



вибраций плоскости можно вызвать равномерное в среднем поступательное движение конуса, для которого также могут выполняться условия устойчивости I–IV. При этом надо иметь в виду, что если частота вибраций плоскости близка к значению  $\omega_1$  в уравнении (4), то может возникнуть раскачивание конуса и наступить движение, при котором угол прецессии  $\psi$  неограниченно возрастает (убывает), или опрокидывание.

#### Заключение

Полученные результаты аналитического исследования линеаризованной системы уравнений движения конуса прекрасно согласуются с численными решениями полной системы уравнений движения (2). В частности, установлена одна из характерных особенностей движения конуса: влияние величины скорости скольжения на устойчивость движения в целом. В зависимости от значений геометрических и инерционных параметров конуса в одних случаях движение будет устойчиво при малых скоростях ( $x'_{c0} < v_2^*$ ) и неустойчиво при больших ( $x'_{c0} > v_2^*$ ), в других случаях наоборот – устойчиво при больших и неустойчиво при малых скоростях.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Загидуллин Р.Ш., Скиба В.М. Анализ методов и разработка технических средств для экспериментальных исследований динамических сигналов ме-

- таллорезущих станков // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. 2011. № 12. С. 65–69.
2. Тараскин О.А., Баскаков В.Д. Математическое моделирование процесса закрепления конической оболочки детали на конической оправке при механической обработке // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. 2012. № 7. С. 52–55.
3. Лазаренко И.В., Федотов А.В. Система активного контроля для обрабатывающего центра // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. 2012. № 12. С. 21–25.
4. Сулов Г.К. Теоретическая механика. М.-Л. : Гостехиздат, 1946. 655 с.
5. Опейко Ф.А. Математическая теория трения. Минск : Наука и техника, 1971. 152с.
6. Матросов В.М., Финогенко И.А. Аналитическая динамика систем твердых тел с сухим трением // Нелинейная механика. М. : Физматлит, 2001. С.39–61.
7. Додонов В.В. Использование элементов теории массового обслуживания для анализа производительности и надежности автоматизированных станочных систем // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. 2011. № 12. С. 70–76.
8. Полушин М.В. Об основных результатах деятельности и текущих направлениях развития российской станкоинструментальной промышленности // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. 2011. № 3. С. 67–73.
9. Розенблат Г.М. Сухое трение и односторонние связи в механике твердого тела. М. : Либроком, 2011. 208 с.
10. Сельвинский В.В. Динамика контактного взаимодействия твердых тел. Благовещенск : 2009. 164 с.

УДК 621.833

д. х. н., профессор кафедры «Прикладная механика», Иркутский государственный университет путей сообщения,

*Тулицын Алексей Альбертович,*

*e-mail: altfr@mail.ru*

*Нечаев Валерий Владимирович,*

*e-mail: valery.nechaev@yandex.ru*

к. т. н., доцент кафедры «Энергообеспечение и теплотехника», Иркутская государственная сельскохозяйственная академия,

*Гозбенко Валерий Ерофеевич,*

д. т. н., профессор кафедры «Математика», Иркутский государственный университет путей сообщения,

*e-mail: vgozbenko@yandex.ru*

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ. ЗУБЧАТАЯ ШАРНИРНО-РОЛИКОВАЯ ПЕРЕДАЧА

*A. A. Tupitsyn, V. V. Nechaev, V. E. Gozbenko*

#### CONSTRUCTION IMPROVEMENT OF THE WAVE GEARS. JOINT-ROLLER GEARING

**Аннотация.** Достоинство волновых зубчатых передач – возможность получить в одной ступени большие передаточные отношения. Основной недостаток – недолговечность гибкого колеса, вызванная большими деформациями при циклически меняющихся напряжениях. Предлагаемое техническое решение предусматривает вместо гибкого колеса использовать роликовую цепь. По конструкции передача аналогична двухволновой зубчатой передаче, в которой вместо гибкого колеса используется колесо, каждый зуб которого состоит из трех роликов, расположенных на одной оси. Ролики среднего ряда располагаются по контуру ведущего кулачка. Ролики крайних рядов, расположенные по меньшему диаметру кулачка, входят во внешнее зацепление с двумя неподвижными зубчатыми колесами, имеющими число зубьев, равное числу роликов цепи. В результате цепь не вращается. Ролики крайних рядов, расположенные по большему диаметру кулачка, входят во внутреннее зацепление с ведомым колесом. За счет разности чисел зубьев ведомого колеса и роликов цепи происходит передача движения. Предлагаемая конструкция передачи позволяет обеспечить в одной ступени передаточное отношение от 6 и выше, что уменьшает габари-



ты привода. Круговой профиль роликов цепи дает возможность в месте контакта их с зубьями колес реализовать трение качения, в результате чего повышается коэффициент полезного действия привода и уменьшается износ.

**Ключевые слова:** механическая передача, волновая передача, втулочно-роликковая цепь.

**Abstract.** The main advantage of wave gearings is possibility to gain big reduction ratios in one step. The basic deficiency is the short durability of a flexible gear caused by the big strains at cyclically varying mechanical stress. The offered engineering solution provides to use a roller chain instead of a flexible spline. Construction of transmission is analogous to the two-wave gear in which instead of a flexible spline the wheel which each cog consists of three rollers which have been had on one axis is used. Roller elements of an intermediate row places on an outline of a leading cam. The rollers of the end rows which have been had on smaller diameter of a cam, go into an external gearing with two motionless toothed wheels having number of teeth, equal to number of chain rollers. As a result the chain is not twirled. The rollers of the end rows which have been had on the maximum diameter of a cam, go into an internal gearing with the driven wheel. At the expense of a teeth numbers difference of the driven wheel and chain rollers there is a driving transfer. The offered construction of mechanical transmission allows to obtain a reduction ratio from 6 and above in one step that diminishes drive dimensions. The circular rollers profile of a chain gives the chance to realise a rolling friction in a place of their contact to wheel teeth. As a result the efficiency of the drive raises and deterioration is diminished.

**Keywords:** mechanical transmission, wave gear, roller chain.

## Введение

В настоящее время наибольшее распространение получили передачи с эвольвентным профилем зубьев. Однако они имеют существенный недостаток – контакт зубьев происходит по линии, и в месте контакта в силовых передачах возникают высокие контактные напряжения, так как коэффициент перекрытия не больше 1,1–1,5, то есть 90–50 % времени работает одна пара зубьев. При работе зубьев одновременно с перекачиванием реализуется проскальзывание, которое тем больше, чем больше передаточное отношение зубчатой пары. Это приводит к потерям мощности и интенсивному износу рабочих поверхностей.

Для одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачи рекомендуется передаточное отношение  $i \leq 6$ , так как при  $i > 6$  возрастают габариты передачи и приходится применять многоступенчатые варианты, что приводит к увеличению металлоемкости приводов.

Эвольвентные зубчатые передачи используются около 250 лет и кардинально не изменились. В технике все острее становится проблема повышения несущей способности передач при уменьшении их габаритов. Дальнейшим совершенствованием эвольвентных зубчатых передач, как и передач других известных конструкций, эту проблему не решить. Нужны новые технические идеи: применение альтернативных видов зацепления; обеспечение многопарности зацепления; уменьшение контактных напряжений за счет использования круговых профилей зубьев; замена трения скольжения трением качения; оптимизация компоновки и конструктивных исполнений механических передач [1].

Нами были предложены конструкции механических передач, основанные на новых видах зацепления [2–6], совершенствовании конструкции известных передач [7–12], улучшении компоновки механических приводов [13, 14]. Предложенные технические решения дают возможность

уменьшить влияние перечисленных выше проблем на работоспособность технических систем.

Одним из путей улучшения технических характеристик механических приводов является совершенствование конструкции волновых зубчатых передач, которые позволяют получить в одной ступени большие передаточные отношения. Наибольшее распространение получили двухволновые зубчатые передачи, реализующие  $i = 80 \dots 320$ . К числу других достоинств относится высокая нагрузочная способность, обеспечиваемая большим коэффициентом перекрытия (многопарностью зацепления). КПД таких передач сравнительно высок.

Волновая зубчатая передача представляет собой передачу внутреннего зацепления двух соосных зубчатых колес. Наружное жесткое колесо выполнено с внутренними зубьями. Внутреннее колесо с внешними зубьями гибкое и имеет большую радиальную податливость. При сборке передачи внутрь обода гибкого колеса вставляется кулачок (генератор) овальной формы. Размер кулачка по большой оси больше внутреннего диаметра гибкого колеса, которое деформируется таким образом, что его зубья входят в зацепление с зубьями жесткого колеса вблизи большой оси. Вблизи малой оси кулачка зубья перемещаются к центру и выходят из зацепления. При повороте кулачка зубья гибкого колеса, смещаясь по радиусу, надавливают на зубья жесткого колеса. В случае неподвижного гибкого колеса жесткое колесо вращается в направлении вращения кулачка или наоборот.

Обычно движение задается быстроходному валу кулачка, а снимается с ведомого гибкого колеса при неподвижном жестком колесе.

Основным недостатком волновых зубчатых передач является недолговечность гибкого колеса, вызванная неизбежно большими деформациями при циклически меняющихся напряжениях что заставляет использовать их для приводов кратковременного действия с минимальным передаточ-



ным отношением  $i = 80$ .

Как альтернатива зубчатым волновым передачам с эвольвентным профилем стали появляться передачи с круговым профилем зубьев. В этих передачах на одном из колес зубья выполнены в виде вращающегося ролика, что позволяет реализовать в месте контакта трение качения [15].

В качестве прототипа для совершенствования конструкции и улучшения характеристик волновых передач целесообразно выбрать передачу, состоящую из роликовой цепи, расположенной между двумя соосными зубчатыми колесами, находящимися в зацеплении с цепью [16].

### Соосная передача с промежуточной роликовой цепью

На рис. 1 показана конструктивная схема передачи [16]. Роликовая цепь 3 с числом роликов  $n_3$  соединена внешним зацеплением с ведущим зубчатым колесом 2, имеющим число зубьев

$$n_2 = n_3 - 1.$$

Одновременно цепь 3 соединяется внутренним зацеплением с неподвижным колесом 4, имеющим число зубьев

$$n_4 = n_3 + 1.$$

Зубчатые колеса 2 и 4 имеют круговые впадины с радиусом, равным половине диаметра ролика. Шаги зубьев колес и роликов цепи равны.

При определенном соотношении шага и диаметра роликов выполняется условие сборки, т. е. часть роликов цепи будет зацеплена с ведущим колесом 2, часть с неподвижным колесом 4. Из-за

разности чисел зубьев колес и роликов цепи при вращении ведущего колеса 2, ролики цепи 3 после выхода из внешнего зацепления с этим колесом входят во внутреннее зацепление с неподвижным колесом 4, что приводит во вращение цепь 3 в том же направлении, что и ведущее колесо.

Передаточное отношение механизма на рис. 1

$$i = \frac{n_3}{n_4 - n_3} = n_3,$$

т. е. передаточное отношение от ведущего колеса 2 к ведомой цепи 3 равно числу роликов цепи.

Таким образом, кроме очевидных преимуществ, которые дает круговой профиль зубьев в виде вращающихся роликов одного из колес (цепи), эта передача имеет существенное преимущество перед зубчатыми эвольвентными передачами – реализация в одной ступени передаточного отношения от 6 и выше.

Однако рассматриваемая передача обладает существенным недостатком – движение от вращающейся цепи передается на ведомый вал 8 (см. рис. 1) через кулису 7 посредством дополнительного ролика 6, который расположен на удлиненной оси 5 роликовой цепи и входит в паз кулисы. Следовательно, крутящий момент на ведомый вал 8 через кулису 7 передается одним роликом, расположенным сбоку цепи. Такая схема нагружения цепи существенно ограничивает возможность использовать передачу в качестве силовой, т. к. при постоянном контакте одного ролика 6 с поверхностью паза кулисы 7 реализуется однопарность за-

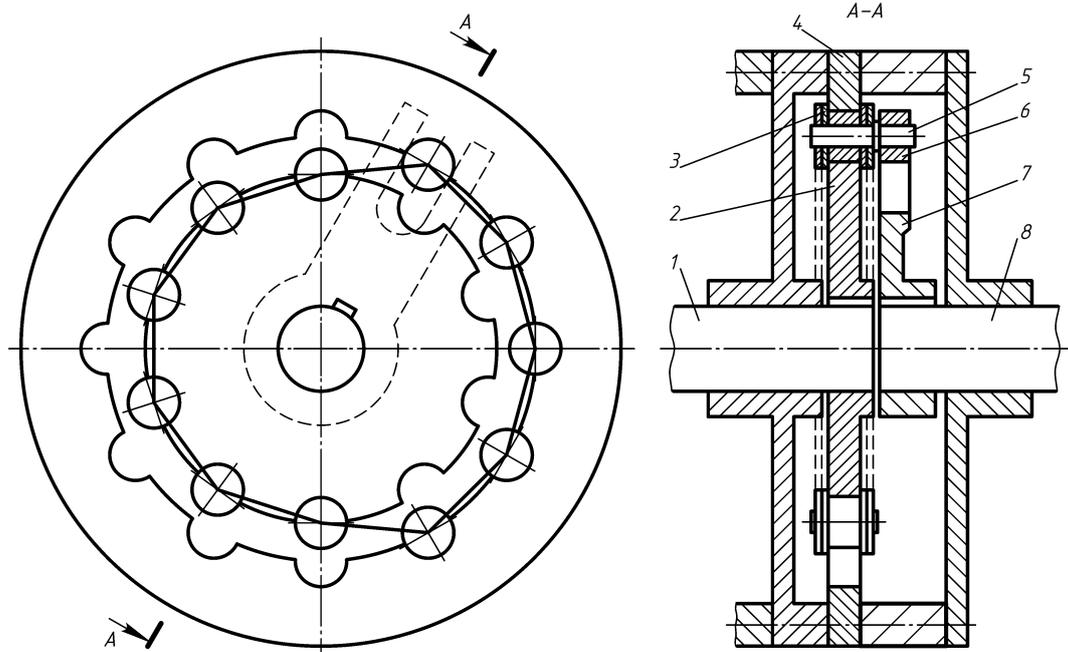


Рис. 1. Конструктивная схема передачи из двух соосных зубчатых колес с промежуточной роликовой цепью: 1 – ведущий вал; 2 – ведущее зубчатое колесо; 3 – роликовая цепь; 4 – неподвижное колесо; 5 – удлиненная ось цепи; 6 – дополнительный ролик для передачи движения от цепи к кулисе; 7 – кулиса; 8 – ведомый вал

цепления кулисы и ролика. Если провести аналогию с эвольвентными зубчатыми передачами, коэффициент перекрытия передачи, представленной на рис. 1, равен единице.

**Зубчатая шарнирно-роликовая передача**

В предлагаемом техническом решении [7], исключая недостатки рассмотренного механизма, для передачи движения от роликовой цепи используется не боковой ролик, а два дополнительных ряда роликов для обеспечения симметрии нагрузки на цепь.

На рис. 2 показана схема конструкции предлагаемой зубчатой шарнирно-роликовой передачи. Роликовая цепь 2 по конструкции представляет собой однорядную, но имеющую на одной оси три независимых ролика *a*, *b*, *в*, не разделенных пластинами и вращающимися с различными скоростями. Цепь 2 охватывает средними роликами *б* ведущий кулачок 1 (выполненный в виде эллипса) по контуру. На схеме звенья, соединяющие оси роликов, показаны линиями. Ролики крайних рядов (*a*, *в*) при расположении цепи на участках кулачка с большим диаметром входят в зацепление с зубьями колеса 3. Зубчатый венец колеса 3 имеет выточку, исключая его контакт с роликами *б*.

Схема взаимодействия звеньев при передаче движения от ведущего кулачка 1 к ведомому колесу 3 показана на рис. 3. При повороте кулачка 1 движущим моментом  $T_{кул}$  крайние ролики цепи 2, сме-

щаясь по радиусу от центра, будут давить на зубья колеса 3 с силой  $F_r$ . При невращающейся цепи 2 наружное колесо 3 под действием пар сил  $F_t$ ,  $F_t'$  будет вращаться в направлении вращения кулачка. Силы  $F_t'$  действуют от диаметрально противоположных крайних роликов. В предлагаемом механизме выбран вариант невращающейся цепи, что исключает недостатки, присущие цепным передачам.

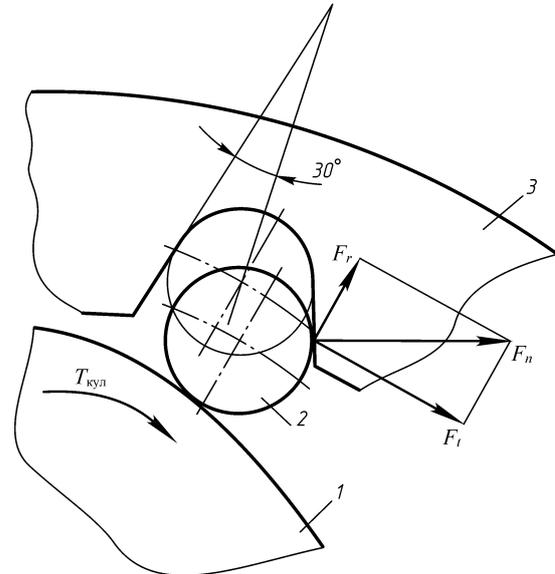


Рис. 3. Схема взаимодействия звеньев зубчатой шарнирно-роликовой передачи: 1 – кулачок; 2 – цепь; 3 – ведомое зубчатое колесо

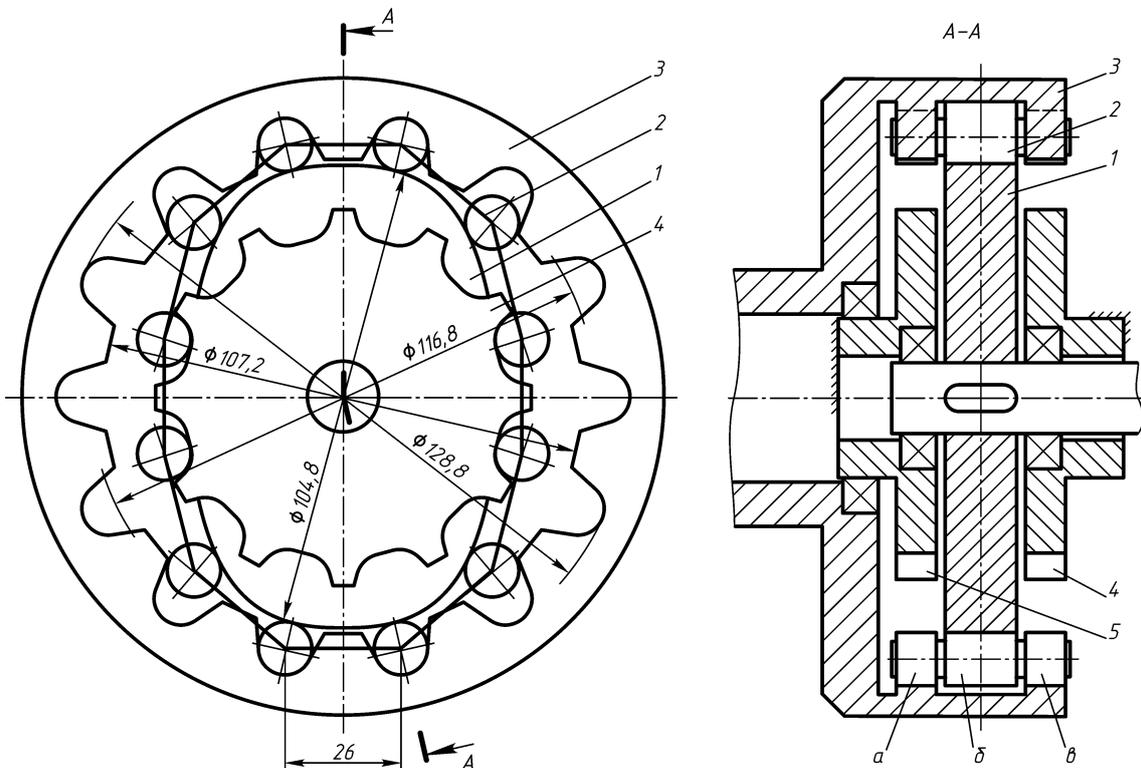


Рис. 2. Конструктивная схема зубчатой шарнирно-роликовой передачи: 1 – кулачок; 2 – цепь; 3 – ведомое зубчатое колесо; 4, 5 – неподвижные зубчатые колеса; *a*, *в* – ролики внешних рядов цепи; *б* – ролик внутреннего ряда цепи



Остановка цепи 2 осуществляется зацеплением ее крайних рядов с двумя неподвижными зубчатыми колесами 4 и 5, имеющими число впадин, равное числу роликов цепи (рис. 2, вид А-А, звенья, соединяющие оси роликов, не показаны). Многопарность зацепления предлагаемой передачи позволит значительно повысить нагрузочную способность по сравнению с прототипом и зубчатыми эвольвентными передачами, а соосность зубчатых колес, цепи и кулачка уменьшит ее габариты при передаточных отношениях от 6 и выше.

Кинематически зубчатая шарнирно-роликовая передача подобна двухволновой зубчатой передаче, следовательно, из условия сборки

$$z_3 - z_2 = 2,$$

где  $z_3$  и  $z_2$  – числа зубьев и роликов ведомого колеса и цепи соответственно.

Тогда передаточное отношение

$$i = \frac{z_3}{z_3 - z_2}.$$

Направления движения ведомого и ведущего звеньев совпадают. Увеличение числа зубьев приводит к увеличению передаточного отношения.

Кинематические исследования передачи проводились на образце, изготовленном с параметрами, соответствующими конструктивной схеме, изображенной на рис. 2:

$z_3 = 14$ ;  $z_2 = z_3 - 2 = 14 - 2 = 12$ ;  $z_4 = z_5 = 12$ ; шаг роликов цепи и зубьев колеса  $t_2 = t_3 = 26$  мм; диаметр роликов  $d_p = 12$  мм.

Исполнительные размеры деталей образца передачи определялись следующим образом.

Делительный диаметр колеса 3:

$$d_3 = \frac{t_3}{\sin \frac{180}{z_3}} = \frac{26}{\sin \frac{180}{14}} = 116,8 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин колеса 3:

$$d_{f3} = d_3 + d_p = 116,8 + 12 = 128,8 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности по вершинам зубьев колеса 3:

$$d_{a3} = d_3 - 0,8d_p = 116,8 - 0,8 \cdot 12 = 107,2 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр кулачка:

$$D_k = d_3 - d_p = 116,8 - 12 = 104,8 \text{ мм.}$$

Наименьший диаметр кулачка  $d_k$  принимаем равным диаметру окружности впадин колес с числом наружных зубьев  $z = 10$  и шагом  $t = 26$  мм. Делительный диаметр и диаметр окружности выступов такого колеса

$$d = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{26}{\sin \frac{180}{10}} = 84,1 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин принимаем равным наименьшему диаметру кулачка:

$$d_k = d_{вп} = d - d_p = 84,1 - 12 = 72,1 \text{ мм.}$$

Рассчитанные параметры принимаем для колес 4 и 5:

$$d_4 = 84,1 \text{ мм}; d_{a4} = 84,1 \text{ мм}; d_{f4} = 72,1 \text{ мм.}$$

Для того чтобы цепь 2 не вращалась, число ее роликов должно быть равным числу впадин колес 4 и 5. Таким образом, для колеса с геометрическими параметрами, рассчитанными при  $z = 10$ , предусматриваем 12 зубьев. Тогда шаг зубьев такого колеса определится из условия

$$d_4 = \frac{t_4}{\sin \frac{180}{z_4}}.$$

Отсюда

$$t_4 = d_4 \sin \frac{180}{z_4} = 84,1 \cdot \sin \frac{180}{12} = 21,8 \text{ мм.}$$

Для того чтобы осуществить зацепление, необходимо впадины зубчатых колес увеличить симметрично за счет тела зубьев на величину (рис. 4)

$$t_{\phi} - t_4 = 26 - 21,8 = 4,2 \text{ мм,}$$

где  $t_{\phi}$  – фиктивный шаг,  $t_{\phi} = 26$  мм.

Следует отметить, что с увеличением числа зубьев разность  $t_{\phi} - t_4$  уменьшается. Переход от минимального диаметра  $d_k = 72,1$  мм к максимальному  $D_k = 104,8$  мм кулачок должен иметь определенную кривизну, обеспечивающую постоянную скорость ведомого звена и многопарность зацепления.

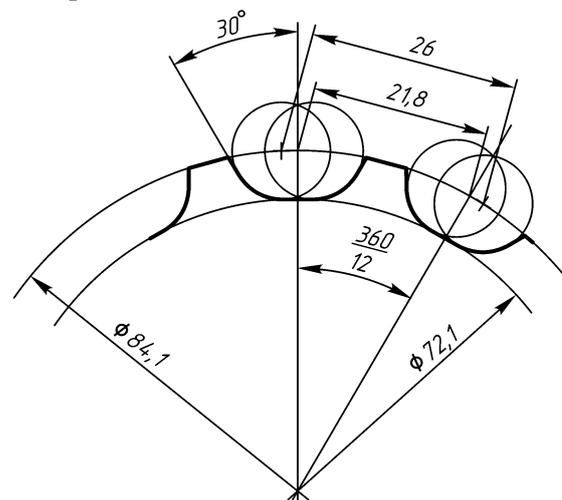


Рис. 4. Профиль зубьев и размеры неподвижных колес зубчатой шарнирно-роликовой передачи

При наличии двух симметрично расположенных колес 4 и 5 и при условии  $d_k = d_{f4}$  может быть использован кулачок упрощенной формы, имеющий окружности наибольшего диаметра  $D_k$  и переходные кривые. Тогда ролики  $b$  будут нахо-



даться под нагрузкой на переходных кривых и на окружностях наибольшего диаметра кулачка.

Передаточное отношение передачи с рассмотренными параметрами

$$i = \frac{14}{14-12} = 7.$$

Испытания образца зубчатой шарнирно-роликовой передачи подтвердили возможность зацепления и передачи движения предлагаемой конструкции механической передачи, а также равенство передаточного отношения определенному аналитически.

### Заключение

Предлагаемое техническое решение направлено на устранение основного недостатка волновых зубчатых передач – недолговечности гибкого колеса заменой его колесом с зубьями в виде роликов, которые находятся на осях, закрепленных шарнирно (по аналогии с цепью).

Основной критерий работоспособности волновых передач, в которых в качестве гибкого колеса используются втулочно-роликовые цепи, – износ шарниров гибкого колеса (аналогичен износу шарниров цепной передачи). Долговечность таких передач зависит от увеличения шага цепи по мере износа шарниров. Поскольку на износ шарниров большое влияние оказывает скорость вращения цепи [15], предлагаемая зубчатая шарнирно-роликовая передача имеет повышенную долговечность за счет невращающейся цепи.

Зубчатая шарнирно-роликовая передача может передавать значительные мощности за счет многопарности зацепления и реализации в зацеплении трения качения.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тупицын А. А., Погодин В. К., Тупицын А. А. Проблемы обеспечения безопасной эксплуатации приводов промышленного оборудования и перспективное направление их решения // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 3 (15). С. 120–122.
2. Тупицын А. А., Ревенский А. А. Альтернативный вид зубчатого зацепления: свойства и характеристики // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. №4 (28). С. 84–91.
3. Зубчатая передача зацеплением через «третье тело»: пат. 2283447 Рос. Федерация : МПК<sup>7</sup> F16H 25/06, F16H 3/42 / Тупицын А. А., Тупицын А. А.; заявитель и патентообладатель Тупицын А. А., Тупицын А. А. № 2003134115/11; заявл. 24.11.2003; опубл. 10.09.2006, Бюл. № 25. – 4 с.
4. Торцовый зубчато-шариковый вариатор : пат. 2315215 Рос. Федерация : МПК<sup>7</sup> F16H 25/06, F16H 3/42 / Тупицын А. А., Тупицын А. А.; заявитель и патентообладатель Тупицын А. А., Тупицын А. А. № 2005132429/11; заявл. 20.10.2005; опубл. 20.01.2008, Бюл. № 2. 7 с.
5. Торцовая зубчатая передача с внутренним зацеплением : пат. 2354870 Рос. Федерация : МПК<sup>7</sup> F16H 1/10 / Тупицын А. А., Каргапольцев С. К., Милованов А. И., Тупицын А. А., Ревенский А. А.; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2007144586/11; заявл. 04.12.2007; опубл. 10.05.2009, Бюл. № 13. 7 с.
6. Тупицын А. А. Торцовая зубчатая передача с внутренним цевочным зацеплением // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2014. № 3 (43). С. 25–30.
7. Зубчатая шарнирно-роликовая передача : пат. 2177090 Рос. Федерация : МПК<sup>7</sup> 7F 16H 1/32 A, 7F 16H 25/06 B / Тупицын А. А., Тупицын А. А.; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. экон. академия. № 9912515028; заявл. 29.11.1999; опубл. 20.12.2001, Бюл. № 35. 5 с.
8. Волновая зубчатая передача с невращающейся втулочно-роликовой цепью : пат. 2203443 Рос. Федерация : МПК<sup>7</sup> 7F 16H 7/00 A / Тупицын А. А., Тупицын А. А.; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. экон. академия. № 2001113596; заявл. 18.05.2001; опубл. 27.04.2003, Бюл. № 12. 6 с.
9. Торцовая зубчато-роликовая передача : пат. 2265765 Рос. Федерация : МПК<sup>7</sup> 7F 16H 25/06 A / Тупицын А. А., Тупицын А. А.; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2003100970/11; заявл. 13.01.2003; опубл. 10.12.2005, Бюл. № 34. 7 с.
10. Зубчатая роликовинтовая передача : пат. 2271486 Рос. Федерация : МПК<sup>7</sup> F16H 25/06 / Тупицын А. А., Тупицын А. А.; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2003103453/11; заявл. 10.08.2004; опубл. 10.03.2006, Бюл. № 7. 7 с.
11. Торцовая цевочная передача : пат. 84488 Рос. Федерация : МПК<sup>7</sup> F16H 1/32, F16H 25/06 / Тупицын А. А., Каргапольцев С. К., Тупицын А. А.; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2008146315/22; заявл. 24.11.2008; опубл. 10.07.2009, Бюл. № 13. 1 с.
12. Торцовая передача с внешним зацеплением зубчатых колес : пат. 96201 Рос. Федерация : МПК<sup>7</sup> F16H 1/32 / Тупицын А. А., Тупицын А. А., Милованов А. И., Ревенский А. А., Гозбенко В. Е.; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. № 2009149300/22; заявл. 29.12.2009; опубл. 20.07.2010, Бюл. № 19. 2 с.
13. Компоновочная схема тягового привода железнодорожного подвижного транспортного средства с параллельными потоками мощности : пат. 2412072 Рос. Федерация : МПК<sup>7</sup> B16C 9/00 / Милованова Е. А., Милованов А. А., Милованов А. И., Тупицын А. А., Тупицын А. А.; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. ун-т. путей сообщения. – № 2009124142/11; заявл. 24.06.2009; опубл. 20.02.2011, Бюл. № 5. 5 с.



14. Милованова Е. А., Тупицын А. А., Милованов А. А. Кинематический анализ торцевой зубчатой передачи с внутренним зацеплением для оценки перспективы ее применения в конструкции тягового привода локомотива // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. № 2 (30). С. 57–61.
15. Сычев А.А. Волновая передача с применением стандартной многорядной втулочно-роликовой цепи // Вестник машиностроения. 1971. № 9. С. 41–43.
16. Mécanisme d'avance pas à pas pour des angles d'avance moyens, comportant une roue à chaîne fixe et une roue à chaîne à disposition mobile : brevet d'invention 1562612. 24.02.1969. 7 p.

УДК 539.44

*Брюховецкая Елена Викторовна,**к. т. н., доцент кафедры «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», Сибирский федеральный университет, тел. +7 913 587 26 79, e-mail: Ebruhoveckaya@mail.ru**Конищева Ольга Васильевна,**к. т. н., доцент кафедры «Прикладная механика», Сибирский федеральный университет, (8-391) 249-82-78, e-mail: olgakon13@mail.ru**Кудряцев Илья Владимирович,**к. т. н., доцент кафедры «Прикладная механика», Сибирский федеральный университет, (8-391) 249-82-78, e-mail: kudriya@rambler.ru*

## ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ ФОТОУПРУГОСТИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО РЕЛЬСА ПРИ ЕГО КОНТАКТЕ С КОЛЕСОМ

*E. V. Bruhovezckaya, O. V. Konishcheva, I. V. Kudryavtsev*

### USING HOLOGRAPHIC PHOTOELASTICITY METHOD FOR THE RAIL STRESS STATE AT ITS CONTACT WITH A WHEEL RESEARCH

**Аннотация.** Дано описание метода трёх экспозиций для отдельного получения главных напряжений методом голографической фотоупругости с использованием двух объёмных моделей рельса с вклейками из различных оптически активных материалов. Модели рельса были изготовлены из оптически нечувствительного материала на основе оргстекла. В классических голографических интерферометрах используют двухэкспозиционный метод, с помощью которого можно получать интерференционные картины изохром, изопахик, а также совмещённые картины изохром и изопахик, изохром и изодром. Для получения отдельной картины изодром был предложен трехэкспозиционный метод голографической фотоупругости. Приведён сравнительный анализ экспериментальных данных с аналитическим решением задачи для двух цилиндров с взаимно перпендикулярными осями, который показал хорошую сходимость результатов.

**Ключевые слова:** голограмма, объёмная модель, изодромы, изохромы, изопахики, оптические постоянные, рельс, вклейка.

**Abstract.** The description of a method of three expositions, for separate obtaining the main tension by method of holographic photoelasticity with use of two volume models of a rail with inserts from active materials various optically is given. Models of a rail were made of optically tolerant material on the basis of plexiglas. In classical holographic interferometers a two-exposition method by means of which it is possible to receive interferential isodromic, isopachic pictures, and also the combined pictures isochromat and isopachic, isochromat and isodromic are used. For receiving a separate isodromic picture the three-exposition method of holographic photoelasticity was offered. The comparative analysis of experimental data with the analytical solution of a task for two cylinders with mutually perpendicular axes which showed good convergence of results is provided.

**Keywords:** hologram, volume model, isodromic, isochromat, isopachic, optical constants, rail, insert.

#### Введение

Голография – это уникальный метод регистрации и воспроизведения волновых полей для получения информации как об объекте, являющемся источником излучения, так и о характере волнового поля. Голография включает в себя различные способы получения полной информации о волновых полях – об их амплитудах и фазах, а также методы обработки информации, переносимой волновыми полями. Голографический метод применим к волновым процессам любой природы.

В механике деформируемого тела получили распространение метод фотоупругости [1] и метод голографической интерференции [2]. Эти методы позволяют исследовать прозрачные объекты или

модели натуральных объектов, изготовленные из прозрачных материалов. Совместное использование этих методов значительно облегчает главную задачу исследования, т. е. отдельное получение главных напряжений  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ .

Метод, объединяющий фотоупругость и голографическую интерферометрию, называется методом голографической фотоупругости [2].

#### Метод голографической фотоупругости

При исследовании объёмной контактной задачи этим методом используются объёмные составные модели натуральных объектов, изготовленные из блочного оргстекла с вклейкой из оптически чувствительного материала (рис. 1).