сила в наиболее нагруженной паре зубьев; F_i и F_j – силы в i -й и j -й парах зубьев справа и слева от линии зацепления соответственно; δ – деформация наиболее нагруженной пары зубьев; b – ширина зубчатого венца; c_i и c_j – жесткости пар контактирующих зубьев; α – угол профиля исходного контура; T – момент сил, действующих на колесо; σ_p – допустимое напряжение.

При расчете зубьев на изгиб

$$f(\sigma_p) = \frac{\sigma_{Hp} mb}{Y_F K_F \cos \alpha}; \quad (2)$$

при расчете на контактную прочность

$$f(\sigma_p) = \frac{\sigma_{Hp}^2 \rho b}{0,418^2 K_H E}; \quad (3)$$

здесь σ_{Hp} и σ_{Fp} – допустимые контактные и изгибные напряжения; Y_F – коэффициент формы зуба; K_H и K_F – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки, динамику передачи и другие факторы; ρ – приведенный радиус кривизны.

Входящие в уравнения совместности перемещений зазоры между парами зубьев выражаются через модуль зацепления в соответствии с рис. 3 и с учетом того, что неблагоприятной с точки зрения изгибной прочности является фаза зацепления, при которой вершина зуба одного колеса сопрягается с зубом другого:

$$\Delta_i = \frac{l_{ei} - l_{gi}}{\cos(\nu_{gi})}; \quad (4)$$

$$\Delta_j = \frac{l_{gj} - l_{ej}}{\cos(\nu_{ej})}. \quad (5)$$

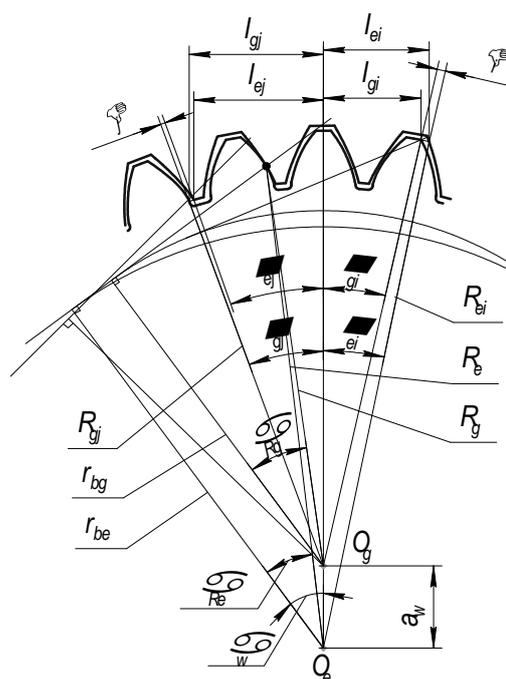


Рис. 3. Внутреннее эвольвентное зацепление колес

В таблице приведены значения относительного момента $T^* = T / (Em^3 \bar{b})$ при разных числах зубьев сателлита z_g и $\Delta z = z_e - z_g$, полученные для реверсивной передачи с колесами из термоупрочненной стали. Относительная ширина сателлита $\bar{b} = b / m$. Таблица составлена для передачи, нагрузочная способность которой лимитируется изгибной прочностью зубьев сателлита. Для предотвращения закли-

нивания передачи в результате наложения профилей зубьев зацепляющихся колес друг на друга высота зубьев принята из условия обеспечения теоретического (без учета деформации зубьев под нагрузкой) коэффициента перекрытия $\varepsilon = 1,05$ при углах зацепления $\alpha_w = 40 \dots 60^\circ$ (меньшее значение для $\Delta z = 3$, большее – для $\Delta z = 1$). Величина T^* определялась по формуле

$$T^* = 0,5(z_g + \Delta z) \cos(\alpha) \times \left[\bar{\delta}c_0 + \sum_{i=1}^n (\bar{\delta} - \bar{\Delta}_i) \bar{c}_i + \sum_{j=1}^m (\bar{\delta} - \bar{\Delta}_j) \bar{c}_j \right], \quad (6)$$

где $\bar{c}_0 = c_0/E$; $\bar{c}_i = c_i/E$; $\bar{c}_j = c_j/E$; $\bar{\delta} = \delta/m$; $\bar{\Delta}_i = \Delta_i/m$; $\bar{\Delta}_j = \Delta_j/m$.

Значения допускаемого относительного момента на тихоходном валу передачи $T^* = T/(Em^3 \bar{b})$

Δz	Число зубьев сателлита z_g								
	40	50	60	70	80	90	100	110	120
1	0,011	0,015	0,020	0,027	0,034	0,041	0,049	0,057	0,066
2	0,010	0,016	0,019	0,025	0,032	0,039	0,046	0,055	0,063
3	0,009	0,015	0,020	0,024	0,030	0,037	0,044	0,051	0,060

Из вышеприведенных уравнений следует, что число пар зубьев, несущих нагрузку, и прочность зацепления зависят от его жесткости и числа зубьев колес (снижение жесткости зубьев в 1,5 раза при прочих равных условиях приводит к увеличению числа пар зубьев, несущих нагрузку, и повышению нагрузочной способности примерно на 15 %).

Учитывая, что нагрузочная способность передачи рассматриваемого типа чаще всего лимитируется изгибной прочностью зубьев, для ее увеличения возможно использование колес с модифицированным исходным контуром. На рис. 4 пунктиром показаны зубья сателлита с увеличенным радиусом кривизны переходной кривой, имеющие примерно на 10 % большую прочность, чем стандартные зубья (l_M – граничная точка профиля модифицированного зуба).

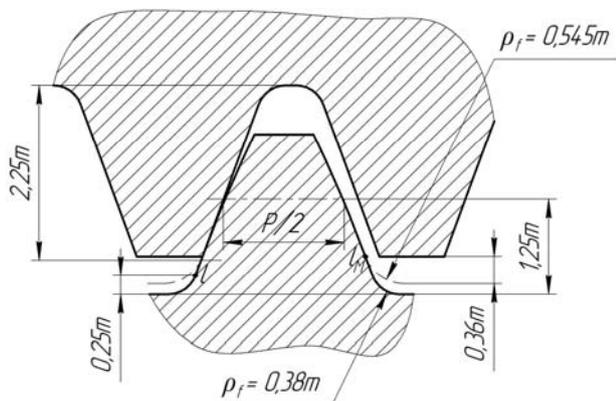


Рис. 4. Внутреннее зацепление колес со стандартным и модифицированным исходными контурами сателлита

Наиболее близкими к исследуемой передаче по нагрузочной способности и кинематическим возможностям являются волновая передача и планетарная передача с эксцентриковым водилом и двумя внутренними зацеплениями колес. Однако первая из них имеет коэффициент полезного действия ниже на 5...10 %, а ее осевой размер больше примерно в 1,5 раза из-за того, что гибкое колесо выполняется в виде стакана, длина которого значительно больше ширины венца колеса. Вторая передача имеет еще более низкий КПД (примерно 80 %) и плохие виброакустические характеристики, особенно при большом передаточном отношении.

Планетарные передачи с внутренними зацеплениями колес и роликовым механизмом снятия движения с сателлитов обладают высокой нагрузочной способностью благодаря многопарности зацепления и малыми потерями мощности из-за отсутствия трения скольжения. Причем чем больше число зубьев сателлита z_g и чем меньше оно отличается от числа зубьев колеса z_e , тем большее число их пар несет нагрузку. При $z_e - z_g = \Delta z = 1$ увеличение z_g с 60 до 100 ведет к повышению нагрузочной способности передачи примерно в 2,4 раза. Передаточное отношение указанных планетарных механизмов может достигать 150 и более в одной ступени.

Предложенные конструкции планетарных передач с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов при рациональном их проектировании технологичны и эффективны, как в отношении нагрузочной способности, так и в отношении потерь мощности на трение.

Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н. Планетарные передачи : справочник. – М. : Машиностроение, 1977. – 535 с.
2. 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.
3. 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.
4. 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.
5. Пат. 2492376 РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Ф. И. Плеханов. – № 2012122942/11 ; заявл. 04.06.2012. – Оpubл. 10.09.2013. – Бюлл. № 25.
6. Пат. 2475662 РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Ф. И. Плеханов, Л. П. Перминов. – № 2011143316/11 ; заявл. 26.10.2011. – Оpubл. 20.02.2013. – Бюлл. № 5.
7. Плеханов Ф. И. Влияние геометрии зацепления колес планетарной передачи типа К-Н-V на показатели ее прочности // Вестник машиностроения. – 2013. – № 3(59). – С. 16–20.

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

L. P. Perminov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Load Capacity of Rational Layouts of Planetary Gears

Planetary gears with internal engagement possess high load capacity and big gear ratio in one stage. However, the mechanism of motion transmission from satellites within existing layouts is either complex, or inefficient in terms of capacity losses for friction. The paper presents new design layouts for this type of gears, method of determining their load capacity, based on solving equations of transmission conformity with account of meshing geometry and gearwheel tooth strains. The dependence of gear load capacity on gearwheel tooth number is established. Recommendations are developed, allowing to design an effective high-loaded planetary gear with high efficiency and big gear ratio in one stage.

Keywords: planetary gear, internal engagement, rational layouts, load capacity.

Получено 19.05.14

УДК 621.77

И. Б. Покрас, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

Г. А. Чикуров, кандидат технических наук, докторант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

М. И. Касимов, магистрант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ СОЗДАНИЯ РЕЖИМА ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ ПРИ ВОЛОЧЕНИИ С МЫЛЬНЫМИ СМАЗКАМИ

Приведена методика проведения экспериментов по волочению проволоки при различных режимах. Даны основные формулы для определения толщины смазочного слоя на протянутой проволоке по полученным экспериментальным данным. Приведены результаты экспериментов по определению толщины слоя смазки при волочении.

Ключевые слова: волочение, смазка, сборная волока, гидродинамическое трение, жидкостное трение.

Условные обозначения:
 m_1 – масса протянутого образца со смазкой;
 m_2 – масса протянутого образца, очищенного от смазки;

Δm – масса смазки на образце;

$h_{пр}$ – толщина смазки на проволоке;

$h_{и}$ – толщина смазки на инструменте;

$R_{пр}$ – высота микронеровностей проволоки;

$R_{и}$ – высота микронеровностей инструмента;

ρ – плотность смазки.

Важнейшей функцией смазки является уменьшение сил внешнего трения (коэффициента трения). Под эффективностью смазки чаще всего понимается именно ее антифрикционная эффективность. В некоторых случаях снижение сил трения ограничено возможностью осуществления процесса ОМД (прокатка, вальцовка и др.).

В процессе волочения применение смазок определяется основными функциональными требованиями к ним:

- снижение сил трения на контакте;
- уменьшение износа инструмента;
- предотвращение схватывания и налипания металла на инструмент;
- обеспечение чистоты и оптимальной шероховатости поверхности проволоки;

– снижение теплопередачи между деформируемым металлом и инструментом [1].

Снижение сил контактного трения за счет применения эффективных смазок обеспечивает свободное течение металла. При волочении алюминиевой и медной проволоки эффективной смазкой может быть 40%-я водная мыльная эмульсия. Однако при волочении проволоки из углеродистых и легированных сталей применяется эффективная высоковязкая смазка (мыльный порошок) в сочетании с предварительным покрытием поверхности подсмазочным слоем. Подсмазочный слой должен хорошо удерживать смазку при волочении и способствовать предохранению налипания металла на рабочую поверхность волоки. Подсмазочный слой наносят на операциях желтения, омеднения, фосфатирования и известкования.

Наиболее эффективным путем уменьшения сил трения при волочении проволоки является создание условий гидродинамического трения. Отличительной особенностью такого режима является существование слоя смазки, способного разделить контактные поверхности заготовки и инструмента. Смазочный слой при этом имеет толщину, превышающую высоту микронеровностей деформируемой проволоки и инструмента, обеспечивая полное разделение