

УДК 621.825(045)

А. Н. Паршин, кандидат технических наук  
Рязанский институт (филиал) ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»

## СИНТЕЗ ЗУБЬЕВ ВТУЛКИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ ДЛЯ ПОСТОЯННОГО УГЛА ПЕРЕКОСА ОСЕЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ВАЛОВ

*Целью настоящей работы является разработка метода синтеза зубчатого зацепления, позволяющего определить конструктивные параметры зубьев втулки зубчатых муфт для постоянного угла перекоса осей соединяемых валов. При синтезе зубчатого зацепления обоймы и втулки по предлагаемому методу обеспечивается пространственный линейный контакт вместо точечного с увеличением суммарной площади пятен контакта в пределах угла зацепления. Синтезированная данным методом муфта будет обладать повышенной нагрузочной способностью, износостойкостью и плавностью работы.*

**Ключевые слова:** зубчатая муфта, обойма, втулка, угол перекоса осей соединяемых валов, линии контакта.

На современном этапе развития промышленных производств зубчатые муфты получают все большее развитие и распространение. Они применяются в различных машинах и механизмах. Зубчатые муфты представляют собой зубчатые механизмы с передаточным отношением, равным единице, и являются ответственными узлами. Такие узлы часто определяют надежность и долговечность всего механизма или всей машины. Основное назначение зубчатых муфт – передача вращения и крутящего момента от одного вала к другому при их относительном перекосе или радиальном смещении. Зубчатые муфты имеют ряд преимуществ по сравнению с другими типами муфт. Они имеют лучшие кинематические и динамические свойства по сравнению с другими типами муфт, малые габариты и вес, характеризуются высокой нагрузочной способностью, просты в изготовлении и эксплуатации. Элементы зубчатых муфт малочувствительны к высоким температурам и перепадам температур, характеризуются высокой долговечностью. Однако для широкого применения зубчатых муфт имеются сдерживающие факторы, связанные с ограничениями по углу перекоса и нагрузочной способностью при повышенных углах перекоса обоймы относительно втулки. Кроме этого, практика эксплуатации зубчатых муфт требует повышения их долговечности и компенсирующей способности. Как правило, зубчатые муфты применяются при небольших углах перекоса осей соединяемых валов, не превышающих  $1^\circ$ . Это ограничивает их более широкое распространение.

Зубчатые муфты работают в условиях, характеризующихся смещением или перекосом осей соединяемых валов. Это приводит к увеличению контактных нагрузок на зубья и вызывает их интенсивный износ.

Из опыта эксплуатации работы зубчатых муфт и анализа выполненных ранее исследований [1–5] следует, что основными видами их эксплуатационных отказов являются разрушение и износ элементов зубчатого зацепления. Износ зубьев втулок и обойм приводит к необходимости преждевременной замены муфт.

В существующих зубчатых муфтах выходят из строя раньше зубья втулок и обойм по сравнению с

другими элементами муфт. Из-за этого долговечность зубчатого зацепления лимитирует срок службы всего механизма в целом. Это связано с несоответствием продольного и поперечного профиля зубьев условиям работы при повышенных углах перекоса соединяемых валов в условиях большой нагрузки.

Несмотря на все большое применение зубчатых муфт, в настоящее время отсутствуют точные методы геометрического синтеза зубчатого зацепления, основанные на геометрии зубьев обоймы в зависимости от угла относительного перекоса втулки, угла исходного контура обоймы, модуля, толщины зубьев обоймы, диаметра делительной окружности и длины зубьев.

Имеется много работ отечественных и зарубежных ученых, посвященных методам синтеза зацепления зубчатых муфт. В этих работах подробно рассмотрены вопросы геометрии и кинематики зубчатых муфт.

Зубья втулок и обойм муфт в подавляющем количестве случаев выполняются с прямолинейной продольной образующей зубьев и эвольвентным поперечным профилем. Эвольвентный профиль обеспечивает простоту нарезания зубьев муфт обычным зуборезным инструментом (фрезы, долбяки, протяжки) [6–8].

Кроме этого, существуют методы синтеза зубчатого зацепления зубчатых муфт, основанные на эмпирическом и экспериментальном подходе с учетом множества коэффициентов [9–15].

Существующие методы не позволяют спроектировать зубчатое зацепление, удовлетворяющее условиям работы зубчатых муфт при увеличенных углах перекоса обоймы относительно втулки и повышенных нагрузках. К таким зубчатым муфтам можно отнести зубчатые муфты шпинделей прокатных станков.

Таким образом, из анализа существующих методов синтеза зацепления зубчатых муфт, работающих при повышенных нагрузках и углах перекоса соединяемых валов, следует, что проанализированные методы не обеспечивают в полной мере возможности определения параметров зубчатого зацепления, а именно, профилей зубьев втулки, соответствующих требуемым условиям эксплуатации. Эта задача мо-

жет быть решена на базе метода синтеза зубчатого зацепления обоймы и втулки, обеспечивающего линейный контакт вместо точечного с увеличением суммарной площади пятен контакта в пределах угла зацепления. Создание такого метода и представляет одну из главных целей настоящей работы.

Целью настоящей работы является разработка метода синтеза зубчатого зацепления, позволяющего определить конструктивные параметры зубьев втулки зубчатых муфт для постоянного угла перекоса осей соединяемых валов.

При синтезе в качестве исходных параметров принимаются: угол относительного перекоса, угол профиля исходного контура, модуль, толщина зубьев обоймы, диаметр делительной окружности, длина зубьев. Толщину зубьев обоймы и втулки рекомендуется принимать из условия их изгибной равнопрочности [16]. В этом случае толщина зубьев втулки будет больше. Она определяется по величине модуля, что позволяет увеличить допустимый износ

зубьев втулки и повысить долговечность зубчатого зацепления.

Синтез продольного и поперечного профиля зубьев втулки выполняется в несколько этапов.

На начальном этапе синтеза обойма заменяется на условное прямозубое цилиндрическое колесо с модулем  $m$ , толщиной зубьев  $S$ , углом исходного профиля  $\alpha_y$  и делительной окружностью, равными аналогичным параметрам обоймы. При этом внутреннее зацепление рассматривается как внешнее, а ось  $O_2$  (рис. 1) условного прямозубого цилиндрического колеса 1 поворачивается на угол  $\varphi$  поворота обоймы 2 относительно ее же оси  $O_1$  для случая, когда контакт между зубьями условного прямозубого цилиндрического колеса 1 и обоймы 2 происходит в полюсе  $P$  зацепления. В этом случае рабочую поверхность 3 обоймы 2 при заданном ее угле  $\varphi$  поворота можно смоделировать путем преобразования движения обката условного колеса 1 в сложное движение, сделав обойму 2 неподвижной.

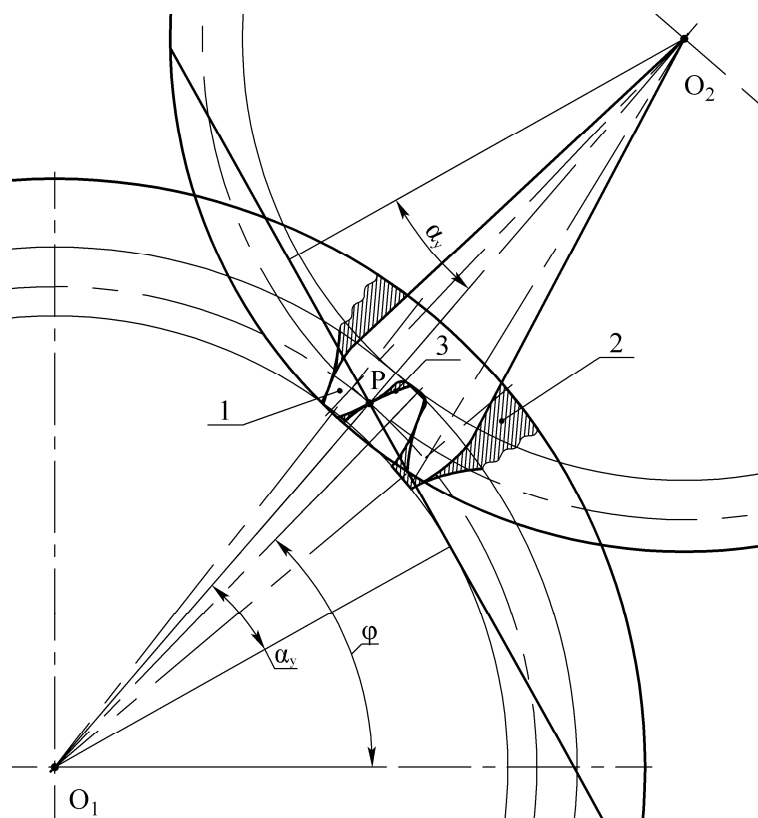


Рис. 1. Относительное положение условного прямозубого колеса относительно обоймы

Вследствие перекоса обоймы относительно втулки условное прямозубое цилиндрическое колесо поворачивается на рабочий угол  $\omega_p$  относительного перекоса вместе с обоймой. При этом межцентровое расстояние между условным прямозубым колесом и втулкой в каждом поперечном сечении втулки будет различным. Следовательно, для каждого поперечного сечения втулки углы ее профиля будут различными. Поскольку продольный профиль втулки выполняется бочкообразным, а продольный и поперечный

профили обоймы изначально известны, то для поперечного профиля втулки углы исходного контура для каждого поперечного сечения будут также различными.

Рабочую поверхность 3 зубьев (рис. 2) обоймы 2 при заданном ее угле  $\varphi$  поворота можно также смоделировать путем преобразования движения обката условной рейки 4, соответствующей условному прямозубому колесу 1, в сложное движение, сделав обойму 2 неподвижной. На рис. 2 показано относи-

тельное положение условной рейки относительно обоймы, при котором ось симметрии впадины между зубьями условной рейки совпадает с осью симмет-

рии впадины между зубьями обоймы. При таком положении плоскость зацепления перпендикулярна рабочей поверхности условной рейки.

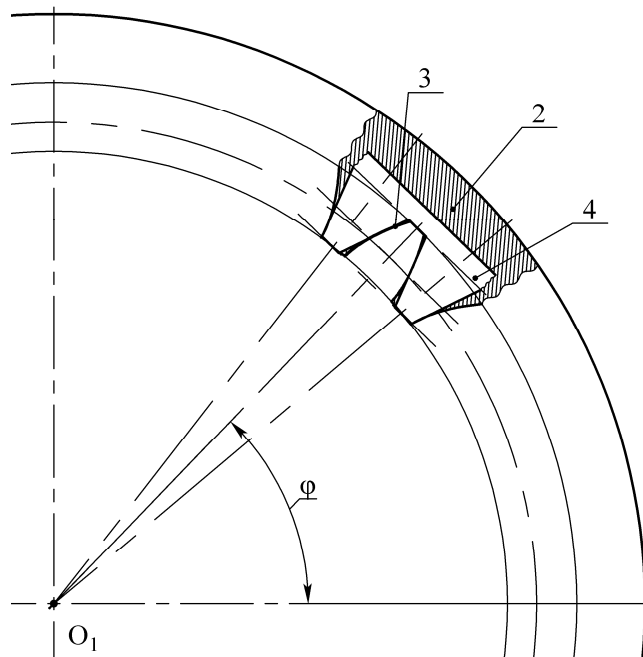


Рис. 2. Относительное положение условной рейки относительно обоймы

Для определения уравнения рабочей поверхности зуба втулки при заданном относительном рабочем перекосе  $\omega_p$  методом сечений находится в каждом поперечном сечении втулки массив координат точек пересечения рабочей поверхности зуба условной рейки с делительной плоскостью при полном повороте втулки относительно своей оси с заданным угловым шагом, от которого зависит точность расчета. При этом боковой зазор между обоймой и втулкой в поперечных сечениях в точках контакта принимается равным 0. В каждом поперечном сечении из массива координат точек пересечения рабочей поверхности зуба условной рейки с делительной плоскостью определяются координаты оптимальной точки. Эти координаты точки максимально удалены от координат точки пересечения рабочей поверхности зуба условной рейки с делительной плоскостью для соосного положения обоймы относительно втулки.

Из полученных координат оптимальной точки в заданном сечении определяются: угол поворота втулки, при котором в заданном поперечном сечении обойма касается втулки; изменение межцентрового расстояния между условным прямозубым колесом и втулкой, соответствующее смещению исходного контура условной рейки; угол зацепления между обоймой и втулкой; величина отклонения бочкообразного продольного профиля зубьев втулки от прямозубого профиля на плоской развертке делительного цилиндра; угол исходного контура для поперечного профиля зуба втулки.

Поскольку зубья втулки в продольном и поперечном направлении симметричны, то при определении

координат пересечения рабочей поверхности зуба условной рейки с делительной плоскостью при относительном рабочем перекосе  $\omega_p$  в заданном сечении и угле поворота обоймы  $\varphi$  рассматривается четверть зуба условной рейки, получаемая отсечением плоскостями симметрии зуба, соответствующими центральному поперечному и продольному сечениям зуба втулки. Координаты точки пересечения  $D(x_{AD}, y_{AD}, z_{AD})$  определяются в системе координат с центром  $O_1$ , расположенным на оси вращения втулки в центральном поперечном сечении (рис. 3). На рис. 3 пунктиром показано положение рабочей поверхности условной рейки при соосном положении обоймы и втулки, а основной линией показано положение при их относительном рабочем перекосе. При этом оси симметрии впадин между зубьями обоймы и условной рейки совпадают (см. рис. 2).

Координата  $x_D$  определяется из прямоугольных треугольников  $O_1CB$  и  $ECA$  по выражению

$$x_{AD} = O_1B - CE, \quad (1)$$

где  $O_1B = r_1 \cdot \cos(\varphi)$ ,  $CE = (\pi \cdot m/2 - S/2) \cdot \sin(\varphi)$ ;  $m$  – модуль зубьев обоймы и втулки;  $S$  – ширина зубьев обоймы по делительному цилиндру с радиусом  $r_1$ .

Координата  $y_{AD}$  определяется из выражения

$$y_{AD} = FE + EA + AD, \quad (2)$$

где  $FE = r_1 \cdot \sin(\varphi)$ ,  $EA = (\pi \cdot m/2 - S/2) \cdot \cos(\varphi)$ ,  $AD = (z_{AD} + HG) \cdot \operatorname{tg} \omega_p$ ,  $HG = O_1H \cdot \operatorname{tg}(\omega_p / 2)$ ,  $O_1H = FE + EA$ ,  $z_{AD}$  – координата текущего поперечного сечения.

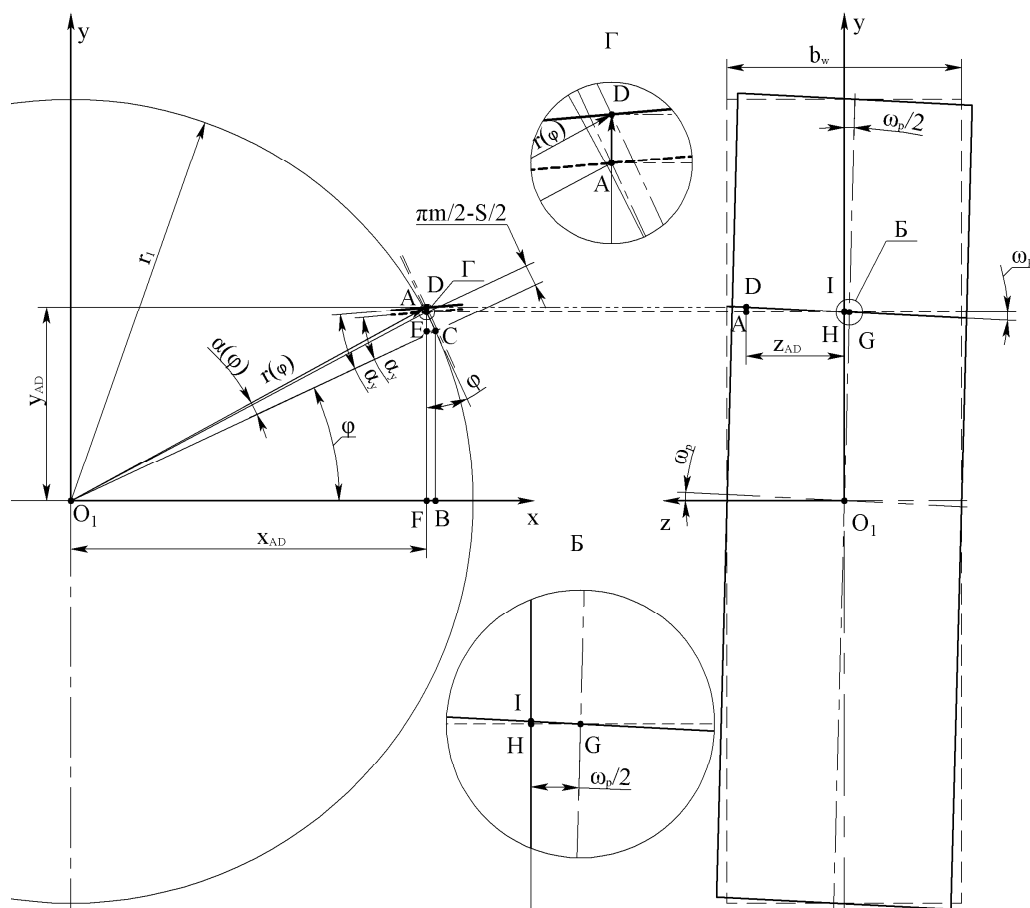


Рис. 3. Рабочая поверхность условной рейки при относительном перекосе и в соосном положении обоймы и втулки

Для определения массива координат точек пересечения рабочей поверхности зуба условной рейки с делительной плоскостью при относительном рабочем перекосе  $\omega_p$  в заданном сечении при полном обороте втулки находятся радиусы-векторы  $r(\varphi)$  точек пересечения и углы  $\alpha(\varphi)$  между радиусами-векторами  $r(\varphi)$  и осью симметрии впадины между зубьями условной рейки и обоймы.

Радиус-вектор  $r(\varphi)$  точки пересечения для заданного угла  $\varphi$  поворота втулки и обоймы определяется из выражения

$$r(\varphi) = \sqrt{x_{AD}^2 + y_{AD}^2} \quad (3)$$

Угол  $\alpha(\varphi)$  для заданного угла  $\varphi$  поворота втулки и обоймы между радиусом вектором  $r(\varphi)$  и осью симметрии впадины между зубьями условной рейки и обоймы при  $\pi/2 - \arctg\left(\frac{\pi \cdot m/2 - S/2}{r1}\right) \leq \varphi \leq \leq \varphi \leq 3 \cdot \pi/2 - \arctg\left(\frac{\pi \cdot m/2 - S/2}{r1}\right)$  определяется из выражения

$$\alpha(\varphi) = \arctg\left(\frac{y_{AD}}{x_{AD}}\right) - \varphi \quad \alpha(\varphi) = \arctg\left(\frac{y_{AD}}{x_{AD}}\right) - \varphi + \pi, \quad (4)$$

в противном случае угол  $\alpha(\varphi)$  находится из выражения

$$\alpha(\varphi) = \arctg\left(\frac{y_{AD}}{x_{AD}}\right) - \varphi. \quad (5)$$

Для определения координат оптимальной точки в заданном поперечном сечении в полярной системе координат с началом в точке на оси вращения втулки строится полярно-параметрическая функция точек пересечения рабочей поверхности зуба условной рейки обоймы с делительной плоскостью при относительном рабочем перекосе  $\omega_p$  из выражений (3), (4) и (5). Параметром полярно-параметрической функции является угол  $\varphi$  поворота обоймы и втулки. Для каждого поперечного сечения графическая форма изображения этой функции различна.

Поскольку в соосном положении и при относительном рабочем перекосе  $\omega_p$  обоймы относительно втулки угол между профилем исходной рейки обоймы и осью симметрии впадины между ее зубьями остается равным углу исходного профиля  $\alpha_y$ , то координаты оптимальной точки  $K(x_K, y_K, z_{AD})$  (рис. 4) в заданном поперечном сечении равны координатам точки касания полярно-параметрической функции 1 с прямой 2, проходящей под углом  $\alpha_y$  к оси симметрии 3 впадины между ее зубьями.





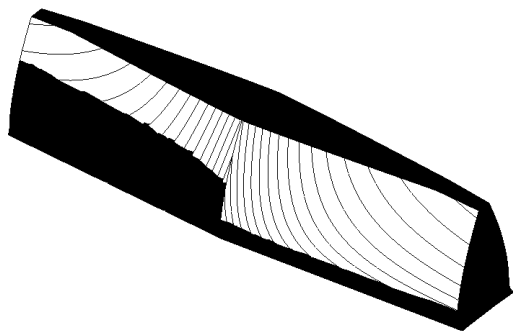


Рис. 8. Распределение линий контакта по рабочей поверхности зуба втулки

Таким образом, применение предлагаемой методики синтеза позволяет определять поперечный и продольный профиль зубьев втулки, обеспечивающий повышенную нагрузочную способность зубчатых муфт и шпинделей прокатных станков при повышенных углах перекоса относительно прокатных валков.

#### Библиографические ссылки

1. Ивочкин М. Ю. Разработка новых методов анализа и синтеза зубчатых муфт и совершенствование на их базе зубчатых шпинделей прокатных станков : дис. ... канд. техн. наук. – М. : ИМАШ, 2004. – 159 с.
2. Исследование работы зубчатых шпинделей и муфт с целью повышения их надежности и долговечности : отчет / ПО «Электростальтяжмаш» ; руководители темы Б. С. Уткин, А. И. Робер. 2.09.78.; № ГР 78066051; Инв. № Б 797023. – Электросталь, 1978. – 41 с.
3. Исследование нагрузочной способности зубчатых шпинделей : отчет / УПИ ; руководитель темы В. С. Плотников. 0851. №ГР 70008639 ; Инв. № Б152560. – Свердловск, 1971. – 136 с.
4. Коновалов Л. В., Виноградова М. Д. Нагрузочная и компенсирующая способности шпиндельных соединений прокатных станков и области их применения // Вестник машиностроения. – 1985. – № 8. – С. 3–6.
5. Плахтин В. Д., Данилов Л. И. Анализ работы и повышение надежности оборудования главных линий широкополосных станков // Экспресс-информация института Черметинформация, сер. «Передовой производственно-технический опыт предприятий черной металлургии». – 1986. – Вып. 13. – С. 1–21.
6. Поляков В. С., Барбаиш Н. Д. Муфты. – М. : Машиностроение, 1973. – 366 с.
7. Попов С. П. Исследование нагрузочной способности зубчатых и упругих муфт в условиях перекоса осей агрегатов : дис. ... канд. техн. наук. – М. : ИМАШ, 1971. – 255 с.
8. Филиппов В. М., Финиченко В. А., Польшенко В. В., Сапондзян Г. А. Возможные пути повышения долговечности зубчатых муфт и снижение трудоемкости их изготовления // Повышение надежности и долговечности горных машин. – Донецк : Изд-во ДПИ, 1972. – С. 188–121.
9. Исследование работы зубчатых шпинделей и муфт с целью повышения их надежности и долговечности : отчет / ПО «Электростальтяжмаш» ; руководители темы Б. С. Уткин, А. И. Робер. 2.09.78.; № ГР 78066051; Инв. № Б 797023. – Электросталь, 1978. – 41 с.
10. Айрапетов Э. Л., Мирзаджанов Д. Б. Зубчатые соединительные муфты. – М. : Наука, 1991. – 250 с.
11. Плотников В. С. Геометрический расчет эвольвентного шлицевого соединения, используемого в зубчатых муфтах // Новые исследования деталей и механизмов машин. – 1964. – № 136. – С. 32–45.
12. Поляков В. С., Косыкин В. Н. К расчету зубчатых муфт с бочкообразными зубьями // Известия вузов. Машиностроение. – 1967. – № 6. – С. 52–53.
13. Разработка рекомендаций и методов расчета соединительных зубчатых муфт : отчет / ДПИ. Руководитель темы В. М. Филиппов. X-73-122.; № ГР 74047105; Инв. № Б 337629. – Донецк, 1973. – 89 с.
14. Рекомендация. Метод расчета соединительных зубчатых муфт. – Донецк : Изд-во ДПИ, 1972. – 61 с.
15. Тютрин С. Г. Разработка экспериментально-расчетного метода проектирования зубчатых муфт с бочкообразными зубьями : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Курган, 1993. – 17 с.
16. А. с. 1598563 (СССР). Зубчатая муфта / Авт. изобрет. А.И. Роберт, Б. С. Уткин, Э. Л. Айрапетов и др. – Заявл. 08.08.88 №4499574/27; Опубл. в Б. И., 1992, №29. – УДК.621.825.5.

\*\*\*

A. N. Parshin, PhD in Engineering, Associate Professor, Ryazan Institute (Branch) of Federal State Budgetary Educational Institutional of Higher Education «Moscow Polytechnical University»

#### Synthesis of the Plug Teeth of Gear Couplings for a Constant Angle of Distortion of Axes of the Connected Shafts

The purpose of the present work is development of a method for synthesis of the gear allowing to determine the design data of the plug teeth of gear couplings for a constant angle of distortion of axes of the connected shafts. At synthesis of the gearing for the holder and the plug in accordance with the proposed method, the spatial linear contact instead of the point one with increase in the total area of bearing contact within the pressure angle is provided. The coupling synthesized by this method will possess the increased load ability, wear resistance and smoothness of operation.

**Keywords:** gear coupling, holder, plug, angle of distortion of axes of the connected shafts, lines of contact.

Получено: 28.11.16