

УДК 621.833

DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-33-39

Цилиндрические передачи с разнесенными по длине арочных зубьев зонами контакта

В. Н. Сызранцев, доктор технических наук, профессор, Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия

Проблема повышения надежности приводов высоконагруженных машин связана с обеспечением работоспособности цилиндрических передач при наличии углов перекоса зубьев в зацеплении, вызываемых ошибками изготовления и сборки передач, а также податливостью их элементов и корпусных деталей. Эффективным направлением решения проблемы является переход от цилиндрических передач с прямыми, косыми зубьями на передачи с арочными зубьями. По сравнению с прямыми или косыми зубьями изгибная прочность арочных зубьев на 20...30 % выше. Процессы формообразования поверхностей арочных зубьев позволяют в их зацеплении получать линейный, локально-линейный, точечный характер касания, обеспечивать оптимальный закон распределения нагрузки по площадке контакта. В работе рассмотрены особенности компенсации перекоса зубьев в зацеплении перемещением (самоустановкой) шестерни или колеса с арочными зубьями вдоль оси. Показано, что самоустановка колес происходит только для постоянного крутящего момента и неменяющегося угла перекоса. Для компенсации случайного угла перекоса в условиях изменяющегося крутящего момента предложена адаптивная цилиндрическая передача с арочными зубьями, в зацеплении которых имеются две разнесенные по длине зоны контакта. Колесо передачи состоит из двух полуколес, разделенных упругой прокладкой. Возникающие в зонах контакта осевые силы уравнивают друг друга и обеспечивают самоустановку полуколес при изменении угла перекоса.

Нарезание арочных зубьев на обоих полуколесах осуществляется одновременно, поэтому трудоемкость изготовления адаптивной передачи с арочными зубьями не изменяется. Для полуобкатного варианта формообразования поверхностей арочных зубьев адаптивной цилиндрической передачи представлены результаты расчета положения рабочих линий в зацеплении, размеры тормозных зон касания поверхностей арочных зубьев.

Ключевые слова: цилиндрические передачи, арочные зубья, самоустановка, две зоны контакта.

Введение

Эксплуатация приводов высоконагруженных, энергонасыщенных машин характеризуется изменением внешнего крутящего момента и угла перекоса поверхностей зубьев по законам случайных величин. В этих условиях именно долговечность работы цилиндрических передач с прямыми, косыми, шевронными зубьями приводов машин часто ограничивает их ресурс эксплуатации. Повысить нагрузочную способность, контактную и изгибную выносливость цилиндрических передач в условиях жестких корпусов машин и наличия неизбежных погрешностей изготовления и сборки элементов привода позволяют передачи с зубьями, имеющими по длине арочную (дуговую) форму (см., например, Сызранцев В. Н., Сызранцева К. В. Цилиндрические передачи с арочными зубьями: геометрия, прочность, надежность). Для нарезания и чистовой обработки арочных зубьев цилиндрических колес к настоящему времени предложено полтора десятка различных способов, отличающихся

используемыми инструментами и движениями формообразования [1–4]. В передачах с прямыми и косыми зубьями их геометрический контакт в зацеплении при отсутствии погрешностей происходит по линии. При наличии угла перекоса поверхностей зубьев возникает кромоочный контакт, следствием которого является резкое увеличение напряжений на площадке контакта и потеря работоспособности передачи по критерию контактной прочности.

Цилиндрические передачи с арочными зубьями по сравнению с прямозубыми и косозубыми имеют следующие преимущества [5, 6]:

- изгибная прочность (и изгибная выносливость) зубьев арочной формы на 20...30 % выше, чем зубьев прямых или косых;
- широкая возможность управления геометрическими характеристиками контакта в зацеплении зубьев – в зависимости от способа формообразования поверхностей арочных зубьев в их зацеплении можно реализовать линейный, локально-линейный, точечный характер касания поверхностей;

• при возможности перемещения шестерни или колеса вдоль оси передача позволяет компенсировать угол перекоса (свойство самоустановки).

Цилиндрические передачи с прямыми и косыми зубьями относятся к классу плоских зацеплений, а с арочными зубьями – к классу пространственных зацеплений. Каждый способ формообразования арочных зубьев имеет свою геометрию их активных поверхностей, что необходимо учитывать при решении задач оценки нагруженности и работоспособности передач с арочными зубьями. При правильно подобранной геометрии арочных зубьев цилиндрическая передача в реальных условиях эксплуатации позволяет в 1,5...4 раза увеличить ресурс по контактной прочности и изгибной выносливости зубьев.

Исследование цилиндрических передач с арочными зубьями в настоящее время осуществляется в различных направлениях:

– построение моделей формообразования поверхностей арочных зубьев различными инструментами, расчет и анализ геометрических характеристик зацепления [7, 8];

– разработка методик расчета распределенной по площадке контакта нагрузки, оценка контактной прочности и выносливости передачи с арочными зубьями [9–12];

– расчет напряженно-деформированного состояния зубьев арочной формы, оценка изгибной прочности и выносливости колес с арочными зубьями (Syzrantseva K., Syzrantsev V., Babichev D. Comparative analysis of stress-strain condition of cylindrical gears arc teeth and spurs. Lecture Notes in Mechanical Engineering), а также [13–15];

– разработка методик определения надежности передач с арочными зубьями по критериям изгибной и контактной выносливости (Syzrantseva K.V., Syzrantsev V.N., Kolbasin D.S. Comparative estimation of the failure probability of cylindrical arc and helical gears by tooth bending endurance. Mechanics, Resource and Diagnostics of Materials and Structures).

Поскольку одним из достоинств передач с арочными зубьями отмечается ее свойство компенсации угла перекоса путем самоустановки одного из элементов передачи шестерни или колеса, рассмотрим этот процесс подробнее. При наличии угла перекоса точка контакта в зацеплении из среднего сечения, в котором угол наклона зуба равен нулю, смещается к одному из торцов арочного зуба. При линейном контакте, как и в прямозубой передаче,

наличие угла перекоса сразу приводит к кромоному контакту. При локализованном контакте по длине арочного зуба смещение точки контакта к торцу зуба, где угол наклона зуба отличен от нуля, зависит от степени локализации и величины угла перекоса. Вследствие угла наклона арочного зуба на торце при нагружении передачи в зацеплении возникает осевая сила, обеспечивающая самоустановку шестерни или колеса передачи. По мере осевого смещения, например, шестерни передачи, точка контакта перемещается по поверхности арочного зуба в сторону среднего сечения арочного зуба. Поскольку максимальный угол наклона зуба на торце плавно уменьшается до нуля в среднем сечении зуба, то по мере смещения шестерни действующая на нее осевая сила уменьшается, в предельном случае – до нуля. Следствием отмеченного, как показывают экспериментальные исследования, величина угла перекоса, достигаемая в процессе самоустановки передачи под постоянной внешней нагрузкой, составляет не менее 3'. Дальнейшая компенсация угла перекоса становится невозможной из-за уменьшения осевой силы, недостаточной для преодоления силы трения в сопряжении элементов передачи с валом. Если передача работает в условиях изменения внешней нагрузки и меняющегося угла перекоса, что характерно для конечных передач локомотивов, бортовых передач тракторов, то реализовать процесс компенсации угла перекоса, учитывая вышеизложенное, не представляется возможным.

В настоящей работе поставлена **цель** разработки цилиндрической передачи с арочными зубьями, имеющей в зацеплении две, разнесенные по длине, зоны контакта. Принципиальной особенностью этой передачи является то, что в процессе ее нагружения в зацеплении арочных зубьев возникают две направленные друг против друга осевые силы. Именно условие равновесия этих сил позволит передаче адаптироваться к случайной величине внешнего крутящего момента и случайной величине угла перекоса путем самоустановки одного из элементов передачи (шестерни или колеса).

Адаптивная цилиндрическая передача с арочными зубьями

Конструкция адаптивной цилиндрической передачи с арочными зубьями (Патент РФ RU 2721579 C1) показана на рис. 1.

На рисунке 1 обозначено: 1 – входной вал; 2 – шестерня с арочными зубьями; 3, 4 – дистанционные втулки; 5 – выходной вал; 6, 7 –

полуколеса с арочными зубьями, имеющие возможность осевого перемещения; 8, 9, 10 – упругие элементы; 11, 12 – тарельчатые втулки,

ки, ограничивающие осевое перемещение; 13 – корпус передачи; 14, 15 – подшипники; 16 – шпонка.

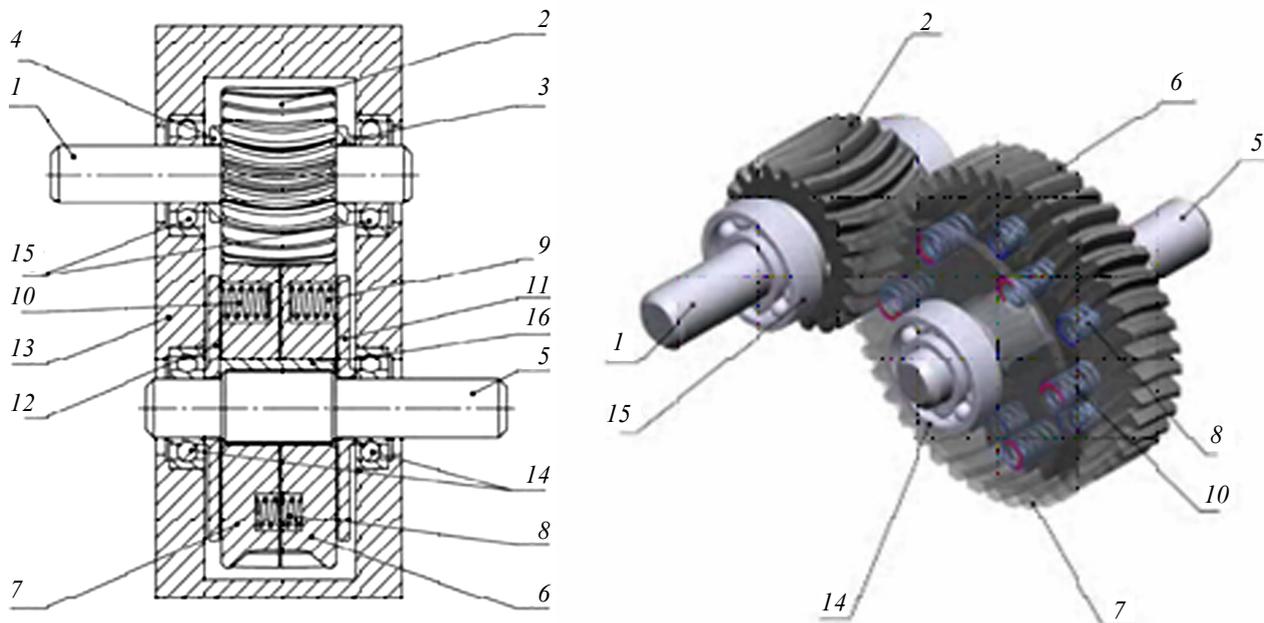


Рис. 1. Конструкция адаптивной цилиндрической передачи с арочными зубьями

Fig. 1. Adaptive cylindrical gearing design with arc teeth

Адаптивная цилиндрическая передача с арочными зубьями содержит корпус, в котором размещены вал входной с установленной на нем шестерней и вал выходной с установленным на нем колесом, имеющем возможность осевого перемещения. На валу входном между шестерней и подшипниками установлены дистанционные втулки, колесо выполнено из двух полуколес, между которыми установлен упругий элемент. Между каждым полуколесом и подшипником установлены упругие элементы и тарельчатая втулка для возможности ограничения осевого перемещения.

Нарезание арочных зубьев осуществляется одновременно на обоих полуколесах, неподвижно соединенных друг с другом. Трудоемкость изготовления адаптивной передачи с арочными зубьями не изменяется. При установке в редуктор полуколеса раздвигаются относительно друг друга в осевом направлении и контакт зубьев происходит в двух зонах, разнесенных по длине арочных зубьев.

Данная передача может быть изготовлена как в обкатном, так и полуобкатном варианте. Формообразование арочных зубьев адаптивной передачи возможно любым из рассмотренных в монографии авторов способов, в том числе резцовыми головками на станках с ЧПУ.

Принципиальной особенностью этой передачи является наличие в каждой фазе зацепления двух точек касания, расположенных вне среднего сечения арочного зуба. Определение при заданной величине смещений полуколес координат точек контакта, расчет в них главных и главных приведенных кривизны, мгновенного передаточного отношения возможно лишь методами теории пространственных зацеплений (например, Сызранцев В. Н., Пазяк А. А. Прецессирующая передача для приводов запорной арматуры нефтегазопроводов и редукторных вставок насосов для добычи тяжелых нефтей). В общем случае передача является несопряженной. Для определения оптимальных геометрических параметров адаптивной передачи необходимо реализовать решение задачи синтеза, как это выполняется для конических передач с круговыми зубьями. С целью уменьшения шума и вибрации профиль арочных зубьев колеса адаптивной передачи в области контакта может быть модифицирован. Для модификации поверхности арочного зуба колеса полуобкатной адаптивной передачи применен способ, рассмотренный в работе «Способ профильной модификации поверхности зуба колеса полуобкатной плоскоконической передачи» авторов Сызранцева В. Н., Москвиной Е. Ю., Черной Л. А.

Для его реализации используется круговая резцовая головка, прямолинейные кромки резцов которой смещены относительно оси вращения головки и имеют скорректированный угол профиля.

Анализ зацепления арочных зубьев адаптивной цилиндрической передачи с арочными зубьями

На рисунке 2 представлены рабочие линии и тормозные зоны контакта полуобкатной адаптивной передачи с арочными зубьями: $z_1 = 23$; $z_2 = 73$; $m_n = 10$ мм; $x_1 = 0,440$; $x_2 = 0,041$; $b_w = 120$ мм; $\alpha_0 = 20^\circ$; $a_w = 480$ мм. Расчетный радиус резцовой головки при нарезании выпуклой стороны арочного зуба колеса $R_{g2} = 215,0$ мм; вогнутой стороны арочного зуба шестерни $R_{g1} = 220,0$ мм; величина осевого смещения полуколес друг относительно друга $\Delta S = 1,36$ мм.

На рисунке 3 представлены рабочие линии и тормозные зоны контакта этой же передачи с более плотным прилеганием поверхностей арочных зубьев. Расчетный радиус резцовой головки при нарезании выпуклой стороны арочного зуба колеса $R_{g2} = 218,0$ мм; вогнутой стороны арочного зуба шестерни $R_{g1} = 220,0$ мм; величина осевого смещения полуколес друг от-

носительно друга $\Delta S = 0,55$ мм. Из сравнения рисунков 2 и 3 следует, что рациональный выбор расчетных радиусов инструментов и величины смещения колес обеспечивает в зацеплении арочных зубьев использование при передаче нагрузки практически всю их активную поверхность.

Выводы

Разработана адаптивная цилиндрическая передача с арочными зубьями, содержащая шестерню и два полуколеса, смещенных друг относительно друга вдоль оси. В передаче реализуются две разнесенные по длине арочной зоны контакта. Возникающие в зонах контакта осевые усилия обеспечивают перемещение полуколес вдоль оси и адаптацию передачи в процессе эксплуатации к полю случайных углов перекаса. Изготовление передачи с двумя зонами контакта возможно для арочных зубьев независимо от способа их формообразования. Результаты расчета для полуобкатной адаптивной цилиндрической передачи с арочными зубьями свидетельствуют, что, изменяя расчетные радиусы круговых резцовых головок и величину смещения полуколес относительно друг друга, в зацеплении арочных зубьев удастся получить тормозные зоны контакта практически в пределах всей ширины арочного зуба.

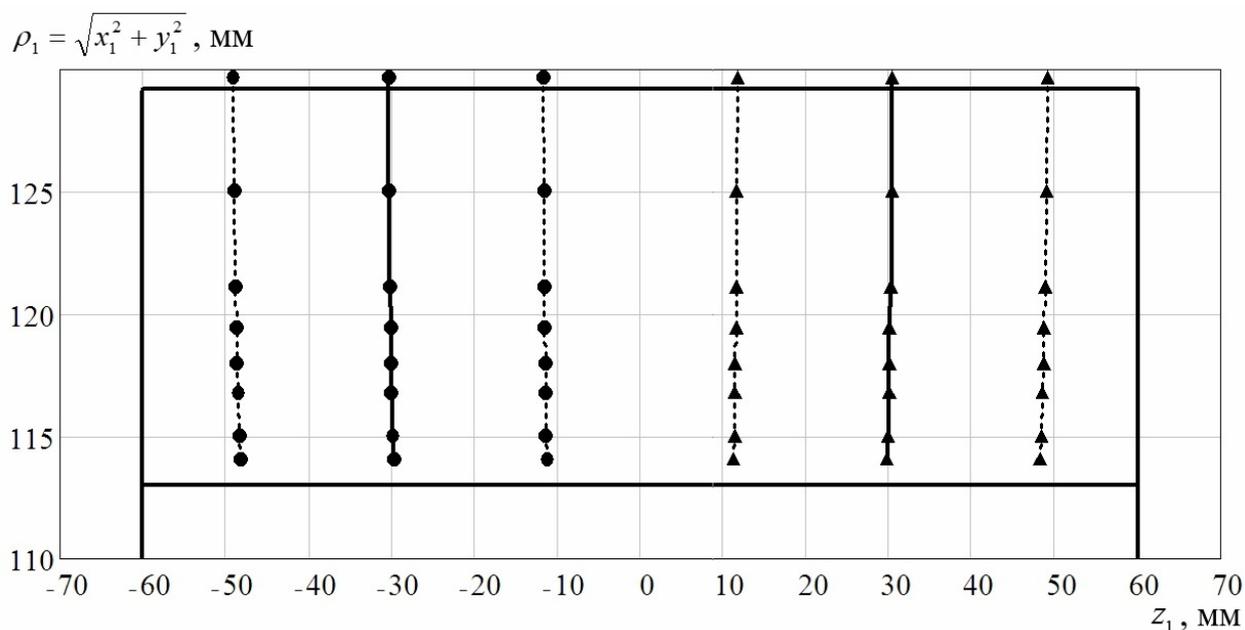


Рис. 2. Рабочие линии (сплошные кривые) и границы тормозных зон контакта (левая – кружки, правая – треугольники), $R_{g2} = 215,0$ мм; $R_{g1} = 220,0$ мм

Fig. 2. Work lines (solid curves) and brake contact area boundaries (left boundary - circles, right boundary - triangles), $R_{g2} = 215,0$ mm; $R_{g1} = 220,0$ mm

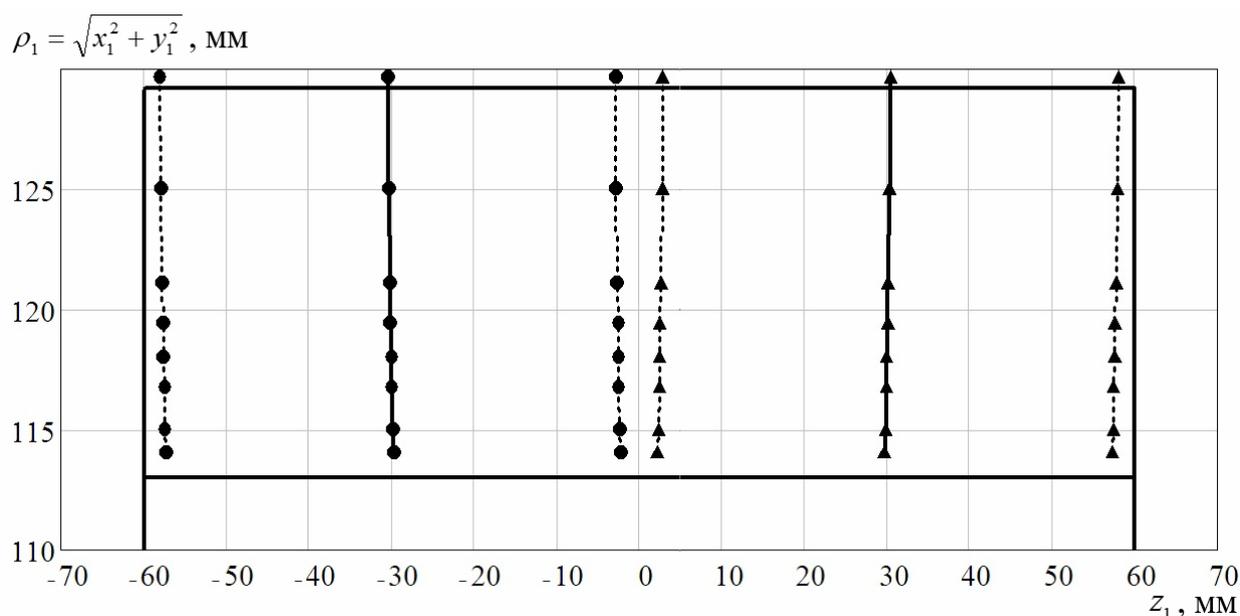


Рис. 3. Рабочие линии (сплошные кривые) и границы тормозных зон контакта (левая – кружки, правая – треугольники), $R_{g_2} = 218,0$ мм; $R_{g_1} = 220,0$ мм

Fig. 3. Work lines (solid curves) and brake contact area boundaries (left boundary - circles, right boundary - triangles), $R_{g_2} = 218,0$ mm; $R_{g_1} = 220,0$ mm

Библиографические ссылки

1. Zhao F., Hou L., Duan Y. Research on the forming theory analysis and digital model of circular arc gear shaped by rotary cutter. *Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition*, 2016, vol. 48, no. 6, pp. 119-125.
2. Ma D., Ye Z., Yang H. Tooth surface reconstruction and tooth profile geometric analysis of circular arc tooth trace cylindrical gears. *Transactions of FAMENA*, 2019, vol. 43, no. 1, pp. 29-44.
3. Бочкова Д. Е. Определение границы зоны касания кругового зуба шестерни цилиндрической передачи // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2017. № 8-1. С. 127–132.
4. Jiang Y. Q., Hou L., Zhao Y. Parallel translating mechanism process-oriented mathematical model and 3-D model for cylindrical gears with curvilinear shaped teeth. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 2016, vol.10, issue 3, pp. 171-177.
5. Wei Y., Guo R., Liu Y. et al. Analytical calculation of the tooth surface contact stress of cylindrical gear with variable hyperbolic circular-arc-tooth-trace. *Symmetry*, 2020, vol. 12, no. 8, p. 1318.
6. Ma D., Ye Z., An Y. Design and transmission performance analysis of circular arc tooth trace cylindrical gear reducer. *Journal of Mechanical and Electrical Engineering*, 2020, vol. 37, no. 1, pp. 20-25.
7. Zhang Q., Hou L., Tang R., Wen G. Method of processing and an analysis of meshing and contact of circular arc tooth trace cylindrical gears. *Transactions of FAMENA*, 2016, vol. 40, no. 4, pp. 11-24.
8. Бочкова Д. Е., Бобков М. Н., Золотова С. А. Обработка круговых зубьев пары цилиндрических колес с локализованной зоной касания // Известия

- Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 5. С. 344–349.
9. Fuentes-Aznar A., Ruiz-Orzaez R., Gonzalez-Perez I. Comparison of spur, helical and curvilinear gear drives by means of stress and tooth contact analyses. *Mechanica*, 2017, vol. 52, no. 7, pp. 1721-1738.
10. Ma D., Liu Y., Ye Z., Wei Y., Li D., Zhang X. Cylindrical gear based on rotating knife dish milling process. *Mathematical Problems in Engineering*, 2021, Article ID 8819818, 17 p. DOI: org/10.1155/2021/8819818.
11. Sun Z., Hou L., Wang J., Li W., Chang Q. Contact strength analysis of circular-arc-tooth-trace cylindrical gear. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2016, vol. 38, pp. 999-1005, DOI: 10.1007/s40430-014-0272-6.
12. Wei Y., Ma D., Wu Y., Luo L., Bai Q., Hou L. Study on the tooth surface and curvature characteristics of cylindrical gear with variable hyperbolic arc-tooth-trace. *Advanced Engineering Science*, 2017, vol. 49, pp. 196-203, DOI: 10.15961/j.jsuese.201700372.
13. Zhang X., Xie Y., Tan X. Design, meshing characteristics and stress analysis of cylindrical gears with curvilinear tooth profile. *Transactions of famana xl-1*, 2016, pp. 27-44.
14. Chang Q., Hou L., Li B., Jial B. Modal analysis of cylindrical gears with arcuate tooth trace. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 2015, vol. 59, pp. 23-29. DOI: 10.3311/PPme.7540.
15. Jia F., Hou L., Wei Y., Li B., You Y. Modeling and bending strength analysis of cylindrical gears with arcuate tooth trace. *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 2015, vol. 13, pp. 77-86, DOI: 10.7158/M13-068.2015.13.2.

References

1. Zhao F., Hou L., Duan Y. Research on the forming theory analysis and digital model of circular arc gear shaped by rotary cutter. *Journal of Sichuan University: Engineering Science Edition*, 2016, vol. 48, no. 6, pp. 119-125.
2. Ma D., Ye Z., Yang H. Tooth surface reconstruction and tooth profile geometric analysis of circular arc tooth trace cylindrical gears. *Transactions of FAMENA*, 2019, vol. 43, no. 1, pp. 29-44.
3. Bochkova D.E. [Determination of the contact area boundary of the circular tooth of the gear of cylindrical gearing]. *Izvestiya Tulkogo gosudarstvennogo universiteta. Tehnicheskie nauki*, 2017, no. 8-1, pp. 127-132 (in Russ.).
4. Jiang Y. Q., Hou L., Zhao Y. Parallel translating mechanism process-oriented mathematical model and 3-D model for cylindrical gears with curvilinear shaped teeth. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 2016, vol. 10, is. 3, pp. 171-177.
5. Wei Y., Guo R., Liu Y. Analytical calculation of the tooth surface contact stress of cylindrical gear with variable hyperbolic circular-arc-tooth-trace. *Symmetry*, 2020, vol. 12, no. 8, p. 1318.
6. Ma D., Ye Z., An Y. Design and transmission performance analysis of circular arc tooth trace cylindrical gear reducer. *Journal of Mechanical and Electrical Engineering*, 2020, vol. 37, no. 1, pp. 20-25.
7. Zhang Q., Hou L., Tang R., Wen G. Method of processing and an analysis of meshing and contact of circular arc tooth trace cylindrical gears. *Transactions of FAMENA*, 2016, vol. 40, no. 4, pp. 11-24.
8. Bochkova D.E., Bobkov M.N., Zolotova S.A. [Machining of circular teeth of a pair of cylindrical gears with localized touch]. *Izvestiya Tulkogo gosudarstvennogo universiteta. Tehnicheskie nauki*, 2020, no. 5, pp. 344-349 (in Russ.).
9. Fuentes-Aznar A., Ruiz-Orzaez R. Gonzalez-Perez I. Comparison of spur, helical and curvilinear gear drives by means of stress and tooth contact analyses. *Mecanica*, 2017, vol. 52, no. 7, pp. 1721-1738.
10. Ma D., Liu Y., Ye Z., Wei Y., Li D., Zhang X. Cylindrical gear based on rotating knife dish milling process. *Mathematical Problems in Engineering*, 2021, Article ID 8819818, 17 p. DOI: org/10.1155/2021/8819818.
11. Sun Z., Hou L., Wang J., Li W., Chang Q. Contact strength analysis of circular-arc-tooth-trace cylindrical gear. *J. of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2016, vol. 38, pp. 999-1005. DOI: 10.1007/s40430-014-0272-6.
12. Wei Y., Ma D., Wu Y., Luo L., Bai Q., Hou L. Study on the tooth surface and curvature characteristics of cylindrical gear with variable hyperbolic arc-tooth-trace. *Advanced Engineering Science*, 2017, vol. 49, pp. 196-203. DOI: 10.15961/j.jsuese.201700372.
13. Zhang X., Xie Y., Tan X. Design, meshing characteristics and stress analysis of cylindrical gears with curvilinear tooth profile. *Transactions of famana xl-1*, 2016, pp. 27-44.
14. Chang Q., Hou L., Li B., Jial B. Modal analysis of cylindrical gears with arcuate tooth trace. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 2015, vol. 59, pp. 23-29. DOI: 10.3311/PPme.7540.
15. Jia F., Hou L., Wei Y., Li B., You Y. Modeling and bending strength analysis of cylindrical gears with arcuate tooth trace. *Australian J. of Mechanical Engineering*, 2015, vol. 13, pp. 77-86. DOI: 10.7158/M13-068.2015.13.2.

Cylindrical Gears with Contact Areas Distributed Along the Arc Teeth Length

V.N. Syzrantsev, DSc in Engineering, Professor, Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia

The issue of increasing the reliability of high-load machine drives is related to ensuring the performance ability of cylindrical gears in the presence of meshing teeth twist angles caused by gear manufacture and assembly errors as well as by ductility of their elements and body parts. An effective way to solve the problem is a transition from plain spur gears and helical gears to arc teeth gears. In comparison with straight or helical teeth, the bending strength of arc teeth is 20...30 % higher. The processes of shaping the arc teeth surfaces allow to obtain a linear, locally linear and point contacts in their meshing, and to provide an optimal law of load distribution over the contact area. The paper considers the features of compensation for the misalignment of the teeth in meshing by movement (self-adjustment) of a pinion or arc teeth wheel along the axis. It has been shown that the self-adjustment of the wheels occurs only for a constant torque and a non-changing twist angle. To compensate for a random twist angle under conditions of varying torque, an adaptive arc teeth cylindrical gear has been proposed, in meshing of which there are two contact areas distributed along the length. The gear wheel consists of two semi-wheels separated by an elastic gasket. The axial forces arising in the contact areas balance each other and provide self-adjustment of the semi-wheels under the twist angle variation. Cutting arc teeth on both half-wheels is carried out simultaneously, so the labor intensity of manufacturing an adaptive arc teeth gear does not change. For the semi-rolled variant of forming arc teeth surfaces of the adaptive cylindrical gear, the results of calculating the position of the working lines in meshing and dimensions of arc teeth surface contact brake zones are presented.

Keywords: cylindrical gears, arc teeth, self-adjustment, two contact areas.

Получено 06.04.2021

Образец цитирования

Сызранцев В. Н. Цилиндрические передачи с разнесенными по длине арочных зубьев зонами контакта // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24, № 2. С. 33–39. DOI:10.22213/2413-1172-2021-2-33-39.

For Citation

Syzrantsev V.N. [Cylindrical Gears with Contact Areas Distributed Along the Arc Teeth Length]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2021, vol. 24, no. 2, pp. 33-39 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-33-39.