

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОСТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ В НЕСОПРЯЖЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

THE USE OF SIMPLE TEETH SURFACES IN NON-CONJUGATE GEARS

Б.П. ТИМОФЕЕВ, д.т.н.
А.В. КОВАЛЕВИЧ
М.Ю. САЧКОВ, к.т.н.

Университет ИТМО, Санкт-Петербург, Россия,
kovaevich@mail.ru

B.P. TIMOFEEV, DSc in Engineering
A.V. KOVALEVICH
M.YU. SACHKOV, PhD in Engineering

ITMO University, Saint Petersburg, Russia,
kovaevich@mail.ru

В современном мире главенствующее место в практическом применении механизмов передачи вращательного движения занимают сопряженные и, в частности, эвольвентные зубчатые передачи. Воспроизведение поверхностей высоких порядков, используемых в сопряженных передачах, требует использования сложного и дорогостоящего оборудования. Альтернативой таким зубчатым передачам выступают приближенные зубчатые передачи.

В работе проанализированы возможности передач с несопряженным зацеплением при использовании простейших поверхностей – плоскости, цилиндра и их различных сочетаний, в качестве рабочих поверхностей зубьев. Показано, что при простейших очертаниях зубьев можно получить качественную передачу. Здесь приведены результаты математического моделирования приближенных передач. Также, приводится сравнение показателей исследуемых зубчатых передач с эвольвентной по параметру циклической погрешности зубцовой частоты. Получившиеся значения ошибки положения и передаточного отношения минимальны и, в частности, для многорядных передач могут быть пренебрежимо малы. Показана нечувствительность приближенных передач к погрешностям изготовления колес и сборки передачи. Приведены несколько компоновок зубчатых колес и различные конфигурации передачи движения.

Перспективы применения передач с простейшими очертаниями зубьев связаны с отсутствием необходимости в сложном зубообрабатывающем оборудовании и возможности изготовления и ремонта в полевых условиях. Кроме того, такие передачи незаменимы для экспериментальных установок из-за возможности оперативного изменения параметров, что не требует значительного времени на проектирование и изготовление.

Ключевые слова: зубчатые передачи, несопряженные передачи, приближенная передача, многорядное зубчатое колесо, поводковое зубчатое колесо, ошибка положения, простые формы зубьев.

Nowadays, the dominant place in the practical use of rotational motion transmission mechanisms has conjugate, and, in particular, teeth gear. Reproduction of high-order surfaces used in conjugated gears requires the use of sophisticated and expensive equipment. An alternative to such gears are approximate gears. The paper analyzes the possibility of using gears with non-conjugate engagement when using the simplest surfaces – a plane, a cylinder and their various combinations, as the working surfaces of the teeth. It is shown that with the simplest outlines of the teeth it is possible to get the high-quality transmission. The results of mathematical modeling of approximate gears are presented. A comparison of the studied gears with the involute one in terms of the cyclic error of the tooth frequency is given. The resulting values of the position error and the gear ratio are minimal and, in particular, for multi-row gears can be negligible. The insensitivity of approximate gears to the errors in wheel manufacturing and gear assembly is shown. Several gear configurations and various motion transmission configurations are provided. Prospects for the use of gears with the simplest outlines of the teeth are associated with the lack of need for complex gear-processing equipment and the possibility of manufacturing and repair in the field conditions. In addition, such transmissions are indispensable for experimental installations because of the possibility of rapid changes in parameters that do not require significant time for design and manufacture.

Keywords: gears, non-conjugate gears, approximate gearing, multi-row gear, drive gear, position error, simple tooth shapes.

Введение

Зубчатые механизмы используются с глубокой древности. Элементы кинематических пар в то время были очень простыми (цилиндры и плоскости). Революционной в зубчатом зацеплении стала теорема Виллиса в 1841 г. [1]. Она определяет основной закон зацепления зубчатых профилей и устанавливает требования к взаимодействующим профилям. В этой теореме говорится, что если линия центров пересекает нормаль к профилям в точке контакта в одной и той же точке одной пары профилей, то передаточное отношение такого зацепления будет постоянным. Именно такую передачу с профилями, очерченными эвольвентами, предложил член Российской АН Леонард Эйлер в 1754 г. [1]. Однако, такие передачи, как эвольвентная, циклоидальная реализуют свои высокие эксплуатационные качества только при условии отсутствия погрешностей изготовления зубчатых и незубчатых элементов передачи, погрешностей сборки и деформаций под нагрузкой. Также такие передачи требуют сложнейшего оборудования для воспроизведения форм поверхностей зубьев.

В свою очередь, несопряженные передачи продолжают использоваться и в новейшее время, поскольку, например, до сих пор не удавалось сформировать сферическую эвольвентную поверхность и получить сопряженную коническую передачу. Несопряженные передачи проще в изготовлении и эксплуатации, при этом полностью выполняют поставленную перед ними задачу.

Цель исследований

Возвращаясь к простым формам кинематических элементов зубьев, упростить эксплуатацию и изготовление и повысить ремонтпригодность зубчатых передач, а также рассмотреть возможность минимизации погрешности зубцовой частоты, совместно с малой чувствительностью к погрешностям изготовления и сборки, а также к деформации под нагрузкой.

Материалы и методы

В данной статье рассматриваются математические модели зубчато-поводковых передач, основанные на матричном методе преобразования координат [1, 3]. Положение точки контакта определялось на профиле зуба ведущего колеса и профиле цевки. Затем, посредством матриц перехода, положение точки контакта определялось относительно неподвижной

(нулевой) системы координат. Таким образом составлялась система уравнений проекций радиус-векторов положения точки контакта и проекций ортов нормалей профилей в этой точке. Особые геометрические формы профилей учитывались при определении радиус-векторов относительно профилей зубьев и при матричных переходах между промежуточными системами координат. Результатом решения описанной выше системы уравнений явилось нахождение функции положения (угла поворота) ведомого колеса относительно ведущего ($\varphi_2(\varphi_1)$). В качестве среды математического моделирования использовался пакет математических программ MathCAD.

Также производилось виртуальное физическое моделирование посредством программы САПР SolidWorks, где выполнялось моделирование зацепления. После проверки 3D моделей было выполнено прототипирование при помощи аддитивных технологий.

Результаты и обсуждение

1. Цилиндрические зубчатые колеса

В качестве объекта исследования в данной статье представлена несопряженная зубчатая передача. В роли ведущего колеса выступает цевочное колесо. Оно берется за основу и не изменяется в ходе исследования. В зацепление с цевочным колесом вступает зубчатое колесо с особой формой зуба. В ходе исследования рассматриваются три формы зуба данного зубчатого колеса. Отталкиваясь от исторического опыта применения приближенных зубчатых передач, первым профилем выбирается простой прямоугольный зуб. Далее рассматриваем его вариации. Формы зубьев и цевки представляют прямые и дуги окружностей [2]. Для исследования выберем три основные формы зуба (рис. 1).

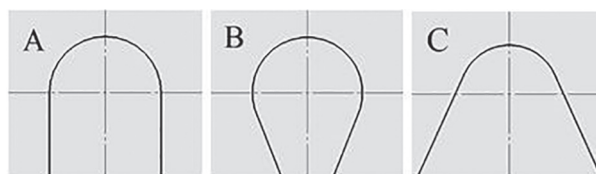


Рис. 1. Варианты форм:

A – прямая форма зуба: прямоугольник со скруглением торцевой стороны; *B* – острая форма зуба: образована прямыми, сходящимися под определенным углом к центру зубчатого колеса и дугой окружности; *C* – раскрытая форма зуба: образована прямыми, расходящимися под определенным углом к центру зубчатого колеса

В данном исследовании основными критериями оценки точности и плавности работы передачи выберем такие кинематические параметры, как функция ошибки положения и функция ошибки передаточного положения. С помощью этих критериев мы сможем оценить кинематическую погрешность передачи за один шаг, а также характер и величины ударов при пересопряжении [1].

По итогам моделирования зацепления и анализа функций ошибки положения и ошибки передаточного отношения, находим, что большим преимуществом пользуется контакт острого зуба формы «В» с цевкой. На протяжении всего времени зацепления

функции положения и передаточного отношения не имеет скачков и резких переходов. Они дифференцируемы и непрерывны на всем протяжении диапазона шага, в отличие от тех же функций для форм «А» и «С».

На рис. 2 видно, что для функции ошибки положения ($A(\varphi_1)$) выполняется требование непрерывности. Момент пересопряжения соседних пар зубьев представлен скачком передаточного отношения. Эти переходы прослеживаются и на функции ошибки передаточного отношения. Здесь пересопряжения вызывают скачки функции, что говорит о наличии жестких ударов. Однако отметим, что в процессе сопряжения одной пары зубьев

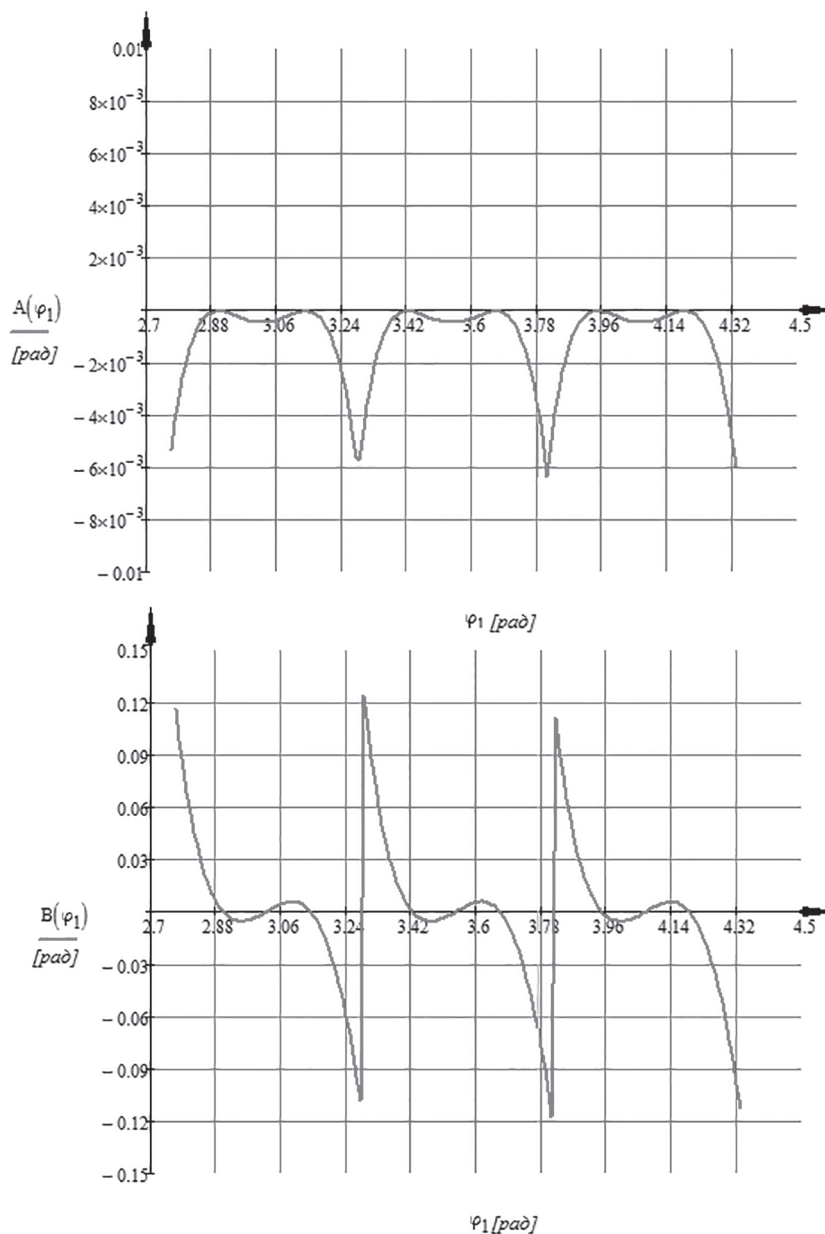


Рис. 2. Функции ошибки положения ($A(\varphi_1)$) и передаточного отношения ($B(\varphi_1)$) при перезацеплении двух пар зубьев

нет ни жестких, ни мягких ударов. А коэффициент перекрытия за время поворота на угловой шаг $\varepsilon = 1$.

Из рис. 2 следует, что амплитуда функции $A(\varphi_1)$ составляет: $\Delta\varphi_{\max} = 0,006$ рад.

Ввиду полученных характеристик, описанных выше, данная передача не может обеспечивать должный уровень точности и плавности движения. При этом стоит отметить отсутствие кромочного контакта в процессе зацепления одной пары зубьев. Скачки передаточного отношения наблюдаются только при пересопрежении.

Рассмотрим возможности уменьшения ошибки функции положения за счет изменения геометрических параметров зубьев.

2. Геометрические параметры

Следующим этапом исследования определим влияние основных геометрических характеристик на кинематические параметры зацепления. Такое исследование определит уровень чувствительности рассматриваемой зубчатой передачи к погрешностям изготовления зубчатых колес.

Варьируя радиусом скругления зуба, будем изменять образующий зуб угол – угол α ножки зуба. Это возможно при условии, что линии, характеризующие ножку зуба, во всех случаях касательны к головке зуба и сходятся в центре делительной окружности зубчатого колеса.

На рис. 3 представлены семейства кривых, характеризующих кинематические параметры

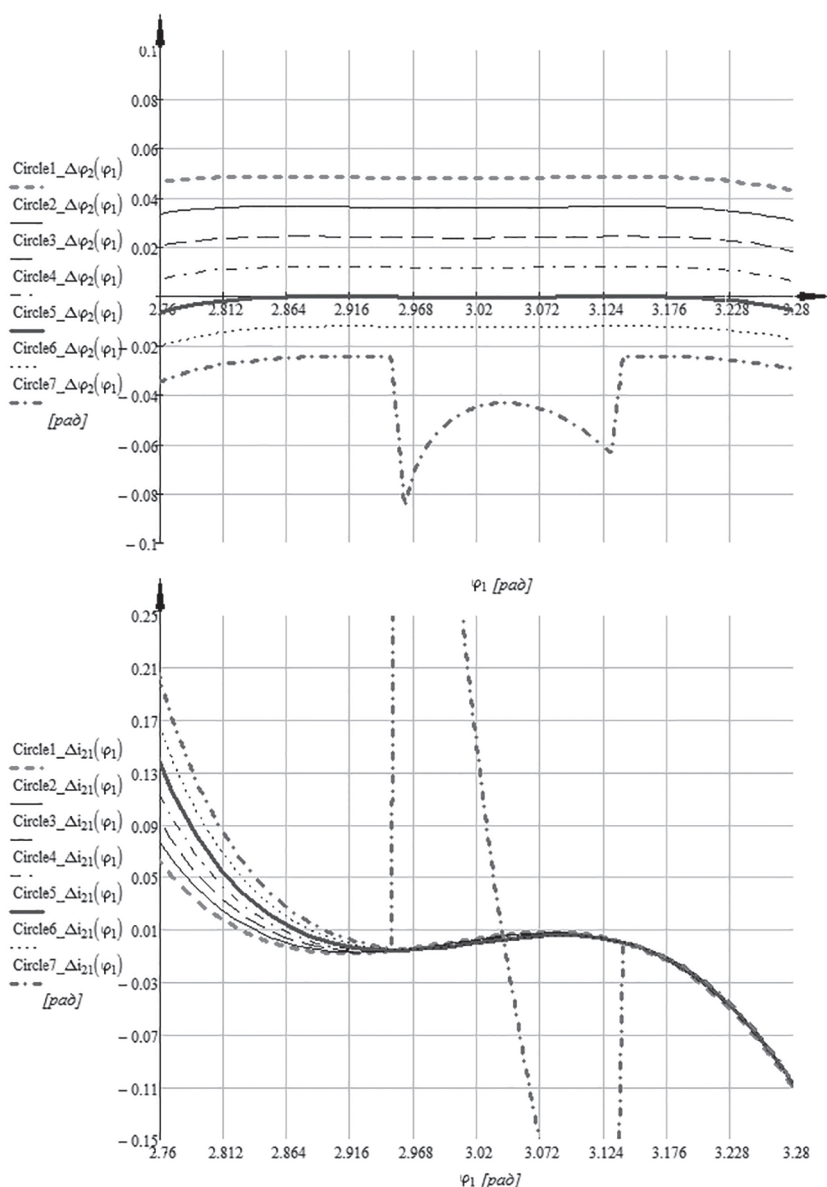


Рис. 3. Функции ошибки положения и ошибки передаточного отношения передачи для варьирования параметром радиуса зуба

передачи, при изменении радиуса зуба от 7 мм (Circle1_ $\Delta\varphi_2(\varphi_1)$, жирная штриховая линия) до 4 мм (Circle7_ $\Delta\varphi_2(\varphi_1)$, жирная штрихпунктирная линия) с шагом 0,5 мм.

Здесь (рис. 3) прослеживается, что при увеличении радиуса зуба, а следовательно, и угла α улучшается плавность передачи за счет снижения разницы крайних значений ошибки передаточного отношения, однако увеличивается статическая ошибка положения. А при уменьшении радиуса зуба наступает момент разрыва функций, что означает переход фазы зацепления «цевка – окружность зуба» к фазе «цевка – прямая зуба». Это является негативным фактором, которого мы старались избежать на предыдущем этапе исследования.

Теперь рассмотрим влияние одновременно изменения радиусов зуба и цевки, сохраняя их равенство.

На рис. 4 представлены семейства кривых, характеризующих кинематические параметры передачи при изменении радиуса зуба и радиуса цевки от 7 мм (Circle1_ $\Delta\varphi_2(\varphi_1)$, жирная штриховая линия) до 4 мм (Circle7_ $\Delta\varphi_2(\varphi_1)$, жирная штрихпунктирная линия) с шагом 0,5 мм.

Здесь (рис. 4) также прослеживается улучшение плавности передачи при увеличении радиусов.

После перебора параметров определяем, что для исследуемой передачи является приемлемым значение радиусов зуба и цевки, равное 5 мм.

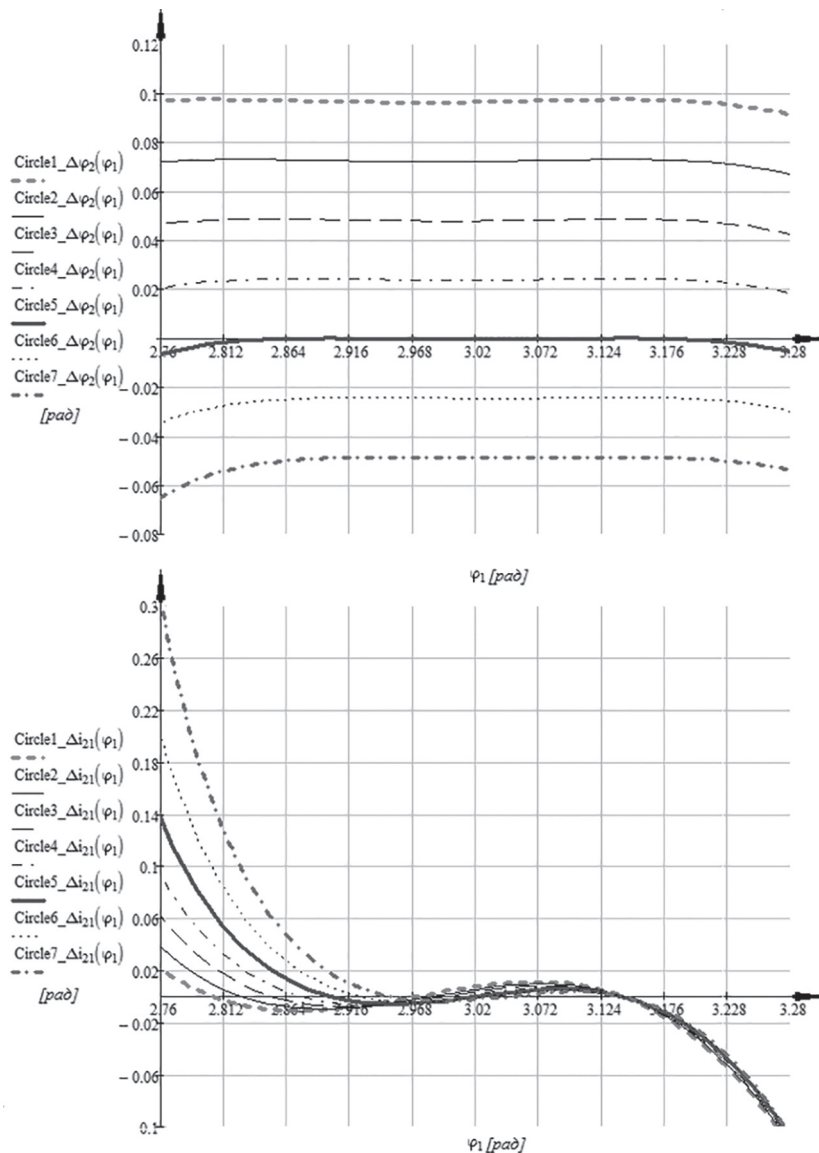


Рис. 4. Функции ошибки положения и ошибки передаточного отношения передачи для варьирования параметрами: радиус зуба и радиус цевки

3. Многорядное зубчатое колесо

Для улучшения характеристик точности и плавности зацепления исследуем такую компоновку зубчатых колес, как многорядное исполнение. Элементарную передачу плоского зубчатого колеса и цевочного колеса, описанные выше, расположим в n рядов, сместив каждый последующий ряд на угол $\gamma = \tau/n$, где τ – угловой шаг колеса, равный $\tau = 2\pi/z$. В результате получим многорядную (псевдо-косозубую) передачу, в которой полностью отсутствуют осевые составляющие нагрузки (рис. 5).

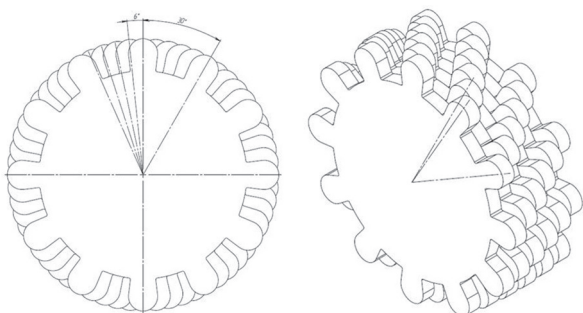


Рис. 5. Многорядное исполнение зубчатого колеса

Для данного исполнения зубчатого и цевочного колеса определим функции ошибки положения и передаточного отношения (рис. 6).

На рис. 6 видно, что за счет перехода зацепления на последующие ряды (слои) зубчатого колеса достигается уменьшение амплитуды функции ошибки положения ($C(\varphi_1)$). Тем самым увеличивается точность зацепления.

Из графика $C(\varphi_1)$ (рис. 6) видим, что амплитуда функции $\Delta\gamma_{\max} \approx 3 \cdot 10^{-4}$ рад. Отсюда: $f_{z=0} = 12,4$ мкм. Такое значение немногим менее значения шестой степени точности по показателю плавности по ГОСТ 1643-81 для аналогичных параметров [4]. Очевидно, что при увеличении количества рядов многорядной передачи будет уменьшаться значение амплитуды функции ошибки передаточного отношения.

По данной компоновке зубчатых колес был выполнен макет с применением аддитивных технологий. Макет выполнен в масштабе 1:1 к рассчитываемой в работе модели и представляет собой зацепление многорядных зубчатых колес на параллельных осях с возможностью смены зубчатых колес (рис. 7). Макет изготовлен из PLA-пластика на 3D-принтере и предназначен для визуализации многорядного зацепления и отработки компоновки.

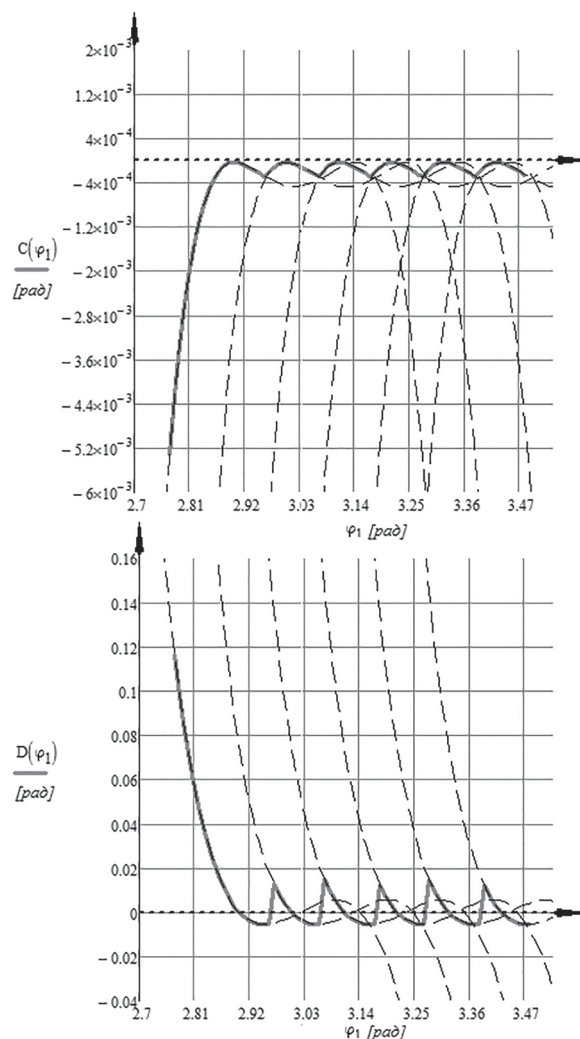


Рис. 6. Функции ошибки положения ($C(\varphi_1)$) и передаточного отношения ($D(\varphi_1)$) для зацепления многорядных зубчатых колес



Рис. 7. Макет многорядного зацепления зубчатых колес

Также было выполнено пробное изготовление однослойного зубчатого колеса по средствам лазерной резки из материала сталь 3 (рис. 8).

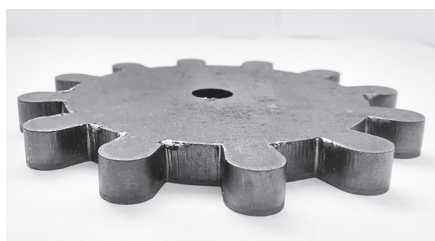


Рис. 8. Зубчатое колесо из стали 3

Можно отметить применимость разных технологий изготовления. Однако для массового производства следует рассматривать более производительные технологии, такие как вырубка штамповкой.

4. Конические зубчатые колеса

В предыдущих частях предлагались цилиндрические передачи на параллельных осях. Но известны случаи передачи движения на перпендикулярных и скрещивающихся осях при помощи кинематических пар с простыми элементами. Главным образом, такие передачи основываются на принципе конических зубчатых передач [6–9].

В зубчато-поводковых колесах (рис. 9) оси поводков лежат на начальном конусе. Поводки заделаны в боковую конусную поверхность ступицы и равномерно распределены с угловым шагом $\sigma = \frac{360^\circ}{z}$, где z – число поводков. Основание дополнительного усеченного конуса совмещено с цилиндрической поверхностью.

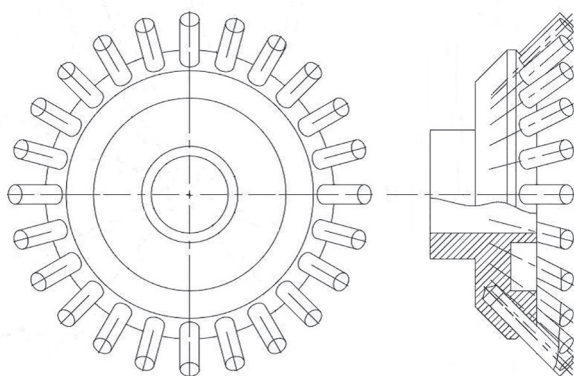


Рис. 9. Зубчато-поводковое колесо

Полученные расчетные данные характеризуют качество зацепления, в частности значение наибольшей циклической погрешности зубцовой частоты не превышает $4,123 \cdot 10^{-3}$ радиан ($i_{12} = 1$, $z_1 = 15$, $\rho_2 = \rho_1 = 1,5$ [мм], где i_{12} – передаточное отношение, z – количество зубьев, ρ_2, ρ_1 – радиусы поводков первого и второго колеса).

Точки контакта не выходят на верхнюю кромку поводка и нижнюю граничную линию (границу радиального зазора). Однако с уменьшением числа поводков увеличивается угловой шаг и длина активной действующей линии на поверхностях поводков. В табл. 1 расчетные данные, полученные для передач с $i_{21} = 1$ при наименьшем числе поводков шестерни $z_1 = 6$ ч 20. В табл. 2 представлены те же данные при $i_{12} = 2$ и существенно различных числах поводков шестерни $z_1 = 8, 10, 12$ и 15.

Анализ полученных результатов характеризует качество зацепления и, прежде всего, малое значение наибольшей погрешности зубцовой частоты и погрешности передаточного отношения. При этом с ростом передаточного отношения $\Delta\varphi_2$ и Δi_{21} уменьшаются. С увеличением числа поводков на шестерне при неизменном передаточном отношении эти параметры также уменьшаются.

Передаточное отношение существенно влияет на параметры зубчато-поводковой передачи. Для определения области рационального передаточного отношения был произведен математический расчет значений качественных характеристик зубчато-поводковых передач. Расчетные данные подтвердили, что с увеличением передаточного отношения минимальное теоретическое значение числа поводков ведущего колеса можно уменьшить, т.к. уменьшается длина активной линии зацепления. При этом уменьшается ошибка функции положения и передаточного отношения. Следует отметить, что при увеличении передаточного отношения циклическая погрешность и «скачок» скорости в момент пересопределения уменьшается. Следовательно, минимальное рациональное число поводков ведущего колеса уменьшается с увеличением передаточного отношения.

Заключение

Очевидно, что не имеет смысла использовать приближенные передачи в точных, особенно отсчетных, передачах. Однако плав-

Таблица 1

Качественные характеристики зубчато-поводковой передачи для $i_{12} = 1$

Число поводков, [целое число]											
$z_1 = z_2 = 6; i_{12} = 1$						$z_1 = z_2 = 20; i_{12} = 1$					
$\varphi 1 \cdot 10^{-1}$ [рад.]	$\varphi 2(\varphi 1) \times 10^{-1}$ [рад.]	$\Delta\varphi 2(\varphi 1) \times 10^{-3}$ [рад.]	$\Delta i 21(\varphi 1) \times 10^{-1}$ [рад.]	$u 1(\varphi 1)$	$u 2(\varphi 1)$	$\varphi 1 \cdot 10^{-1}$ [рад.]	$\varphi 2(\varphi 1) \times 10^{-1}$ [рад.]	$\Delta\varphi 2(\varphi 1) \times 10^{-3}$ [рад.]	$\Delta i 21(\varphi 1) \times 10^{-1}$ [рад.]	$u 1(\varphi 1)$	$u 2(\varphi 1)$
-4,95	5,52	-57	-2,08	2,24	0,34	-1,56	1,58	2,59	-0,33	0,57	-0,08
-3,79	4,13	-35	-1,75	1,46	-0,07	-1,21	1,22	1,56	-0,26	0,40	-0,11
-2,62	2,79	-17	-1,28	0,86	-0,23	-0,86	0,87	0,79	-0,18	0,26	-0,11
1,46	1,51	-5,26	-0,72	0,40	-0,22	-0,51	0,51	0,28	-0,11	0,13	-0,08
-0,30	0,30	-0,21	-0,14	0,07	-0,06	-0,16	0,16	0,03	-0,03	0,04	-0,03
0,87	-0,85	-1,77	0,40	-0,15	0,21	0,19	-0,19	0,01	0,03	-0,04	0,04
2,03	-1,94	-9,28	0,87	-0,24	0,58	0,54	-0,53	0,30	0,11	-0,09	0,14
3,19	-2,98	-22	1,25	-0,21	1,03	0,89	-0,88	0,82	0,18	-0,11	0,26
4,36	-3,98	-38	1,53	-0,02	1,57	1,23	-1,22	1,59	0,25	-0,11	0,40
5,52	-4,95	-57	1,72	0,34	2,24	1,58	-1,56	2,59	0,32	-0,08	0,57

Таблица 2

Качественные характеристики зубчато-поводковой передачи для $i_{12} = 2$

Число поводков, [целое число]											
$z_1 = 8; z_2 = 61; i_{12} = 2$						$z_1 = 10; z_2 = 20; i_{12} = 2$					
$\varphi 1 \cdot 10^{-1}$ [рад.]	$\varphi 2(\varphi 1) \times 10^{-1}$ [рад.]	$\Delta\varphi 2(\varphi 1) \times 10^{-3}$ [рад.]	$\Delta i 21(\varphi 1) \times 10^{-1}$ [рад.]	$u 1(\varphi 1)$	$u 2(\varphi 1)$	$\varphi 1 \cdot 10^{-1}$ [рад.]	$\varphi 2(\varphi 1) \times 10^{-1}$ [рад.]	$\Delta\varphi 2(\varphi 1) \times 10^{-3}$ [рад.]	$\Delta i 21(\varphi 1) \times 10^{-1}$ [рад.]	$u 1(\varphi 1)$	$u 2(\varphi 1)$
-3,56	1,90	12	-0,71	1,15	0,05	-0,29	1,5	6,21	-0,46	0,93	0,03
-2,69	1,41	6,65	-0,52	0,79	-0,05	-0,22	1,12	3,46	-0,33	0,64	-0,05
-1,82	0,94	2,95	-0,33	0,49	-0,09	-0,15	0,75	1,55	-0,22	0,40	-0,07
-0,95	0,48	0,77	-0,17	0,23	-0,07	-0,78	0,39	0,42	-0,11	0,19	-0,06
-0,07	0,03	0	-0,01	0,02	0	-0,07	0,03	0	-0,01	0,17	0
0,8	-0,39	0,51	0,13	-0,15	0,10	0,62	-0,31	0,25	0,07	-0,12	0,08
1,67	-0,81	2,14	0,24	-0,27	0,25	1,32	-0,65	1,07	0,16	-0,22	0,20
2,55	-1,23	4,72	0,34	-0,34	0,44	2,02	-0,98	2,40	0,22	-0,27	0,35
3,42	-1,63	8,06	0,42	-0,37	0,66	2,72	-1,32	4,14	0,28	-0,30	0,54
4,29	-2,03	12	0,47	-0,34	0,92	3,41	-1,64	6,21	0,32	-0,28	0,75

ность рассмотренных передач в данной статье вполне удовлетворительная. Что же касается нагрузочной способности, то она может быть обеспечена в описанных многорядных передачах за счет увеличенной длины контактных линий. К несомненным преимуществам таких передач следует отнести дешевизну, высокую ремонтнопригодность и простоту конструкции. Например, в качестве цилиндрических поводков в конических зубчато-поводковых передачах можно использовать закаленные цилиндрические штифты по ГОСТ 24296-93 [10].

Приближенные передачи могут иметь эффективные характеристики. Так, отличительной особенностью многорядного зацепления, выгодно выделяющей его на фоне косозубых

передач, является полное отсутствие осевых нагрузок. А с помощью поводковых передач на скрещающихся и пересекающихся осях, описанных в работе, можно добиться больших значений передаточного числа, нежели при конических зубчатых колесах.

Таким образом, данное исследование рассматривает направления расширения возможностей зубчатых передач.

Литература

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. 584 с.
2. Тимофеев Б.П., Пономаренко М.Ю., Ковалевич А.В. Приближенные зубчатые передачи с косочно-линейным контактом // Известия высших

- учебных заведений. Приборостроение. 2018. Т. 61. № 2. С. 135–140.
3. Тимофеев Б.П., Уланов А.А. Кинематика зубчатых передач традиционного вида // Теория механизмов и машин. 2013. № 2 (22).
 4. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: ИПК Издательство стандартов, 1981. 45 с.
 5. Литвин Ф.Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. М.: Машиностроение, 1973. 696 с.
 6. Тимофеев Б.П. Синтез и анализ обкатных конических колес с круговыми зубьями: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1969.
 7. Кабатов Н.Ф., Лопато Г. А. Конические колеса с круговыми зубьями. М.: Машиностроение, 1966. 300 с.
 8. Сегаль М.Г. Виды локализованного контакта конических и гипоидных передач // Машиноведение. 1970. № 1. С. 56–63.
 9. Сызранцев В.Н. Анализ зацепления конических колес, образованных спиральным инструментом // Теория и расчет передаточных механизмов: Сб. Хабаровск: ХПИ, 1975. С. 32–41.
 10. ГОСТ 24296-93. Штифты цилиндрические закаленные. Технические условия. М.: Издательство стандартов, 1994. 6 с.
- Reference**
1. Litvin F.L. Teoriya zubchatykh zaceplenij [Tooth gear theory]. Moscow: Nauka Publ., 1968. 584 p.
 2. Timofeev B.P., Ponomarenko M.YU., Kovalevich A.V. Approximate gear transmission with a piece-linear contact. Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij. Priborostroenie. 2018. Vol. 61. No 2, pp. 135–140 (in Russ.).
 3. Timofeev B.P., Ulanov A.A. Kinematics of traditional teeth gears. Teoriya mekhanizmov i mashin. 2013. No 2(22) (in Russ.).
 4. GOST 1643-81 Basic norms of interchangeability. Cylindrical gears. Tolerances. Moscow: IPK Izdatel'stvo standartov Publ., 1981. 45 p.
 5. Litvin F.L. Proektirovanie mekhanizmov i detalej priborov [Design of mechanisms and parts of devices]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 696 p.
 6. Timofeev B.P. Sintez i analiz obkatnykh konicheskikh koles s krugovymi zub'yami: Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Synthesis and analysis of circular bevel gears: Abstract to Dissertation for Degree of Ph.D. (Engineering)]. Lenin-grad, 1969.
 7. Kabatov N.F., Lopato G.A. Konicheskie koleasa s krugovymi zub'yami [Bevel gears with circular teeth]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1966. 300 p.
 8. Segal' M.G. Types of localized contact of conical and hypoid gears. Mashinovedenie Publ. 1970. No 1, pp. 56–63 (in Russ.).
 9. Syzrancev V.N. Analysis of the engagement of bevel wheels formed by a spiral tool. Teoriya i raschet pereda-tochnykh mekhanizmov: Sb. Habarovsk: HPI Publ., 1975, pp. 32–41(in Russ.).
 10. GOST 24296-93 Hardened cylindrical pins. Technical specifications. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 1994. 6 p.