

УДК 621.01

С. Ю. Лебедев, ассистент, Д. А. Бабичев, канд. техн. наук, гл. спец. по технолог. проектированию ТИУ; Н. Н. Карнаухов, д-р техн. наук, проф.

Д. Т. Бабичев, д-р техн. наук, проф.

Тюменский индустриальный университет (ТИУ), Россия

Тел./Факс: +7 (3452) 283660; E-mail: genreral@tyuiu.ru

НОВЫЙ МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЙ С ПОВЫШЕННОЙ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТЬЮ НА ПРИМЕРЕ СИНТЕЗА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье изложены концепция и идеология синтеза цилиндрических не эвольвентных передач. Отличие концепции от применяемых методик – первоначальный синтез оптимальных линий зацепления в торцовом сечении при ещё неизвестных профилях зубьев передачи и зуборезного инструмента. Это стало возможным после того, как удалось найти все кривизны в зацеплении через параметры точки на линии зацепления. Методология может использоваться и для глубокой модификации эвольвентных передач, при которой можно существенно улучшить любой из значимых критериев нагрузочной способности: толщину масляной плёнки, удельное скольжение и другой (в том числе – комплексный). Приведены последовательность и пример такой модификации конкретной эвольвентной передачи. При этом в качестве критерия нагрузочной способности взяты контактные напряжения по Герцу.

Ключевые слова: цилиндрические передачи, контактная прочность, оптимизационный синтез.

S. Yu. Lebedev, D. A. Babichev, N. N. Karnaukhov, D. T. Babichev

NEW METHOD FOR DESIGNING MESHINGS WITH INCREASED CONTACT STRENGTH ON THE EXAMPLE OF SYNTHESIS OF CYLINDRICAL SPUR GEAR

The article describes the concept and ideology of the synthesis of cylindrical non-involute gears. The concept differs from the applied methods - the initial synthesis of the optimal meshing lines in the end section with still unknown profiles of the gear teeth and gear cutting tool. This became possible after finding all the curvatures in the gearing through the parameters of the point on the meshing line. The methodology can also be used for a profound modification of involute gears, in which any of the important criteria of load capacity can be significantly improved: the thickness of the oil film, the specific slip and the other (including complex). The sequence and example of such modification of a specific involute gear are given. In this case, the Hertz contact stresses are taken as a criterion of the load capacity.

Keywords: cylindrical gears, contact strength, optimization synthesis.

Введение

Особенность предлагаемого метода синтеза цилиндрических передач – вначале находится оптимальная линия зацепления (ЛЗ), и лишь затем – профили зубьев. Это стало возможным после того как нами была получена базовая формула [1] для расчета кривизны производящей рейки через параметры ЛЗ (не находя профиль рейки). При расчете радиусов кривизны ρ_1 и ρ_2 шестерни и колеса используем известное уравнение Эйлера-Савари (не зная профилей шестерни и колеса, а зная лишь их радиусы кривизны в точках на ЛЗ). Синтез основан на анализе качественных показателей на множестве возможных точек контакта зубьев в системе координат стойки. В статье в качестве критерия качества взяты контактные напряжения σ_H по Герцу.

1. Этапы проектирования передач

Проектирование передач с повышенной контактной нагрузочной способностью – процесс многоэтапный. Этапы проектирования передачи при оптимизационном синтезе по методу, излагаемому нами в статье, представлены на рис. 1.

© Лебедев С.Ю., Бабичев Д.А., Карнаухов Н.Н., Бабичев Д.Т.; 2018

- Этап 1. Выбор передачи-прототипа (например, эвольвентной); уточнение её параметров; предварительная оптимизация; выявление перегруженных и недогруженных мест на ЛЗ
- Этап 2. Расчет кривизны и других качественных показателей контакта зубьев во всех точках ЛЗ передачи-прототипа; исследование влияния угла наклона ЛЗ на качество контакта в окрестности выявленных мест на ЛЗ (ещё не имея профилей зубьев !!!)
- Этап 3. Корректировка ЛЗ; расчет качественных показателей контакта зубьев для изменяемой ЛЗ; оптимизация ЛЗ; предварительное нахождение сопряженных профилей зубьев и коэффициента перекрытия
- Этап 4. Корректировка ЛЗ и модификация профилей зубьев; расчет качественных показателей контакта зубьев для откорректированной ЛЗ; оптимизация ЛЗ; нахождение уточненных сопряженных профилей зубьев
- Этап 5. Проверочные расчеты на контактную и изгибную прочность и другие

Рисунок 1. Этапы проектирования передачи

На рис. 2 приведен принципиальный алгоритм и перечень программ, создаваемых для реализации трех первых этапов синтеза. Блок 1 соответствует этапу 1. Блоки 2, 3, 4, 5 – этапу 2. Связи между блоками – основа этапа 3.

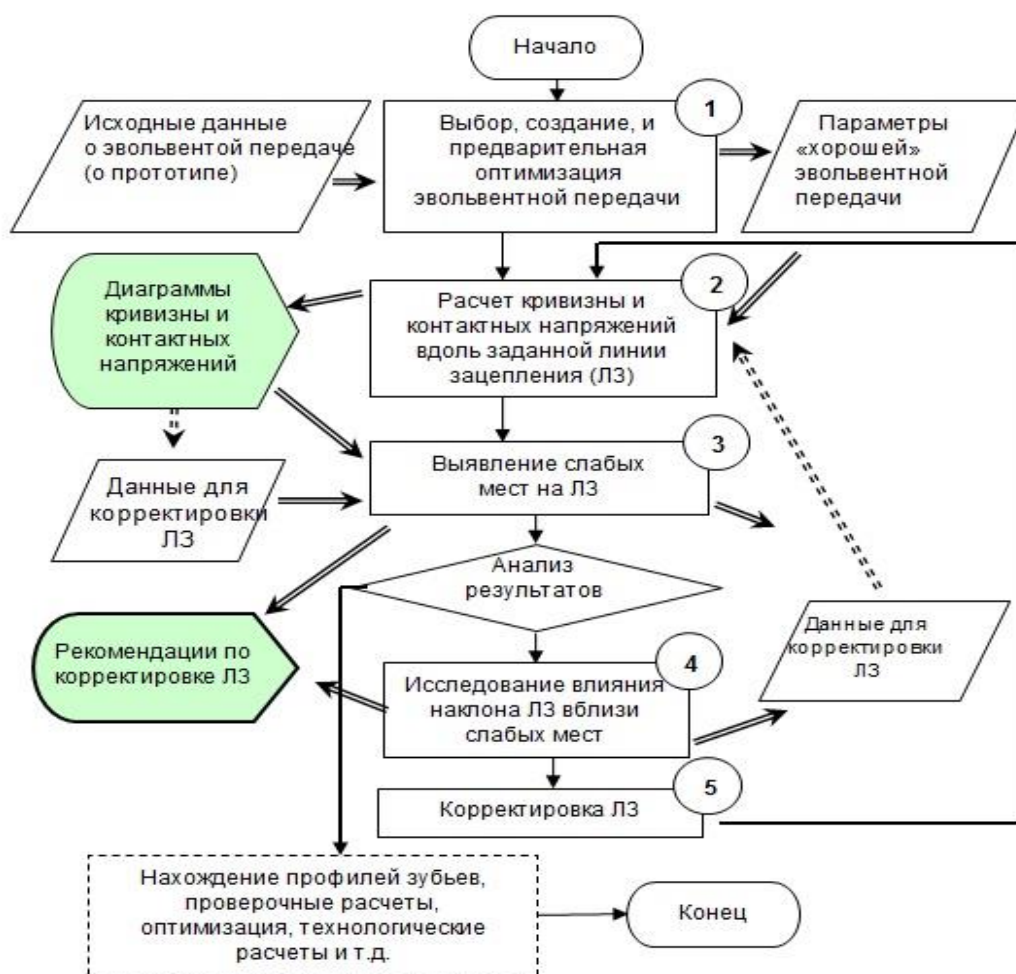


Рисунок 2. Алгоритм синтеза передач с повышенной контактной прочностью

Поясним последовательность синтеза передач по предлагаемому методу на примере конструирования зубчатой пары бортовой передачи одноковшового гидравлического экскаватора. На рис.3 показан фрагмент чертежа этой передачи.

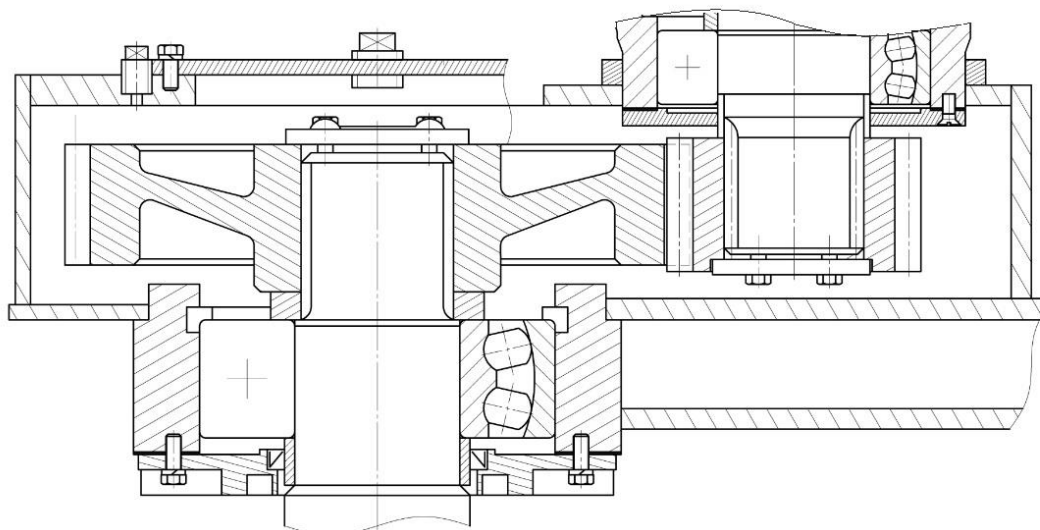


Рисунок 3. Чертеж бортовой передачи

2. Первый этап: выбор передачи-прототипа и уточнение её параметров.

На первом этапе проектирования в качестве передачи-прототипа спроектируем эвольвентную передачу, имеющей те же числа зубьев, что и старая бортовая передача экскаватора, и которую можно разместить в том же корпусе. Проектирование выполняем разработанным ранее в ТИУ программ, которые используются при обучении студентов, в том числе при выполнении ими курсовых проектов и лабораторных работ. Исходные данные бортовой передачи и элементы интерфейса одной из этих программ проектирования эвольвентных передач показаны на рис. 4.



Рисунок 4. Исходные данные о передаче и элементы интерфейса программы

Программа может подбирать коэффициенты смещений из условия наибольшей контактной прочности, наибольшей прочности на изгиб, наибольшей износостойкости. Она отрисовывает эвольвентное зацепление, показывает движение зубчатых колёс и точки контакта вдоль линии зацепления и одновременно отображает на диаграммах текущие значения качественных показателей в текущей точке контакта зубьев. При этом пользователь, видя «живые» картины зацепления и диаграммы может управлять, как движением звеньев (с помощью пульта управления, показанного на рис. 4), так и задавать разные законы изменения силы между зубьями в начале и в конце ЛЗ (рис 4).

На рис.5 показаны три шага предварительной оптимизации эвольвентной передачи – за счет подбора оптимальных коэффициентов смещения.

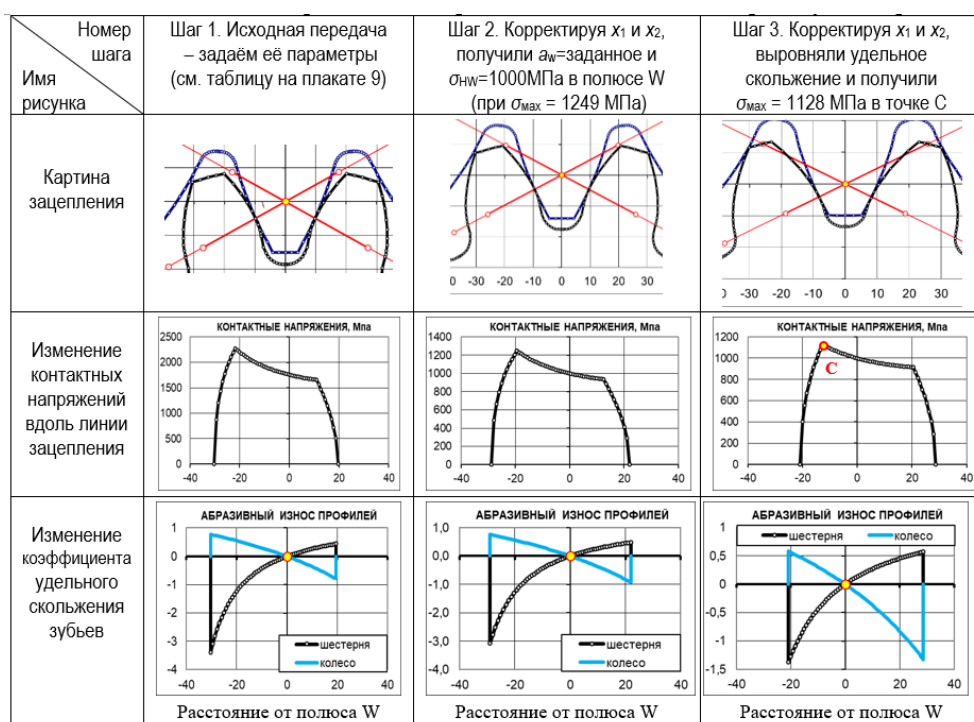


Рисунок 5. Шаги при создании прототипа – эвольвентной прямозубой передачи

На первом шаге задали коэффициенты смещения по таблицам центрального конструкторского бюро редукторостроения (ЦКБР) по критерию наибольшей контактной прочности (колонка 1);

На втором шаге корректируем коэффициенты смещения, так чтобы получить требуемое межосевое расстояние(колонка 2);

Третий шаг: корректируем коэффициенты смещения, так чтобы выровнять удельное скольжение на ножках зубьев шестерни и колеса, и одновременно уменьшить наибольшее контактное напряжение σ_{Hmax} , действующее в точке C пересопряжения зубьев(колонка 3).

Результаты этой предварительной оптимизации:

- ✓ Напряжения σ_{Hmax} , снижены на 10%, и окружную силу можно увеличить в 1,21 раза.
- ✓ Наибольшее удельное скольжение снижено в 2 раза.

Это максимум того, что можно получить от эвольвентной передачи, нарезаемой стандартным инструментом. У этой передачи перегруженное место при контакте зубьев в начале линии зацепления, и недогруженное – при контакте зубьев в конце ЛЗ.

3. Второй этап: анализ качественных показателей контакта во всех точках линии зацепления передачи-прототипа.

Анализ проводим по новым создаваемым исследовательским программам [2].

Основные *исходные данные о передаче* для этих программ близки к тем, какие используют все при проверочных расчетах всех видов передач.

Отличительная особенность *исходных данных о геометрии зубьев* для этих программ в том, что задаётся изначально не вид профиля зуба на одном из звеньев (производящей рейке, шестерне или колесе), а вид линии зацепления. При этом, линия зацепления компонуется, в общем случае, из нескольких базовых элементов. В качестве базовых элементов берутся: отрезки прямых, дуги окружностей и отрезки эвольвент. Эти отрезки могут стыковаться друг с другом плавно или с изломом. Обоснование выбора именно такого набора базовых элементов здесь не приводим. Расчетные схемы и системы исходных данных для базовых элементов приведены в [2].

Отличительные особенности *новых программ*:

- ✓ Результаты расчетов – кривизны всех элементов зацепления для всего множества точек на линии зацепления, а также главные качественные показатели контакта зубьев в передаче (в статье только контактные напряжения σ_H по Герцу) – рис. 6-7.
- ✓ Вычисление кривизн основано на следующей базовой формуле [1, 2]:

$$\rho_0 = -\text{sign}(x \cdot y) \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \left(1 + \frac{\tan \alpha}{\tan \lambda}\right), \quad (1)$$

где ρ_0 – радиус кривизны профиля производящей рейки; x, y – координаты текущей точки контакта K на ЛЗ в неподвижной системе координат XWY ; α – угол зацепления, т.е. угол между общей нормалью \mathbf{n} к профилям в точке K и осью WX ; λ – угол между контактной нормалью KW и касательной dL к ЛЗ (см. левую часть рис. 7).

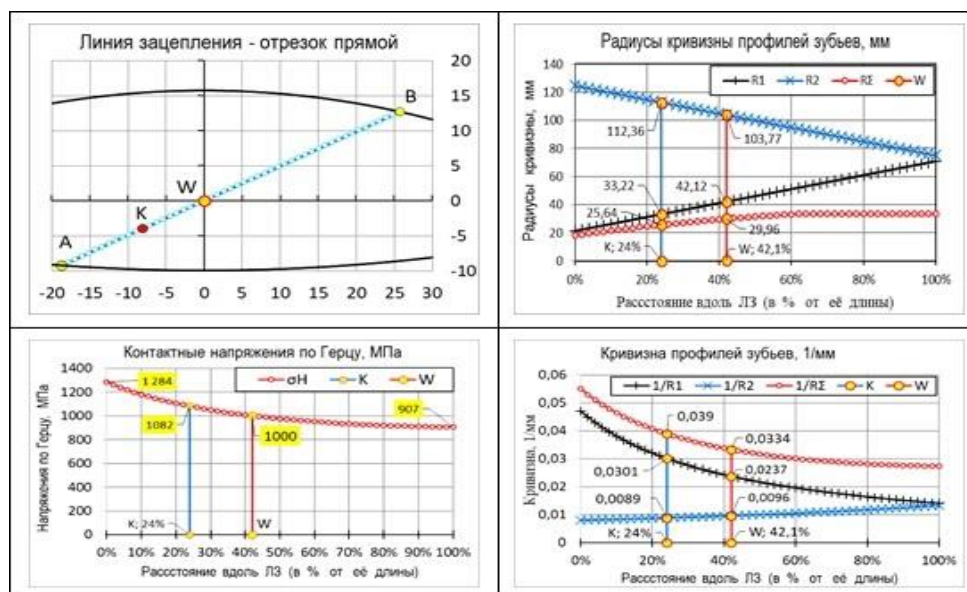


Рисунок 6. Кривизны и контактные напряжения в передаче с заданной линией зацепления

При расчете кривизн, используется также и общеизвестная формула Эйлера-Савари.

На рис. 6 представлены результаты вычислений и анализа геометрии зубьев по одной из новых программ. Результаты в точности совпадают с результатами, полученными на этапе 1 по программе для эвольвентных передач.

Новая программа рассчитала эти данные, зная лишь координаты множества точек на ЛЗ, и не зная, что это эвольвентная передача. Тем самым подтверждается пригодность предложенной методики и создаваемых программ для анализа геометрии любых цилиндрических передач, в которых ЛЗ задана набором базовых отрезков.

4. Основы третьего этапа: корректировка линии зацепления.

Поясним лишь принцип того, как изменяя линию зацепления, можно уменьшить контактные напряжения в окрестности любой точки на ЛЗ. Например, в начале работы ножи зуба шестерни. На рис. 6 слева видно, что в точке А напряжения $\sigma_{Hmax}=1284$ МПа, превышая почти на 30% напряжения в полюсе W. Изменить σ_H можно лишь за счет изменения в точке на ЛЗ угла θ наклона касательной к ЛЗ (рис. 7 – слева – и формула 1). Чтобы узнать насколько следует изменить угол θ , надо исследовать, как влияет изменение θ на σ_H в точке на ЛЗ, где желаем снизить σ_H . На рис.7 представлены результаты такого исследования. При исследовании задали координаты точки K вблизи начала ЛЗ. На диаграмме рис.7 справа внизу видно, что угол наклона θ , при котором можно снизить контактные напряжения лежит в пределах от 20 до 23 градусов.

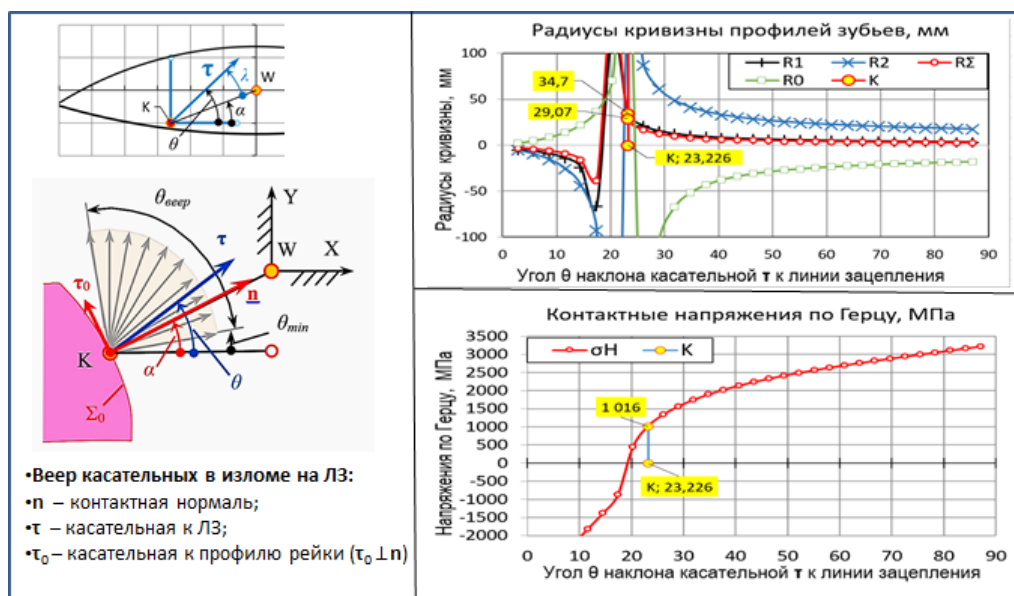


Рисунок 7. Влияние угла наклона ЛЗ на σ_{Hmax} вблизи от укрепляемых мест на ЛЗ

По результатам подобного исследования можно подкорректировать ЛЗ так, чтобы σ_{Hmax} приблизилось к σ_{Hw} в полюсе зацепления. И тогда получим передачу, названную в [3] равнопрочной. Как любая равнопрочная конструкция она будет обладать наименьшим весом и размерами (но лишь, если использован надёжный и достоверный критерий нагрузочной способности – и в этом не малая проблема!).

Как корректировать линию зацепления, и затем находить и корректировать профили зубьев передачи (этапы 3-5 на рис.1), в данной статье не рассматриваем. Заметим, что даже *нахождение сопряженных профилей по заданной линии зацепления, является задачей достаточно сложной и требует большого объёма вычислений* [4,5].

5. Важное замечание о выборе передачи-прототипа при проектировании

У нас в примере проектирования в качестве передачи-прототипа взята созданная по типовой методике эвольвентная передача, которая является немного улучшенной-версией существующей передачи. Это не лучший вариант выбора прототипа. Полагаем, что в качестве начального прототипа улучшаемой передачи следует брать передачу, по которой накоплены статистические данные о долговечности, причинах выхода из строя, месте и характере разрушения рабочих поверхностей зубьев. И слабые места на профилях зубьев, подлежащие укреплению, выявлять на основе анализа этих данных. Анализ данных проводить, опираясь на расчёты значений группы локальных качественных показателей контакта зубьев вдоль всей линии зацепления. По результатам такого анализа и принимать решение – в каких местах на линии зацепления (и на профилях зубьев) и на какую величину следует изменить наиболее значимые показатели контакта зубьев. И в последующем отслеживать, как принятое решение повлияло на долговечность передач и характер разрушения зубьев.

Выводы

1. Изложены концепция и методология синтеза цилиндрических зубчатых передач с повышенной контактной прочностью зубьев, основанные на первоначальном синтезе оптимальной линии зацепления в торцовом сечении.

2. Методика ориентирована на вычисление любых качественных показателей взаимодействия зубьев в любой точке на линии зацепления, *не находя самих профилей зубьев*. Это позволяет при оптимизационном синтезе передач удалить из внутренних циклов трудоёмкие вычисления для нахождения профилей зубьев.

3. Изложенная концепция синтеза ориентирована на создание в последующем САПР “Зубчатые и червячные передачи”, для проектирования по *единой методике* самых разных видов передач, обладающих повышенной нагрузочной способностью.

4. Полагаем, что предлагаемый метод синтеза наиболее перспективен для существенной модернизации эвольвентных цилиндрических передач (см. раздел 4).

Работа выполнена в рамках проекта № 9.6355.2017/БЧ госзадания Минобрнауки РФ на 2017–2019 гг. в ТИУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабичев, Д. Т. Основы проектирования цилиндрических передач при первоначальном синтезе оптимальной линии зацепления в торцовом сечении / Д. Т. Бабичев, С. Ю. Лебедев, Д. А. Бабичев // Современное машиностроение: Наука и образование. – СПб: СПбГТУ, 2018. – С. 681-692.

2. Лебедев, С. Ю. Разработка комплекса программ для анализа и оптимизационного синтеза цилиндрических передач / С. Ю. Лебедев, Д. Т. Бабичев // Современное машиностроение: Наука и образование. – СПб: СПбГТУ, 2018. – С. 681-692.

3. Babichev, D. Synthesis of cylindrical gears with optimum rolling fatigue strength. Production Engineering. Research and Development.–2015, v.9, N.1, Springer. pp. 87-97.

4. Шишов, В. П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением / В. П. Шишов, П. Л. Носко, П. В. Филь – Луганск: СГУ им. Даля, 2006. – 408 с.

5. Бабичев, Д. Т. Основные задачи классической теории зубчатых зацеплений и проблемы оптимизационного синтеза профилей зубцов / Д. Т. Бабичев // Вестник ИжГТУ. – Ижевск: ИжГТУ, 2017. – Т. 20. – № 2. –С. 71-74

Поступила в редколлегию 14.05.2018 г.