

Лустенков М.Е., д-р техн. наук, доц.
Белорусско-Российский университет

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОРЯДНЫХ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

lustenkov@yandex.ru

В работе рассматриваются вопросы проектирования механических передач с составными промежуточными телами качения. Данный тип механизмов имеет высокие значения передаваемой мощности, отнесенной к площади поперечного сечения и эффективен при работе в пространстве с малыми радиальными размерами. Увеличить нагрузочную способность передач можно путем применения многорядных конструкций с параллельным соединением рядов. В статье исследуется взаимное расположение кулачков и пазов сепаратора в соседних рядах двухрядного редуктора при его сборке. Произведена оценка влияния этого расположения на нагрузочную способность и плавность работы. Определены рациональные значения углов смещения внутренних и наружных кулачков, а также пазов сепаратора одного ряда передачи относительно другого. При оценке различных вариантов конструкций учтены факторы прочности и технологичности изготовления основных деталей редукторов.

Ключевые слова: многорядная передача, редуктор, промежуточные тела качения, кулачок.

Введение. Передачи с промежуточными телами качения (ППТК) используют принцип волнового взаимодействия основных звеньев, при этом система тел качения выступает в роли гибкого (деформируемого) элемента. Разработано множество конструкций редукторных механизмов на основе ППТК, большинство из которых относятся к радиальному типу [1, 2]. ППТК цилиндрического типа, т. е. с осевым перемещением центров масс шариков (роликов) [3, 4] эффективны при необходимости передачи мощности в пространстве с ограниченными радиальными размерами (в скважинах, трубах и т. д.). Дополнительным преимуществом является возможность проектирования центрального отверстия [6]. Разработанная передача состоит из трех цилиндрических деталей: внутреннего и наружного кулачков и сепаратора, которые в свою очередь, могут изготавливаться сборными [7]. По периодическим замкнутым беговым дорожкам внутреннего и наружного кулачков, а также вдоль осевых пазов сепаратора перемещаются промежуточные элементы – тела качения. Передаточное отношение подчинено формуле Виллиса и при остановленном наружном кулачке, ведущем внутреннем кулачке и ведомом сепараторе равно $i = 1 + Z_3/Z_1$, где Z_1 и Z_3 – число периодов беговых дорожек внутреннего и наружного кулачков соответственно. Внутренний кулачок, выполняющий функцию генератора, как правило имеет однопериодную дорожку: $Z_1=1$. Число тел качения в одном ряду передачи (и число пазов сепаратора) равно $n = Z_1 + Z_3$. Существенно повышает нагрузочную способность передачи ее многорядное исполнение с параллельным соединением рядов (секций). Задачей исследования являлось определение влияния взаимного

расположения деталей различных рядов передачи на ее динамическую нагруженность.

Основная часть. Многорядные конструкции шариковых ППТК успешно применялись для создания редукторных вставок турбобуров и электробуров, а также для устройств для отвинчивания аварийных труб в скважине (рис. 1). Повышение КПД обеспечивается за счет применения составных промежуточных элементов [8]. Ролик состоит из стержня и двух втулок, которые взаимодействуют с основными деталями передачи: кулачками и сепаратором, что позволяет заменить скольжение качением.

При исследовании математической модели механизма беговые дорожки заменяют периодическими кривыми, которые являются центровыми профилями кулачков или *центровыми кривыми*. Наибольшее распространение получили кривые синусоидального типа. Точки пересечения этих кривых (точнее, одна из двух групп точек) совпадают с центрами сечений роликов, образованных плоскостями, перпендикулярными их оси. Из-за периодического изменения углов подъема центровых кривых при перемещении тел качения по беговым дорожкам значения сил действующих в контакте элементов качения с основными деталями передачи также периодически изменяются, что вызывает дополнительные динамические нагрузки. При этом снижается плавность работы.

Координаты точек синусоидальных центровых кривых в пространстве определяются параметрическими уравнениями:

$$x_k = R \cos(\varphi); y_k = R \sin(\varphi); z_k = A \sin(Z_k \varphi), \quad (1)$$

где k – индекс, определяющий принадлежность параметра ведущему ($k = 1$) или остановленному ($k = 3$) звену передачи; R – радиус средней

окружности, т. е. радиус цилиндрической поверхности, на которой располагаются центровые кривые (и траектории движения центров масс тел качения); Z_k – число периодов центровых

кривых; A – амплитуда центровых кривых ($A_1 = A_3 = A$); φ – полярный угол, отсчитываемый в плоскости расположения средней окружности ($\varphi = 0 \dots 2\pi$).

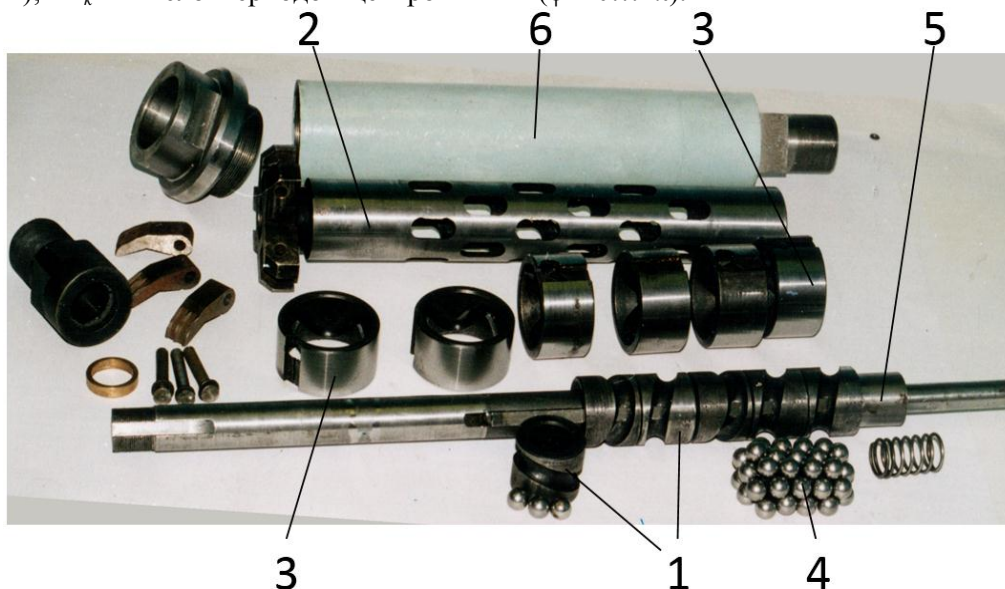


Рис. 1. Детали устройства для отвинчивания труб в скважине

1 – внутренние кулачки, 2 – сепаратор, 3 – наружные кулачки, 4 – шарики, 5 – ведущий вал, 6 – корпус

При анализе работы передачи рассматривают развертку центровых кривых на плоскость в системе координат $zO\varphi$ либо zOs , где s – параметр (дуговая координата), изменяемая в диапазоне $0 \dots 2\pi R$. При работе передачи центровая кривая, соответствующая беговой дорожке на внутреннем кулачке перемещается вдоль оси абсцисс $O\varphi$ (или Os). Другая кривая, соответствующая периодической дорожке, образованной наружными кулачками, остается неподвижной. Точки пересечения кривых совпадают с центрами сечений роликов плоскостями, перпендикулярными их оси и касательными к средней окружности. В передаче используется группа точек пересечения разноименных ветвей кривых (восходящих у одной и нисходящих у другой и наоборот).

Координаты точек пересечения центровых кривых многорядных передач (b – число рядов), как функции угла поворота ведущего вала:

$$z_1(\varphi_1, m, j) = A \sin \left(Z_1 \left(\varphi_1 \left(\frac{1}{i} - 1 \right) - \frac{2\pi}{n} m + \gamma_1 j \right) \right); \quad (2)$$

$$z_3(\varphi_1, m, j) = -A \sin \left(Z_3 \left(\frac{\varphi_1}{i} - \frac{2\pi}{n} m + \gamma_3 j \right) \right), \quad (3)$$

где φ_1 – угол поворота ведущего вала (внутреннего кулачка); m – номер тела качения, $m = 0 \dots n - 1$; j – индекс принадлежности угла поворота ряду передачи, $j = 0 \dots b - 1$; γ_1 и γ_3 – углы, на которые смещаются внутренние и наружные кулачки второй секции редуктора по отношению

к положению одноименных кулачков первой секции относительно оси z .

Важными параметрами, определяющими характер клинового взаимодействия звеньев механизма являются углы подъема центровых кривых. Это углы между касательными к центровым кривым в точках их пересечения и осью абсцисс на развертке. Углы подъема в точках пересечения центровых кривых многорядной передачи:

$$\alpha_1(\varphi_1, m, j) = \arctg \left(\frac{AZ_1}{R} \cos \left(Z_1 \left(\varphi_1 \left(\frac{1}{i} - 1 \right) - \frac{2\pi}{n} m + \gamma_1 j \right) \right) \right); \quad (4)$$

$$\alpha_3(\varphi_1, m, j) = -\arctg \left(\frac{AZ_3}{R} \cos \left(Z_3 \left(\frac{\varphi_1}{i} - \frac{2\pi}{n} m + \gamma_3 j \right) \right) \right), \quad (5)$$

Рассмотрим модель двухрядной передачи с составными роликами (рис. 2). С каждым из рядов связана соответствующая система отсчета: $x_1 y_1 z O_1$ и $x_2 y_2 z O_2$. Средние окружности показаны штриховыми линиями. При сборке редуктора внутренние кулачки двух рядов устанавливаются на ведущий вал, наружные кулачки фиксируются в корпусе.

При установке деталей одного ряда относительно другого определенным образом, можно добиться того, что при попадании одного из тел качения первого ряда на вершины центровых кривых, где нагрузка не передается, т. к. углы подъема центровых кривых равны нулю, в другом ряду ближайшее к нему тело качения (вдоль оси передачи) будет находиться посередине ветвей центровых кривых, где обеспечивается мак-

симальный коэффициент передачи (нагрузочная способность максимальна). Это приведет к более равномерному распределению нагрузки по потокам. Данный результат можно достичь относительным угловым смещением основных деталей второго ряда по отношению к деталям первого ряда. Однако простой поворот всех ку-

лачков на некоторый угол γ и смещение пазов второго ряда тот же угол не приведет к желаемому результату, так как динамическая картина силового взаимодействия не изменится. Каждую из деталей (и пазы) необходимо сместить на различные значения углов, находящиеся во взаимосвязи.

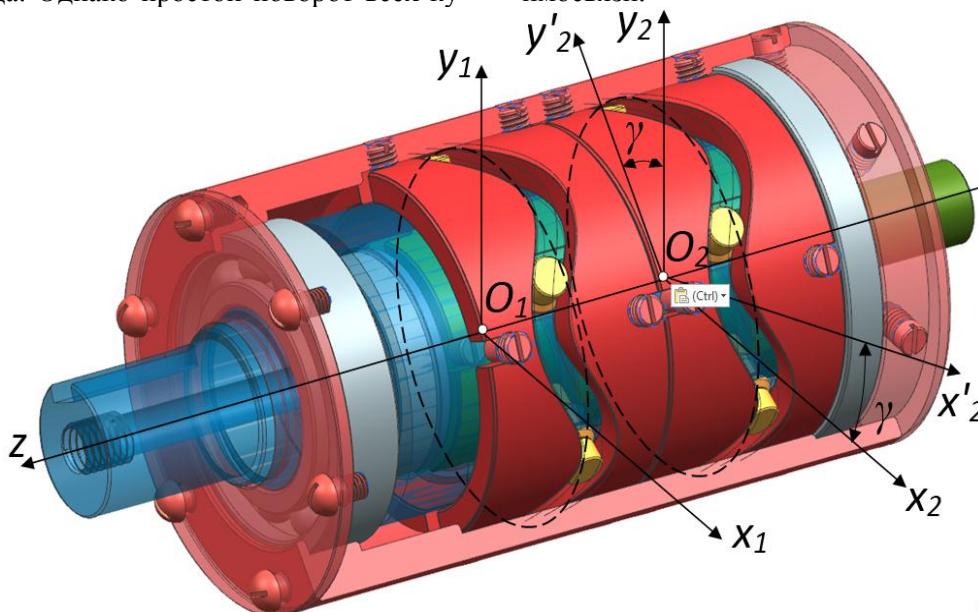


Рис. 2. Модель двухрядного редуктора с составными роликами

Рассмотрим несколько возможных вариантов взаимного расположения рядов. На рис. 3 показаны развертки центровых кривых на плоскость и группы точек их пересечения первого ($C_1 \dots C_n$) и второго ($E_1 \dots E_n$) рядов. Первый (верхний) ряд считаем базовым, деталям второго ряда можно обеспечить угловое смещение относительно оси z (линейное смещение вдоль оси $O\phi$ на развертке) при сборке редуктора. Первое тело качения в верхнем ряду, центр сечения которого C_1 совпадает в начальный момент времени с началом системы координат и находится посередине участков ветвей центровых кривых. В нижнем ряду для обеспечения равномерности передачи нагрузки необходимо что бы центр сечения тела качения E_1 , ближайший к началу системы координат, находился бы на вершинах кривых или на участках близких к вершинам.

При оценке эффективности различных вариантов использовалось три критерия: степень динамической нагруженности передачи, прочность деталей, технологичность их изготовления и сборки.

1. Паза сепаратора первого и второго рядов располагаются на одной оси (рис.3, а). Внутренний кулачок второго ряда повернут на 90° отно-

сительно кулачка первого ряда, т.е. $\gamma_1 = -\pi/2$. Знак минус задает смещение кривой *вправо* вдоль оси $O\phi$ на развертке на плоскость. При этом тело качения во втором ряду попадает на вершину центральной кривой внутреннего кулачка. Чтобы обеспечить совпадение вершин кривых в первой точке их пересечения E_1 необходимо задать положительное значение угла $\gamma_3 = \pi/(2Z_3)$, означающее смещение кривой влево.

2. Паза сепаратора располагаются в шахматном порядке (рис. 3, б). Чтобы первая слева точка пересечения центровых кривых E_1 в нижнем ряду совпала с их вершинами, углы смещения кривых (поворота кулачков) должны быть равны: $\gamma_1 = \mp \pi/2 - \pi/n$, $\gamma_3 = \pm \pi/(2Z_3) - \pi/n$.

3. Паза сепаратора располагаются в шахматном порядке (рис. 3, в). При этом внутренний кулачок второго ряда повернут на 90° , т. е. $\gamma_1 = -\pi/2$. Для существования передачи необходимо выполнения условия $\gamma_3 = -\pi/(2Z_3)$.

На основе модели клинового взаимодействия тела качения с двумя наклонными и одной вертикальной поверхностью была получена зависимость вращающего момента на ведущем валу для многорядной передачи:

$$T_1(\varphi_1) = \frac{T_2}{nb \cos(\psi)} \sum_{j=0}^{b-1} \sum_{i=0}^{n-1} \left(\frac{\sin(|\alpha_1(\varphi_1, i, j) + \psi|) \cos(|\alpha_3(\varphi_1, i, j) - 2\psi|)}{\sin(|\alpha_1(\varphi_1, i, j)| + |\alpha_3(\varphi_1, i, j)|)} \right), \quad (6)$$

где ψ – угол трения, равный арктангенсу от коэффициента трения f .

При численном анализе зависимости (6) принимались следующие значения параметров передачи: $Z_1 = 1$, $Z_3 = 4$, $i = n = 5$, $A = 10$ мм, $R = 40$ мм. Было задано постоянное значение момента на ведомом валу (сепараторе) $T_2 = 200$ Н·м.

Результаты вычислений момента на ведущем валу за один оборот ведущего вала представлены на рис. 4. Пики значений моментов наблюдаются в периоды, когда центр сечения

одного из тел качения попадает на вершины центровых кривых, где угол подъема равен нулю. В реальной передаче нагрузка перераспределяется на другие тела качения. Однако в представленной модели (формула (6)) математически это означает деление на ноль, что и приводит к неограниченному росту значений момента. График $T_{1(1)}$ показывает характер изменения момента на ведущем валу в однорядной передаче, либо при расположении рядов без смещения (рис. 2).

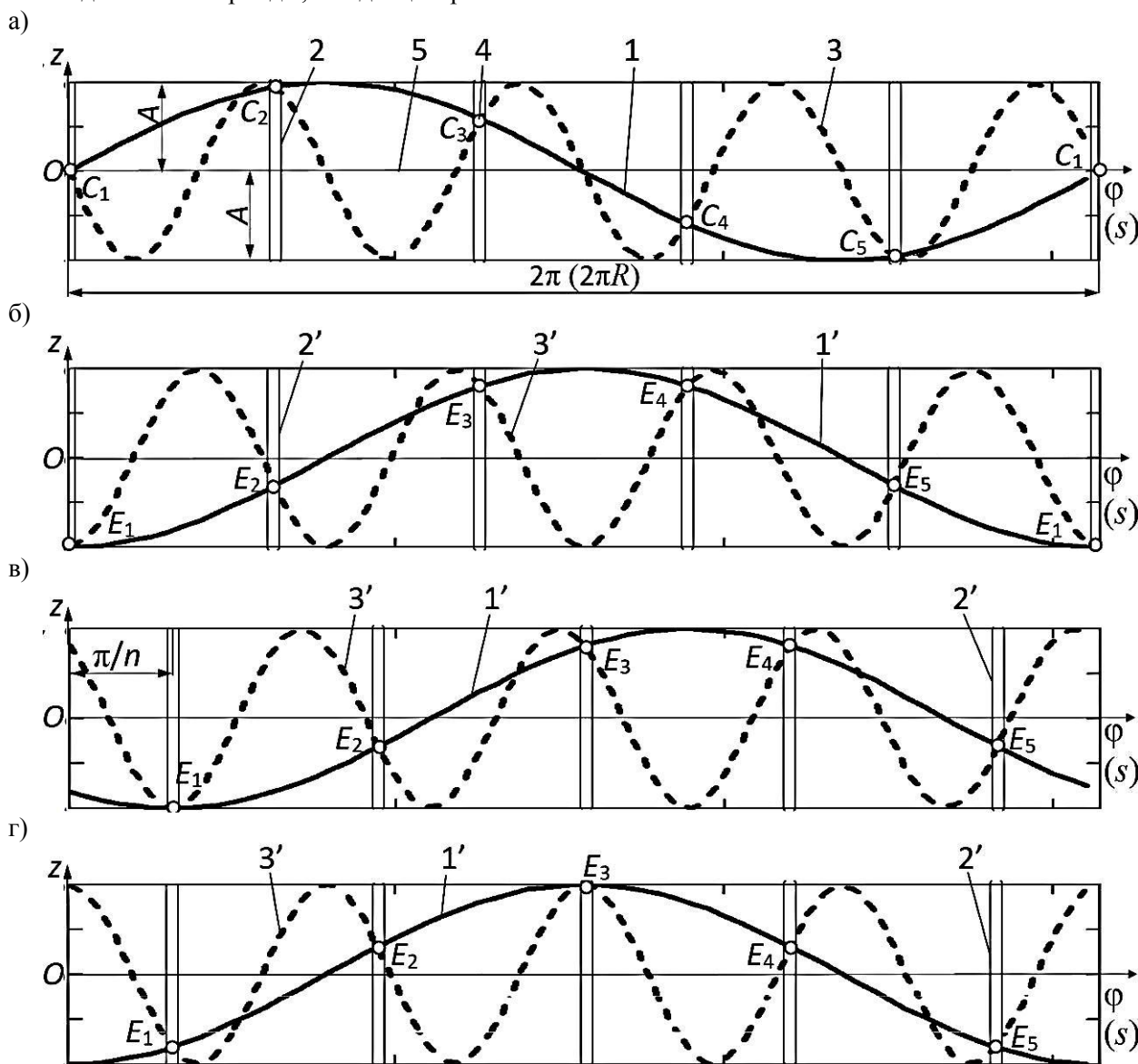


Рис. 3. Схемы взаимного расположения деталей передачи в первом (а) и втором (б – г) рядах
 1, 3 – центровые кривые профилей внутренних и наружных кулачков соответственно;
 2 – траектории центров сечения роликов вдоль пазов сепаратора, 4 – центры сечений ролика (штрихами обозначены параметры второго ряда

Численный анализ формулы (6) показал, что с точки зрения динамической нагруженности все три варианта установки кулачков равнозначны, изменения момента на ведущем валу описывается одним и тем же графиком $T_{1(2)}$. Амплитудные значения снизились, в среднем, в два раза, а зна-

чит в два раза уменьшился коэффициент динамичности, если рассматривать изменение момента на ведущем валу как гармоническое.

В передачах, в которых центровые кривые кулачковых профилей имеют постоянные углы подъема (кусочно-винтовые кривые у которых

вершины соединены отрезками прямых на раз-
вертке), значение момента на ведущем валу T_{1m}
теоретически постоянно. Однако работа данной
передачи будет сопровождаться ударами на
вершинах кривых, так как скорости центров

масс тел качения при прохождении вершин бе-
говых дорожек с изменением знака относитель-
но оси z будут ступенчато изменять модули зна-
чений.

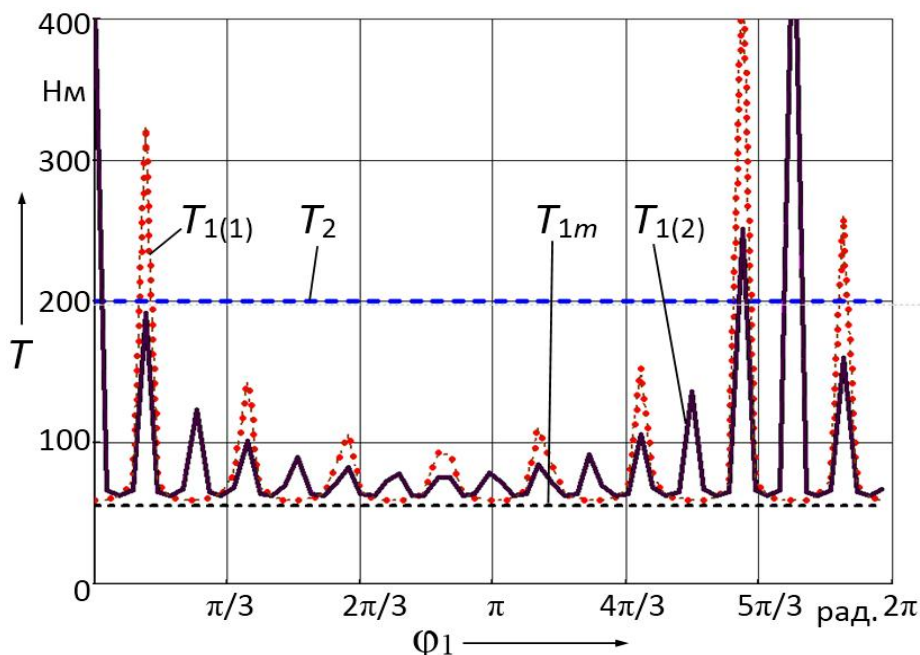


Рис. 4. Зависимость вращающих моментов от угла поворота ведущего вала передачи

С учетом необходимости обеспечения
прочности деталей передачи второй и третий
варианты являются предпочтительными, т. к.
шахматное расположение пазов сепаратора уве-
личивает длину опасного сечения – длину пере-
мычки между соседними пазами из разных ря-
дов [9, 10].

Рассмотрим указанные варианты с точки
зрения технологичности изготовления деталей
передачи. Очевидно, что смещение пазов сепаратора в разных рядах несколько усложняет его изготовление, но незначительно.

В разрабатываемых конструкциях редукторов предусмотрено, что кулачки имеют пазы и крепятся на валу и в корпусе с помощью винтов (рис. 2). Пазы фрезеруются на нерабочих торцах. За базовое значение принимается четыре паза внутреннего однопериодного кулачка, которые «привязаны» к двум вершинам и двум впадинам рабочей поверхности. Угловое расстояние между пазами равно $\pi/2$. В наружном кулачке первого ряда также достаточно изготовить четыре паза. Однако для обеспечения углового смещения наружных кулачков второго ряда относительно первого при установке в корпус необходимо фрезеровать в них дополнительные пазы. При этом должны выполняться несколько условий: все пазы должны располагаться с равномерным угловым шагом относительно оси z , для обеспечения полной взаимозаменяемости

кулачков целесообразно чтобы на кулачках второго ряда были продублированы пазы для возможности закрепления их в первом ряду и наоборот.

При первом и третьем вариантах число пазов на внутренних кулачках будет равно четырем, на наружных $4Z_3$. При втором варианте необходимо увеличивать (при $Z_3 > 2$) число пазов на ведущем валу до $2n$ при условии, что полученное значение без остатка будет делиться на четыре. Для исследуемой передачи при ($Z_3 = 4, n = 5$) данный вариант не подходит. Число пазов у наружных кулачков также рассчитывается по сложной зависимости: $4Z_3n/(Z_3n - n - 2Z_3)$. Полученное число должно быть целым, что в данном случае также не выполняется. Следовательно, первый и третий варианты являются предпочтительными, хотя изготовление 16 пазов у внутренних кулачков (в исследуемой передаче) не является рациональным.

Выводы. Во всех рассмотренных выше вариантах задача более просто решается угловым смещением рядов отверстий в ведущем валу и корпусе для установки винтов, фиксирующих положение кулачков. Таким образом, при проектировании двухрядной ППТК целесообразно использовать третий вариант установки деталей, при котором внутренние кулачки повернуты относительно положения этих же кулачков

первого ряда на 90° , наружные кулачки повернуты в обратном направлении на угол $\pi/(2Z_3)$. Сепаратор изготавливается с пазами с шахматным расположением в соседних рядах, что позволяет увеличить длину опасного сечения, расположенного между пазами в различных рядах и повысить прочность сепаратора. При этом динамические нагрузки на детали передачи снижаются пропорционально количеству рядов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия Томского политехнического университета. 2005. Т. 308. № 1. С. 131–135.
2. Nam W.K., Shin J.W., Oh S.H. Design of thin plate-type speed reducers using balls for robots // Journal of Mechanical Science and Technology. 2013. № 27, P. 519–524.
3. Bara M. Designing Aspects of Cylindrical Transmission // ASME Conf. Proc. 2006. P. 75–81.
4. Terada H, Masuda T, Yoshida S. Motion Analysis of a Reciprocating Motion Type Ball Reducer // Proc. 12th IFTOMM World Congress, Besançon (France), June 18-21. 2007. P. 414–418.
5. Bai, S., Angeles, J. The Design of spherical multilobe-cam mechanisms // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. London, Feb 2009. vol. 223. iss. C 2. P. 473–482.
6. Игнатищев Р.М. Синусошариковые редукторы. Минск: Вышэйшая школа, 1983. 107 с.
7. Лустенков М.Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности. Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2010. 274 с.
8. Лустенков М.Е. Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 6. С. 13–19.
9. Lustenkov M.E. Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements // Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems. 2015. Vol. 2, no. 2. P. 111–121.
10. Лустенков, М.Е. Автотракторные дифференциалы повышенного трения с промежуточными телами качения // Тракторы и сельхозмашины. 2013. № 4. С. 19–22.

Lustenkov M.E.

DESIGNING OF MULTIPLE-ROW GEAR WITH JOINTED INTERMEDIATE ROLLING BODIES

The paper deals with the design of mechanical gear components with intermediate rolling bodies. This type of mechanisms has high values of transmitted power divided by the cross-sectional area, and is designed to work in a space with small radial dimensions. The load carrying capacity increase can be achieved by applying the gear of multiple-row designs with parallel connecting. The article examines the relative position of the cams and grooves in adjacent rows separator of double-row gear during its assembly. An assessment of the impact of this position on the load capacity and smooth operation is suggested. The rational relative turning angles of inner and outer cams of different rows relative and separator grooves are obtained. When assessing the various options considered structural factors of strength and manufacturability of gearboxes main parts.

Key words: multiple-row gear, gearbox, intermediate rolling bodies, cam.

Лустенков Михаил Евгеньевич, доктор технических наук, доцент, первый проректор, профессор кафедры «Основы проектирования машин».

Белорусско-Российский университет.

Адрес: Республика Беларусь, 220030, Могилев, пр. Мира, д. 43.

E-mail: lustenkov@yandex.ru