

УДК 622.33.39

Поветкин В. В.¹, Дорوفеев В. Л.², Орлова Е. П.¹, Исаева И. Н.¹, Букаева А. З.¹¹Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И.Сатпаева, г. Алматы, Казахстан²Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, г. Москва, РоссияТел. 8 (727) 292-69-19; E-mail: vv1940_povetkin@mail.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

В настоящем документе описывается использование AEROFLANK для расчета шаровой мельницы. Использование системы прямого синтеза AEROFLANK позволяет найти такую линию профиля, по которой зубцы шестерни контактируют только через слой смазки вдоль всей линии зацепления, что позволит уменьшить износостойкость шаровой мельницы и повысить точность. Было обнаружено, что разработанная передача позволит уменьшить мощность, используемую для генерации вибраций, в несколько раз, а также уменьшить контактные и изгибные напряжения.

Ключевые слова: шестерня, контактные напряжения, модифицированное зубчатое колесо, составная погрешность, фланкирование, динамическая нагрузка, долговечность зубчатых колес.

V. V. Povetkin, V. L. Dorofeev, E. P. Orlova, I. N. Isaeva, A. Z. Bukaeva

SIMULATION AND INVESTIGATION OF INCREASE PROCESSES WEAR-RESISTANCE AND DURABILITY OF HEAVY-LOADED GEARBOX TRANSMISSIONS

This paper describes the use of AEROFLANK for calculation of a ball mill gear. The use of AEROFLANK, gear direct synthesis system, allows finding such a profile line, along which the gear teeth come in contact only through a layer of grease along the whole engagement line, which will make it possible to reduce the wear-resistance of a ball mill gear and improve the accuracy. It has been found that the designed gear will allow reducing the power being used for generation of vibrations by several times, as well as decreasing contact and bend stresses.

Keywords: gear, contact stresses, modified gear, composite error, flanking, dynamic load, gear durability.

Введение. Известно, что среди причин отказов зубчатых колес можно выделить такие группы факторов как:

- усталостное выкрашивание боковых поверхностей 20%,
- усталостная поломка 24%,
- износ 18%,
- поломка от перегрузки 15%,
- задиры и заедание, краевые сколы, износ торцов 23% [1].

Доминирующими видами разрушения зубчатых колес, начинающимися с поверхностных слоев, являются усталостное разрушение материала, износ, задиры и заедание зубьев, составляющие 85% всех отказов [2].

При этом особенно для высоконагруженных зубчатых колес, суммарное влияние деформации всех элементов передачи приводит к изменению положения и формы рабочих поверхностей зубчатого колеса, существенно превосходящему погрешность их изготовления.

Одним из важных направлений повышения выносливости зубьев при изгибе и улучшения работоспособности по другим критериям является снижение динамических нагрузок за счет использования профильной модификации [3-5].

Введение модификации зубьев зубчатых колес для компенсации изменения основного шага, обусловленного деформацией зубьев под нагрузкой, позволяет снизить величину динамической нагрузки в зацеплении на 30%. Результат профильной модификации зуба равнозначен повышению точности зубчатого колеса на одну степень точности [6].

Комбинированное смещение профиля зуба (в радиальном и тангенциальном направлении) при той же точности изготовления повышает прочность при изгибе и износостойкость их активных поверхностей в 1,5-2 раза. Профильная модификация позволяет локализовать линии контакта сопрягаемых поверхностей и, как следствие, повысить точность расчетов [7].

При высоких нагрузках происходит изгиб зубьев. Даже если точность высока, изгиб создает интерференцию в первой точке контакта (рисунок 1).

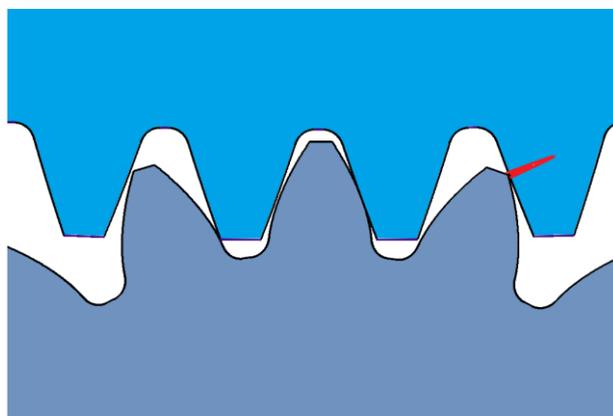


Рисунок 1. Исходное зубчатое зацепление

Причем величина деформации зуба под действием изгибающей нагрузки может превышать точность изготовления зубчатого колеса. При выходе зуба из зацепления у тяжело нагруженных зубьев происходит скачок контактных напряжений, по причине нарушения линии контакта зубьев [8,9].

Одновременно в эвольвентной косозубой передаче при эксплуатации происходит неравномерное изнашивание активных поверхностей зубьев, так как сила трения качения на полюсной линии зубьев в 15 раз меньше силы трения скольжения у вершин и корней зубьев. В результате этого возникает циклическая кинематическая погрешность с зубцовой частотой, которая снижает плавность работы передачи, увеличивает динамические нагрузки, уменьшает долговечность передачи [10].

Участки профиля, на которых возникают пики напряжений, определяются экспериментально или с помощью современных систем моделирования.

Таким образом, требуется иной подход для расчета зубчатых передач [11,12].

Сущность подхода в применении такой геометрии зубьев, при которой кромки будут либо "отведены" от прямого контакта, либо если и будут иметь контакт, то контактные давления при этом не будут превышать уровень напряжений допускаемых для околополюсной зоны [13-15].

Методика выполнения работы. Реализация этого подхода выполняется системой компьютерного моделирования "AEROFLANK" для расчета зубчатой передачи привода шаровой мельницы со следующими исходными данными:

Название - Шестерня Z20 / Колесо Z260; материал зубчатых колес 35ХМЛ.

Модуль нормальный $m_n = 16$;

$Z_1 = 20, Z_2 = 260$;

Исходная степень точности передачи 7-6-6 по ГОСТ 1643-81. Частота вращения 85 об/мин; мощность 630 кВт.

На рисунке 2 показаны динамика изгибных и контактных напряжений не модифицированных ведущего и ведомого колес, на которых видны большие пики контактных напряжений, достигающие величины 4500 МПа, что значительно превышает $[\sigma_{Hпр}]$ для данного материала.

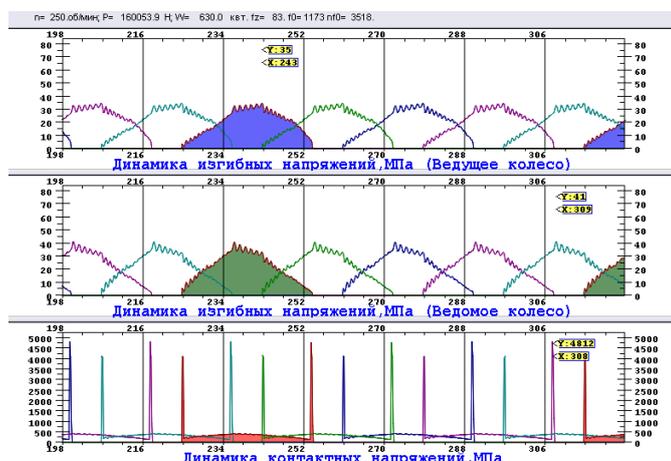


Рисунок 2. Динамика изгибных и контактных напряжений ведущего и ведомого колес для немодифицированной передачи

На рисунках 3 и 4 показаны результаты расчета температуры, толщины слоя смазки и структуры кинематики, расчет кинематической погрешности, вибромощности ведущего колеса по линии зацепления

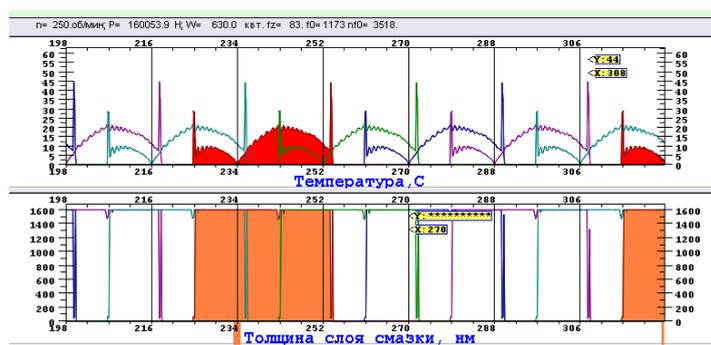


Рисунок 3. Результаты расчета температуры и толщины слоя смазки для немодифицированной передачи

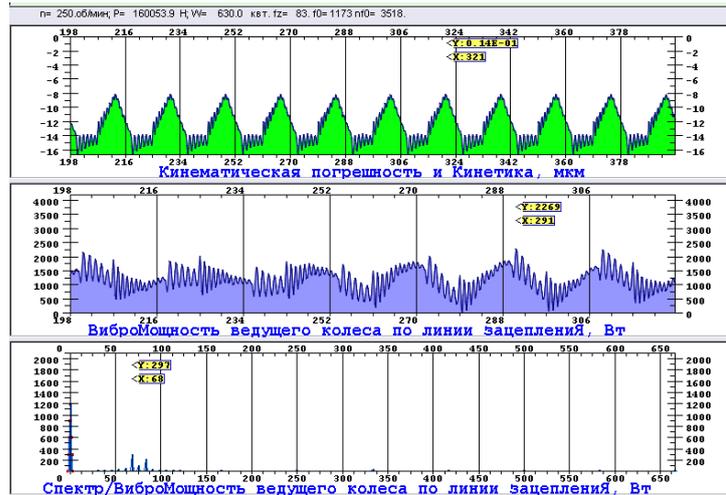


Рисунок 4. Результаты расчета кинематической погрешности и вибромощности ведущего колеса для немодифицированной передачи

При этом величина вибромощности составила 2150 Вт, а кинематическая погрешность 8 мкм.

Для устранения пиковых значений напряжений на отдельных участках профиля и устранения негативных явлений кромочного контакта применяется модификация профиля.

Ниже рассмотрены процессы в передаче с теми же геометрическими характеристиками, как и в рассмотренной ранее, только профиль выполнен модифицированным. Глубина и форма линии профиля определялась путем вычислительных экспериментов при вариации различных параметрах модификации. Так как колесо большого диаметра сложно модифицировать, поэтому ведомое колесо не модифицируется, а ведущее колесо модифицируется не только у вершины, но и на ножке зубьев.

Вычислительный эксперимент 1 (модификация 11 мкм).

Расчет модифицированной передачи начинаем с ввода (рисунок 5) данных параметров приведенных выше, а также параметров модификации по типу бочкообразность и фланкирование, как срез головки зуба с радиусом 11 мкм

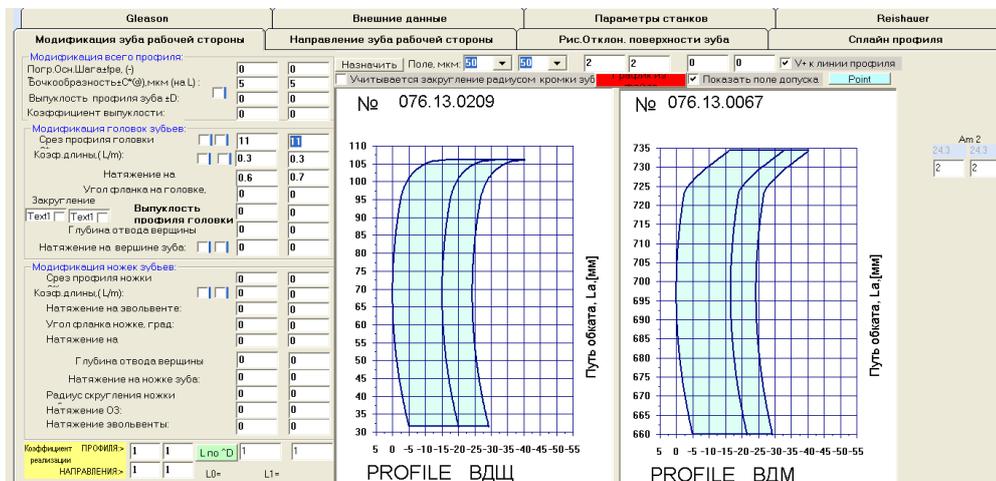


Рисунок 5. Исходные данные для модифицированной передачи

Результаты расчета модифицированной зубчатой передачи 11 мкм представлены на рисунках 6 - 8.

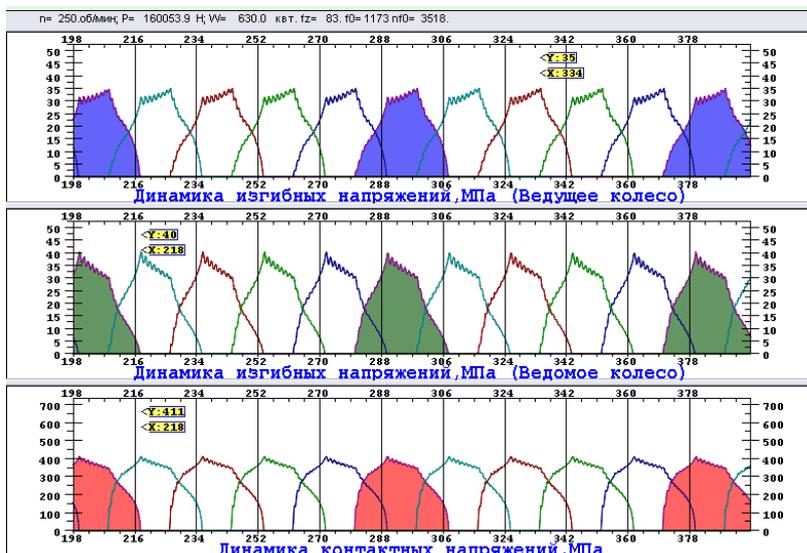


Рисунок 6. Динамика изгибных и контактных напряжений для модификации 11 МКМ

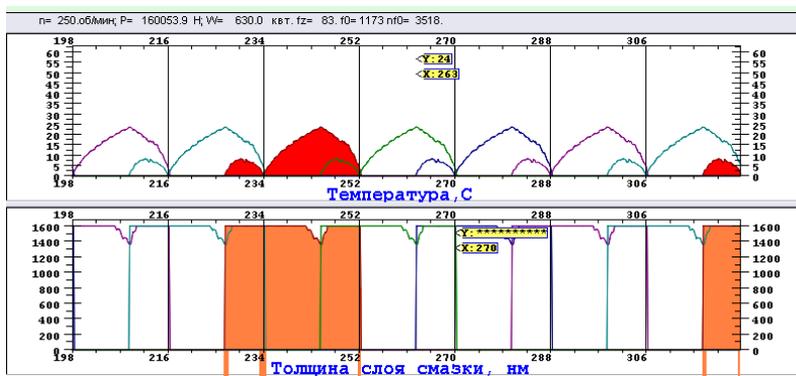


Рисунок 7. Результаты расчета температуры и толщины слоя смазки для модификации 11 мкм

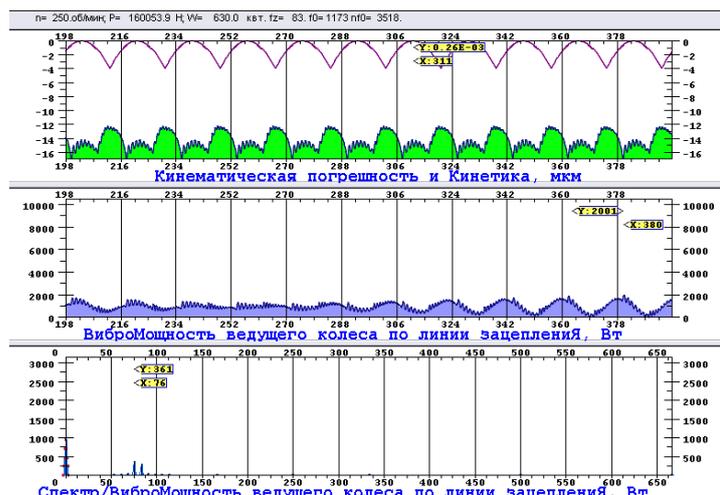


Рисунок 8. Результаты расчета кинематической погрешности и вибромощности ведущего колеса для модификации 11 мкм

Как видно из рисунков 5 и 6 применение модификации 11 мкм позволило снизить пики контактных напряжений с 4500 МПа до 410 МПа и вибромощность с 2150 до 1870 Вт. Температура в зацеплении распределяется равномерно и максимальное значение достигает 20⁰С, тогда как в немодифицированной передаче максимальная температура достигала 45⁰С, что тоже приводило к повышенному износу зубьев.

Вычислительный эксперимент 2 (модификация 22 мкм).

Исходными данными для вычислительного эксперимента является фланкирование, т.е. срез профиля головки и ножки зуба ведущего колеса на 22 мкм, результаты расчета которого представлены на рисунках 10-11.

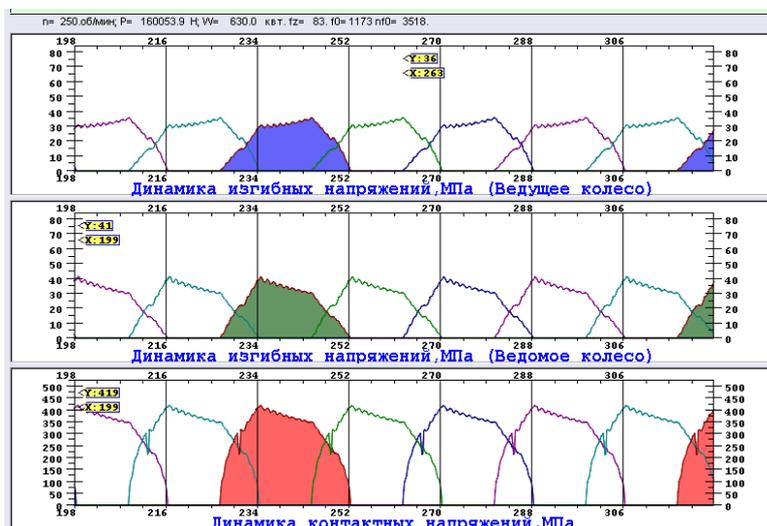


Рисунок 9. Динамика изгибных и контактных напряжений для модификации 22 мкм

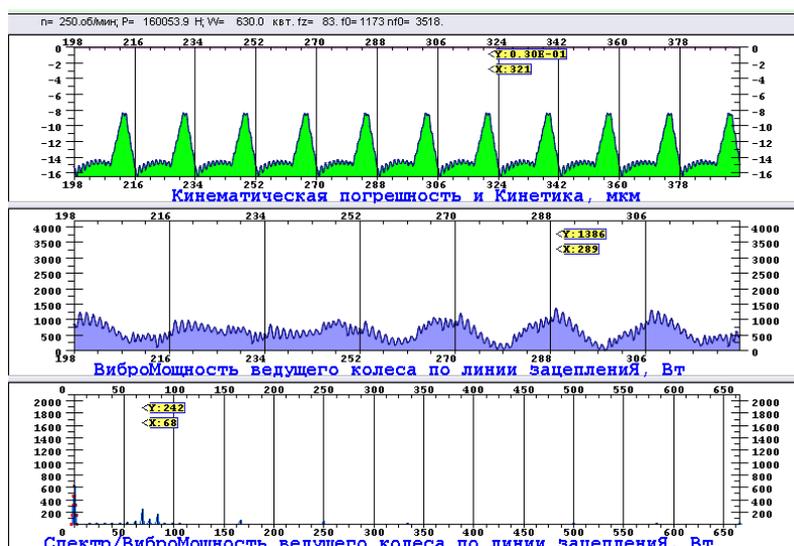


Рисунок 10. Результаты расчета кинематической погрешности и вибромощности ведущего колеса для модификации 22 мкм

Как видно из рис. 10 использование разработанной методики позволило исключить пики напряжений при входе и выходе зубьев из зацепления, фланкирование на 22 мкм дает уровень снижения контактных напряжений до 400 МПа, снижение уровня изгибных напряжений до уровня 30 МПа.

Снижение изгибных напряжений обусловлено распределением нагрузки на две пары зубьев.

Вибромощность снижается с 2150 Вт у не модифицированной передачи до 1250 Вт с модификацией 22 мкм, т.е. на 42% позволит снизить динамические нагрузки в передаче.

Выводы:

1. На основе проведенных численных экспериментов для модификации 11 мкм и 22 мкм и сравнения результатов в программе Aero flank предлагается в качестве параметра модификации выбрать двойное фланкирование головки и ножки зуба на величину 22 мкм.

2. Использование предлагаемой методики позволило исключить пики напряжений при входе и выходе зубьев из зацепления, фланкирование на 22 мкм дает уровень снижения контактных напряжений до 400 МПа, снижение уровня изгибных напряжений до уровня 30 МПа.

3. Вибромощность снижается с 2150 Вт у не модифицированной передачи до 1250 Вт с модификацией 22 мкм, т.е. на 42% позволит снизить динамические нагрузки в передаче.

Зубчатые передачи с модификацией 22 мкм дают существенно меньшие вибрации, чем при 11 мкм при примерно одинаковых контактных напряжениях, что оказывает влияние на износ и долговечность передачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов, С. Л. К экспериментальной оценке энергоресурса элементов трансмиссий машин / С. Л. Иванов, А. С. Фокин, И. Е. Звонарев / Современные проблемы

машиностроения: труды VI Международной научно-технической конференции. – Томск, 2011. – С. 77-80.

2. Звонарев, И. Е. Оценка остаточного ресурса крупномодульного зубчатого колеса трансмиссии горных машин по приращению его поверхностной твердости / И. Е. Звонарев, С. Л. Иванов, А. С. Фокин, Д. А. Шибанов // Опыт прошлого – взгляд в будущее – 2-я Международная научно-практическая конференция молодых ученых и студентов. Материалы конференции. – Тула, 2012. – С. 71–75.

3. Нежурин, И. П. Применение отраслевых стандартов на допуски зубчатых колес ОСТ 1.41667-77 и ОСТ 1.41671-77 / И. П. Нежурин – НИАТ, 1980. – С.86.

4. Косарев, О. И. Модификация зубьев косозубых цилиндрических передач для снижения вибраций с зубчатой частотой / О. И. Косарев // Вестник машиностроения. – 2009. – №5. – С.7-9.

5. Попов, В. А. Модифицированная цилиндрическая эвольвентная косозубая передача внешнего зацепления с повышенными эксплуатационными свойствами / В. А. Попов // Вестник машиностроения. – 2011. – №6. – С. 37-40.

6. Новиков, П. Д. Передачи зацеплением в авиационных механизмах / П. Д. Новиков. Ю. И. Милевич, Т. А. Евдокимова, В. Е. Иванов, А. Д. Павлов, С. Т. Павликов – М.:МАИ, 1988. – 90 с.

7. Генкин, М. Д. Повышение надежности тяжело нагруженных зубчатых передач / М. Д. Генкин, М. А. Рыжов, Н. М. Рыжов – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.

8. Короткин, В. И. Определение напряжений в основании прямых бочкообразных зубьев колес цилиндрических эвольвентных зубчатых передач / В. И. Короткин и др. // Вестник машиностроения. – 2010. – №10. – С. 3-11.

9. Короткин, В. И. Эффективные контактные напряжения на поверхностях прямых бочкообразных зубьев эвольвентных зубчатых колес / В. И. Короткин и др. // Вестник машиностроения. – 2011. – №8. – С. 3-8.

10. ГОСТ 21354–87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.

11. Вавилов, Д. В. Исследование кинематических характеристик цилиндрических прямозубых передач, формобразуемых накатыванием средствами САПР / Д. В. Вавилов, М. М. Колегова, А. А. Иптышев, Д. Б. Елисеев // Вестник СибГАУ. – Вып.1(34). – 2011. – С. 7-10.

12. Резников, С. С. Анализ методов математического моделирования для исследования и изготовления зубчатых колес / С. С. Резников, М. Г. Акопян, А. И. Петров / интернет – журнал «Науковедение». – 2016. – Т. 8, № 1. – С. 1-22.

13. Дорофеев, В. Л. Система моделирования "AEROFLANK" & прямой синтез износостойких и малошумных зубчатых передач / В. Л. Дорофеев, В. В. Голованов, Д. В. Дорофеев / Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Проблеми механічного приводу. – 2013. – № 40. – С. 39-48.

14. Дорофеев, Д. В. Модификация зубчатых колес с коэффициентом перекрытия более двух / Д. В. Дорофеев, И. В. Шевченко // Научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана «Наука и образование». Эл. – 2011. – № 5. – ФС 77 – 30569. – С. 1-12.

15. Дорофеев, В. Л. Применение программного комплекса "AEROFLANK" для расчета распределения нагрузок по ширине зубьев, прогиба валов и сил, действующих на опоры / В. Л. Дорофеев, Д. В. Дорофеев, В. Н. Журавлев, А. Б. Единолич // Прогрессивные технологии и системы машиностроения – Донецк: ДонНТУ, 2015. – № 1 (51). – С. 1-7.

Поступила в редколлегию 04.05.2018 г.