DOI: 10.15593/2224-9982/2017.50.12

УДК 621.833.1

К.В. Кобелева, В.Р. Туктамышев

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

ОБЗОР МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АВИАЦИОННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Представлен основной дефект косозубых шестерен, возникающий при работе зубчатой передачи в авиационном редукторе. Процесс износа наблюдается на краевых участках контактных поверхностей. Металлографическое исследование показало наличие вдоль рабочей эвольвенты зубьев шестерни подповерхностные трещины, развитие которых начинается с участков выкрашиваний.

Поставлена задача проанализировать причины, влияющие на прочность конструкции косозубой шестерни, и выявить возможности повышения долговечности зубчатой передачи.

Выполнен краткий обзор публикаций, посвященных прочностным характеристикам зубчатых передач. В публикациях предложены различные варианты модификаций шестерен, увеличивающие контактные и изгибные напряжения. На примере зубчатых передач Новикова рассмотрено напряженное состояние зубьев в условиях их многопарного зацепления при неравномерном распределении передаваемой нагрузки и напряжений по площадкам контакта, что также характерно и для косозубых шестерен.

Приведены результаты статьи о выборе параметров продольной модификации косозубой передачи в авиационном редукторе, в которой дается оценка распределения контактных напряжений по зубу в зависимости от различных видов профильной модификации и представлены способы устранения локальных зон пиковых контактных напряжений.

Рассмотрены технологические факторы, влияющие на напряженность зубчатых колес, и химико-термическая обработка.

На основании обзора публикаций выбраны методы повышения долговечности косозубой передачи путем моделирования параметров зацепления зубьев.

Ключевые слова: косозубая передача, контактное напряжение, изгибное напряжение, моделирование, многопарное зацепление, модификация, нагрузочная способность, долговечность, исходный контур, бочкообразность.

K.V. Kobeleva, V.R. Tyktamishhev

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

METHODS OF INCREASING THE LOADABILITY ON AERONAUTICAL GEAR TRANSMISSIONS

The basic defect of helical gears, which occurs when the gear train is operated in an aircraft reducer, is presented. The wear process is observed on the edge areas of the contact surfaces. Metallographic study showed the presence along the working involute gear teeth gear subsurface cracks, the development of which begins with the sites of chipping.

The task is to analyze the causes that affects the strength of the helical gear design and to identify the possible ways to solve the increment in the durability of the gear train.

A brief review of the publications devoted to the strength characteristics of gears is made. The publications offer various variants of gear modifications, increasing the contact and bending stresses. From the example of Novikov gears, the stressed state of the teeth under conditions of their multi-pair engagement is considered with an uneven distribution of the transmitted load and stresses along contact areas, which is also characteristic of helical gears.

The article present results of the selection of parameters for the longitudinal modification of aviation gearbox helical gearing, which estimates the distribution of contact stresses along the tooth, depending on the various types of profile modification, and describes methods for eliminating local zones of peak contact stresses.

Technological factors affecting the intensity of gears and chemical-thermal treatment are considered.

Based on the review of publications, methods of increasing the durability of helical gearing by modeling tooth engagement parameters have been selected.

Keywords: helical gears, contact stress, bending stress, modeling, multi-pair engagement, modification, load capacity, wear, original contour, barrel-shaped.

Введение

Опыт при ремонте авиационных редукторов показал, что в процессе эксплуатации зубчатых передач возникают дефекты, отрицательно влияющие на долговечность изделия. Долговечность зубчатых передач во многом зависит от режимов нагружения изделия при эксплуатации, а также конструктивно-технологических факторов. Актуальность выполняемого обзора определяется дефектами исследуемой косозубой передачи, выявленными на этапе эксплуатации в результате анализа большого массива данных об износе деталей. Наличие среди этих дефектов явно выраженных систематических закономерностей позволяет обнаружить факторы, приводящие к их возникновению. Так, в центральном редукторе вертолета на ведущих косозубых шестернях вала несущего винта неоднократно имели место выкрашивания на рабочих поверхностях зубьев. В настоящее время теоретических и экспериментальных исследований по изучению влияния параметров различных модификаций зубчатого зацепления на распределение контактных нагрузок косозубых шестерен проведено недостаточно для построения математической модели и аналитических зависимостей, позволяющих выбирать оптимальные параметры модифицированного профиля косозубых шестерен. В статье приведен обзор публикаций, направленных на решение проблемы распределения контактных нагрузок, и выбраны основные методы повышения долговечности косозубой передачи.

Постановка задачи

Главный редуктор предназначен для суммирования мощности двух газотурбинных двигателей, передачи ее на валы несущего и рулевого винтов при соответствующих скоростях вращения и обеспечения привода вспомогательных агрегатов, расположенных на редукторе.

Главный редуктор состоит из муфт свободного хода, входного редуктора, левой коробки приводов, правой коробки приводов, передних и задних конических редукторов, маслоагрегата, блока фильтров, подкосов, шпилек крепления редуктора и центрального редуктора.

Центральный редуктор представляет собой шестеренчатый агрегат, имеющей две степени редукции. Он является основным силовым узлом, обеспечивающим привод вала несущего винта.

Крутящий момент от двух двигателей через понижающие угловые редукторы, муфты свободного хода, через конические спрямляющие пары передается на два горизонтальных вала, с которых крутящий момент передается на ведущие шестерни Z_1 , Z_2 , Z_3 и Z_4 конических редукторов. С этих шестерен крутящий момент передается на ведомые шестерни Z_5 , Z_6 , Z_7 и Z_8 конических редукторов и через четыре вертикальных вала на четыре цилиндрические шестерни Z_9 центрального редуктора.

Каждая из четырех шестерен Z_9 входит в зацепление с парой шестерен Z_{10} , с которых крутящий момент по рессорам передается на восемь цилиндрических косозубых шестерен Z_{11} верхнего яруса и Z_{12} нижнего яруса центрального редуктора. Шестерни Z_{11} и Z_{12} входят в зацепление с верхней Z_{13} и нижней Z_{14} цилиндрическими косозубыми шестернями, закрепленными на валу несущего винта.

От сил в зацеплении зубчатые колеса Z_{13} и Z_{14} имеют деформации венца в осевом направлении, приводящие к изменению пятна контакта зубьев, следствием чего является неравномерное распределение напряжений по длине зубьев с концентрацией контактных напряжений к торцу зуба.

На рис. 1 представлен основной дефект косозубых шестерен Z_{11} и Z_{12} в виде выкрашивания. Повреждены участки по рабочей стороне профилей зубьев вдоль линии кромочного контакта у торцевой поверхности.

Металлографические исследования, проводимые с помощью оптического микроскопа Axiovert 40 MAT, оснащенного фотокамерой и программой анализа изображений Thixomet PRO, показали: на микрошлифах, изготовленных из разрезанных в поперечном сечении де-

фектных зубьев, ярко выраженные линии подповерхностных трещин вдоль эвольвенты по рабочей стороне, возникающие от участка выкрашиваний (рис. 2).

Рис. 1. Шестерня с выкрашиванием металла по профилю зуба

Рис. 2. Микрошлифы рабочей стороны профилей зубьев шестерен

В качестве мероприятия по устранению данного дефекта необходимо выполнить исследовательские работы и выявить возможные методы повышения долговечности авиационной зубчатой передачи.

Обзор научно-технической литературы

Анализ научно-технической литературы показывает, что данная задача решается различными способами как при проектировании, так и при технологии изготовления зубчатых передач.

Наиболее актуальными решениями в развитии и совершенствовании редукторов являются:

- оптимизация кинематической схемы;
- выбор геометрических параметров зацепления;
- совершенствование расчетных методов;
- применение новых материалов;
- использование новых методов упрочнения и химико-термической обработки;
- решение проблем подшипников с высокой несущей способностью;
- развитие методов и средств диагностики состояния редукторов [1].

Совершенствование метода проектирования зубчатых передач, изложенного в работе [2], направлено на проектирование редуктора с заранее заданными высокими качественными параметрами. В основу проектирования зубчатого зацепления положена целевая функция суммарного объема планетарного ряда, который связан с допускаемыми контактными и изгибными напряжениями через диаметр основной окружности, ширину венца и передаточное отношение. Таким образом, оптимизация объема планетарного ряда зубчатых колес сводится к оптимизации объема двух сопряженных цилиндрических колес внешнего зацепления.

Для упрощения расчетов введено допущение в виде одинаковой ширины зубчатого венца шестерни и колеса, а также равенство объемов передачи, определенных по критерию прочности зубчатой пары, где объем передачи по условию прочности ведущей шестерни равен объему передачи по условию прочности ведомого колеса. Такое допущение удовлетворяет условиям равнопрочности ведущей шестерни и ведомого колеса по изгибному напряжению и подходит лишь для однопарного зацепления.

В данном случае задача совершенствования метода проектирования сводится к аппроксимации физических и геометрических величин шестерни и колеса и позволяет лишь приближенно рассматривать полученные значения. Кроме того, к авиационным редукторам предъявляются дополнительные требования в виде уменьшения массы изделия, а следовательно, минимизации массы деталей и узлов редуктора, что уменьшает возможность проектирования шестерни и колеса одинаковых объемов.

В исследуемой косозубой передаче ведомое колесо имеет многопарное зацепление, что не допускает условий равнопрочности и одинаковой ширины зубчатого венца шестерен и колеса.

Постановка задачи проектирования зубчатых передач, приведенная в работе [3], сведена к поиску такого сочетания формы профиля зуба, при котором толщина слоя смазки в области контакта зацепления зубьев будет максимальна, а контактные напряжения – минимальны. Приведена теория износа зубчатой передачи на контактируемых участках за счет пластической деформации частиц поверхностей зубьев при входе и выходе кромочного зацепления. Для решения данной задачи применяется метод нелинейного программирования: «поиск минимума целевой функции, определяющей кратчайшее расстояние между множеством различных точек на профилях смежных зубьев» [3].

При поиске минимума целевой функции «изменяемыми параметрами являются углы развернутости эвольвенты, при которых происходит контакт зубьев, и значение многозначной функции кинематической погрешности, определяющей кинематическое положение колес» [3].

В работе [3] для расчетов контактных напряжений и необходимого зазора в зубчатом зацеплении используется программа AEROFLANK. Модификация профиля зубчатого зацепления определяется путем многократных вычислительных экспериментов при различной вариации геометрических параметров зубьев с учетом максимального зазора между сопряженными парами зубьев шестерни и колеса.

Так, на рис. 3 показана модификация профиля зубьев, полученная путем вычислительного эксперимента с использованием программы AEROFLANK.

Рис. 3. Модификация профиля зубьев [3]

В работе [3] рассмотрены прямозубые цилиндрические передачи с эвольвентным профилем зубьев. В таком случае пятно контакта сопряженных поверхностей зубьев будет минимальным, нагрузка распределится вдоль линии зацепления, что в дальнейшем приведет к интенсивному износу в зоне контакта зубьев.

Для решения проблемы расчета контактных напряжений проанализирован метод фиктивной нагрузки [4]. В основе метода лежит зависимость контактных напряжений от продольной модификации зубьев, полученных путем решения системы уравнений. «Особенность формул в том, что контактная составляющая не содержит области интегрирования, поэтому результат решения продолжается за пределы расчетной области. Вблизи контактной площадки расчетные контактные напряжения составляют основную часть общих напряжений, что позволяет их рассчитывать и учитывать, игнорируя другие составляющие напряжений [4]». Проблема распределения контактных нагрузок в зубчатом зацеплении не может быть решена только путем расчета фиктивной нагрузки.

При проектировании авиационных зубчатых передач постановка задачи математической модели сведена к расчету уровня вибраций зубчатой передачи, выбору рациональной геометрии, оптимальной модификации зубьев и уменьшению износа профиля зубьев в процессе эксплуатации авиационных редукторов [5].

На рис. 4 представлены схемы движения зубьев при входе и выходе в зацепление. Наиболее опасным для работы зубчатого венца является кромочный контакт на входе 1, 2 и выходе 3, 4 из зацепления. Результаты эксплуатации зубчатых передач показывают, что на входе или на выходе имеют место пики контактных напряжений.

Рис. 4. Движение зубьев в зацеплении: 1, 2 – при входе в зацепление; 3, 4 – при выходе из зацепления [3]

Решением данной проблемы является более сложная модификация зубьев.

Расчет контактных напряжений на участках кромочного зацепления по предложенной методике производится выбором зубчатой передачи, обеспечивающей ресурс по контактным напряжениям; использованием методов компьютерного моделирования для расчета формы линии модификации профиля зубьев [5]. Оптимальная модификация определяется аналогично работе [3].

К возможным вариантам модификации боковой поверхности зубьев колес относят: по профилю (позволяет достигнуть плавности входа и выхода из зацепления зубьев); по длине (позволяет перераспределить контактные нагрузки); комбинированная по профилю и длине (обеспечивает плавность входа и выхода из зацепления зубьев, перераспределяет контактные нагрузки по профилю и длине зуба); топологическая (обеспечивает специальные требования к эксплуатации зубчатых колес) [6].

Требуемую модификацию боковой поверхности зубчатого зацепления необходимо соотносить с возможностями зуборезного инструмента, имеющегося на предприятии. Так, данный подход позволяет анализировать зацепление для принятого исходного производящего контура.

Наряду с методами уменьшения контактных нагрузок и увеличения долговечности зубчатой передачи рассмотрены инвариантные формулы преобразований параметров исходного контура зубьев зубчатых передач [7]. К основным параметрам исследуемых зубчатых колес с нестандартным исходным контуром отнесены следующие: угол исходного контура, модуль, коэффициенты смещения шестерни и колеса, коэффициенты высоты головок зубьев шестерни и колеса, коэффициент радиального зазора, коэффициенты радиусов кривизны переходной кривой шестерни и колеса.

Предложено заменить коэффициенты высоты зубьев коэффициентом толщины зубьев на вершине исследуемых шестерен, что позволит получить оптимальную геометрию зубьев.

Приведенный пример проектирования зубчатой передачи с нестандартным исходным контуром позволяет уменьшить действующие напряжения и кинетическую погрешность в 1,5 раза.

На рис. 5 представлена форма зубьев, кинетическая погрешность и действующие напряжения при нестандартных параметрах исходного контура.

Рис. 5. Форма зубьев, кинетическая погрешность и действующие напряжения при нестандартных параметрах исходного контура [7]

Применение нестандартных параметров исходного контура является высокоэффективным методом повышения несущей способности зубчатых передач, а дополнение ГОСТ 13755–81 новым набором параметров исходных данных: коэффициентом толщины зубьев на окружности вершин и исключением коэффициента высоты головки зубьев – позволит существенно повысить качество проектируемых зубчатых передач. Рекомендовано для проектирования зубчатого зацепления применять стандарт ISO 53.

В работах [1–7] дана оценка напряженности состояния зубчатых передач в основном для однопарного зацепления колес. Специфика работы исследуемой косозубой передачи заключается в учете реальной многопарности зацепления, характерной для данной передачи. Подобного рода задача решается в работе [8] на примере зубчатого зацепления Новикова.

Контактные напряжения, возникающие в зубчатом зацеплении при нагрузке, «распределяются неравномерно по площадкам контакта, какие-либо фазы зацепления оказываются наиболее напряженными, определяющими нагрузочную способность зубчатой передачи, и задача заключается в определении таких фаз и их напряженности [8]».

Разработанная вычислительная программа NOVKS-14 дает последовательный расчет контактной и изгибной напряженности зубьев в различных фазах реального многопарного зацепления Новикова с выявлением наиболее напряженных зон, определяющих в итоге нагрузочную способность всей зубчатой передачи [8]. По результату расчетов примера из работы [8], в качестве основы геометрических параметров которой применено зубчатое зацепление Новикова с исходным контуром по ГОСТ 30224–96, следует: наиболее напряженными по изгибу и по контакту являются фазы, в которых головка зуба ведомого колеса контактирует с нож-

кой зуба ведущей шестерни, при этом контактная точка отстоит недалеко от торца зубчатого венца.

На примере зубчатой передачи Новикова в работе [9] проведена оценка эффективности продольной модификации поверхностей зубьев. В данном случае основным параметром такой модификации является степень бочкообразности, учитывающая компенсацию технологических погрешностей и обеспечивающая требуемую нагрузочную способность передачи.

Постановка задачи сводится к отысканию пространственной кривой линии зуба с учетом характера распределения проводимой нагрузки по площадкам контакта в многопарном зацеплении и напряженного состояния на различных участках по длине зуба, включая торцы в момент осевого пересопряжения зубьев. Подобного рода задача решается технологически путем искривления плоского сечения продольной формы зуба производящей рейки по дуге постоянного радиуса, что не вызывает заметного удорожания технологического процесса зубонарезания.

Эффективность продольной модификации увеличивается с понижением точности изготовления и сборки зубчатой передачи. Продольная модификация зубьев позволяет достигнуть повышения нагрузочной способности по контактным напряжениям и напряжениям изгиба в несколько раз.

Результаты исследования контактного взаимодействия зубчатых передач Новикова, представленные в работе [10], позволяют выявить следующие закономерности: исходный контур зубьев является основой для решения контактных задач; контактную напряженность и выносливость поверхностей зубьев следует определять с учетом приработки (с увеличенным размером контактной площадки); при постоянной ширине площадки контакта влияние на контактное напряжение оказывает ее продольная протяженность вдоль зуба; при постоянной силе по мере приближения площадки контакта к торцу зуба напряженность и фазовые перемещения возрастают, а жесткость снижается.

Результаты расчетного исследования причины возникновения выкрашивания в косозубых колесах редуктора ВР-226Н представлены в работе [11]. Оцениваются картины распределения контактных напряжений в косозубых колесах в зависимости от различных видов профильной модификации. Рассмотрены способы устранения дефекта и определены параметры продольной модификации зубьев, обеспечивающих устранение локальных зон пиковых контактных напряжений [11].

В качестве мероприятия по устранению дефекта выкрашивания проведены исследовательские работы с использованием метода конечных элементов [11]. На рис. 6 показана конечно-элементная модель зубчатого зацепления.

Для возможности сравнения напряженно-деформированного состояния зацепления зубьев с различными параметрами модификации в работе [11] представлено уплотнение сетки конечных элементов в зонах контакта зубьев (рис. 7).

Рис. 6. Конечно-элементная модель косозубой передачи [11]

Рис. 7. Уплотнение сетки конечных элементов в местах зацепления зубьев [11]

По результатам расчетов (70 решенных контактных задач) определены параметры продольной модификации, которые обеспечивают равномерное распределение контакта напряжения по ширине зубьев и устраняют краевой эффект с локализацией пиковых напряжений у края зуба [11].

Следует отметить, что большинство вариантов повышения нагрузочной способности зубчатых передач представлено в виде моделирования с применением специального программного обеспечения, позволяющих решать подобного рода задачи. Так, например, в работах [3, 5] результаты представлены с помощью программы AEROFLANK. В работе [8] разработана специальная вычислительная программа NOVKS-14. Моделирование проводилось в пакете ANSYS методом конечных элементов [10, 11].

Кроме конструктивных факторов, описанных в работах [1–11], в повышении долговечности зубчатых колес играют роль и технологические факторы. Применение различного сочетания операций и оборудования (станков, режущего, правящего и измерительного инструментов, технологической оснастки) оказывает существенное влияние на качество изготавливаемых деталей. Методы формообразования зубьев, влияющие на эксплуатационные показатели зубчатых колес, представлены в работах [12, 13].

Геометрия профиля зуба формируется при зубонарезании и зависит от типа применяемого зуборезного инструмента, его геометрии и параметров нарезаемого колеса. В зависимости от выбранного метода нарезания профиля зуба возможно уменьшить концентрацию напряжений в основании зубьев, повысив изгибную выносливость.

Немаловажным фактором влияния на изгибную выносливость является химико-термическая обработка [14]. При проектировании зубчатого колеса в чертеж закладывают необходимые данные по химико-термической обработке поверхностей. Упрочнение поверхностного слоя и вязкость сердцевины колеса способны тормозить развитие усталостного разрушения у основания зуба.

Также в работе [15] отмечено, что химико-термическая обработка существенно повышает сопротивление материалов зубчатой передачи возникновению пластической деформации и уменьшает возможность сцепления металла взаимодействующих металлических поверхностей.

Заключение

На долговечность зубчатых передач влияют конструктивно-технологические факторы.

Наибольшим потенциальным эффектом повышения долговечности будут обладать меры, принятые на этапе проектирования и производства, за счет реализации обратной связи со стадией эксплуатации.

Технологические методы не позволяют проверить, все ли возможности реализованы для спроектированной зубчатой передачи, поэтому для повышения изгибной, контактной прочности и долговечности зубчатых колес необходимо провести ряд вычислительных экспериментов, направленных на поиск оптимального зубчатого зацепления, которое будет обеспечивать равномерное распределение нагрузки по всей ширине зубьев.

Библиографический список

1. Капелевич А. Редукторы МГТД. Классификация, выбор кинематических схем, геометрии зацепления, расчет на прочность, оценка массогабаритных параметров: техн. отчет / ЦИАМ; исполн. Капелевич А. – М., 1991. – 75 с. – Инв. № 11719.
2. Ананьев В.М., Калинин Д.В., Кожаринов Е.В. Совершенствование методов проектирования зубчатых передач редукторов привода вентилятора ТРДД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – № 9(106). – С. 134–139.
3. Дорофеев В.Л., Голованов В.В., Гукасян С.Г. Модификация авиационных зубчатых передач с целью уменьшения износа контактной поверхности // *Современное машиностроение. Наука и образование*. – 2014. – № 4. – С. 173–183.
4. Дорофеев В.Л. Применение метода фиктивной нагрузки для решения проблемы расчета контактных напряжений // *Современное машиностроение. Наука и образование*. – 2016. – № 5. – С. 390–401.
5. Дорофеев В.Л., Голованов В.В., Ананьев В.М. Математическая модель проектирования авиационных зубчатых передач // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2012. – № 10(97). – С. 44–49.
6. Кротов А.О. Модификация профиля зубьев зубчатых колес – один из способов повышения их технологичности // *Молодежный научный вестник*. – 2016. – № 12(12). – С. 63–66.
7. Дорофеев В.Л. Инвариантное преобразование параметров исходного контура, как основа прямого синтеза зубчатых передач // *Современное машиностроение. Наука и образование*. – 2016. – № 12. – С. 163–172.
8. Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д. Напряженное состояние зубьев зубчатых передач Новикова в условиях их реального многопарного зацепления // *Справочник. Инженерный журнал*. – 2015. – № 6. – С. 11–17.
9. Короткин В.И. Оценка эффективности продольной модификации поверхностей зубьев цилиндрических зубчатых передач Новикова со стандартным исходным контуром по ГОСТ 30224–96 // *Справочник. Инженерный журнал*. – 2015. – № 12. – С. 14–20.
10. Короткин В.И. Критериальная контактная напряженность, фазовые перемещения и жесткость зубьев зубчатых передач Новикова, выполненных на основе исходного контура по ГОСТ 15023–76 // *Справочник. Инженерный журнал*. – 2016. – № 6. – С. 14–20.
11. Калинин Д.В., Ананьев В.М., Кожаринов Е.В. Обоснование выбора параметров продольной модификации косозубых передач в трансмиссиях вертолетов // *Вестник двигателестроения*. – 2013. – № 2. – С. 177–182.
12. Черепахин А.А., Виноградов В.М. Влияние метода формообразования зубьев на эксплуатационные показатели зубчатого колеса // *Технология машиностроения*. – 2014. – № 5. – С. 15–19.
13. Калашников А.С., Моргунов Ю.А., Калашников П.А. Анализ методов чистовой обработки зубьев цилиндрических колес, применяемых в промышленности // *Справочник. Инженерный журнал*. – 2010. – № 4. – С. 21–26.
14. Калашников А.С., Моргунов Ю.А., Калашников П.А. Химико-термическая обработка зубчатых колес с использованием газовой вакуумной цементации // *Справочник. Инженерный журнал*. – 2013. – № 10. – С. 12–16.
15. Семенов М.Ю., Рыжова М.Ю. Исследование заедания высоконагруженных зубчатых колес на основе энергетической модели // *Технология машиностроения*. – 2012. – № 5. – С. 64–69.

References

1. Kapelevich A. Reduktory MGTD. Klassifikatsiya, vybor kinematicheskikh skhem, geometrii zatsepleniya, raschet na prochnost, otsenka massogabaritnykh parametrov: tekhn. Otchet [Gears Small-sized Gas Turbine Engine. Classification, Choice of the kinematic schemes of the geometry for the gear strength

calculation, estimate the weight and size of the parameters: tech. Report]. Moscow, CIAM, 1991, 75 p. no 11719.

2. Ananyev V.M., Kalinin D.V., Kozharinov E.V. Sovershenstvovanie metodov proektirovaniya zubchatykh peredach reduktorov privoda ventilyatora TRDD [Perfection of the methods for designing gear drives of reducers for driving the fan Turbojet]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2013, no. 9(106), pp. 134-139.

3. Dorofeev V.L., Golovanov V.V., Gukasian S.G. Modifikatsiya aviatsionnykh zubchatykh peredach s tselyu umensheniya iznosa kontaktnoy poverkhnosti [Profile modification of Aviation Gears for the Purpose of contact Surface Area Destruction Reduction]. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie*, 2014, no. 4, pp. 173-183.

4. Dorofeev V.L. Primenenie metoda fiktivnoy nagruzki dlya resheniya problemy rascheta kontaktnykh napryazheniy [Application of the method of fictitious loads to solve the problem of calculation of contact stress]. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie*, 2016, no. 5, pp. 390-401.

5. Dorofeev V.L., Golovanov V.V., Ananev V.M. Matematicheskaya model proektirovaniya aviatsionnykh zubchatykh peredach [Mathematical Model of the Aviation Gear design]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2012, no. 10(97), pp. 44-49.

6. Krotov A.O. Modifikatsiya profilya zubev zubchatykh koles – odin iz sposobov povysheniya ikh tekhnologichnosti [Modification of the tooth profile of gears is one of the ways to improve their manufacturability]. *Molodezhnyy nauchnyy vestnik*, 2016, no. 12(12), pp. 63-66.

7. Dorofeev V.L. Invariantnoe preobrazovanie parametrov iskhodnogo kontura, kak osnova pryamogo sinteza zubchatykh peredach [Invariant parameters. Transformation of basic Rack Tooth Profile, as the Underlying principle of direct Gears Synthesis]. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie*, 2016, no. 12, pp. 163-172.

8. Korotkin V.I., Onishkov N.P., Kharitonov Yu.D. Napryazhennoe sostoyanie zubev zubchatykh peredach Novikova v usloviyakh ikh realnogo mnogoparnogo zatsepleniya [The stress state of the teeth of Novikov gears in terms of their real multipair gear]. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*, 2015, no. 6, pp. 11-17.

9. Korotkin V.I. [Evaluation of the effectiveness of longitudinal modification of the surfaces of the teeth of Novikov's cylindrical gears transmission with a standard source circuit according to GOST 30224-96]. *Reference. Engineering journal*, 2015, no. 12, pp. 14-20.

10. Korotkin V.I. Otsenka effektivnosti prodol'noy modifikatsii poverkhnostey zub'ev tsilindricheskikh zubchatykh peredach Novikova so standartnym iskhodnym konturom po GOST 30224-96 [Criteria contact tensions, phase displacement and the rigidity of teeth of Novikov gears, made on the basis of the initial contour according to GOST 15023-76]. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*, 2016, no. 6, pp. 14-20.

11. Kalinin D.V., Ananev V.M., Kozharinov E.V. Obosnovanie vybora parametrov prodol'noy modifikatsii kosozubykh peredach v transmissiyakh vertoletov [The rationale for the selection of parameters for longitudinal modification of helical gears in helicopter transmissions]. *Vestnik dvigatelestroeniya*, 2013, no. 2, pp. 177-182.

12. Cherepakhin A.A., Vinogradov V.M. Vliyanie metoda formoobrazovaniya zubev na ekspluatatsionnye pokazateli zubchatogo kolesa [The effect of method of forming teeth on the performance gears]. *Tekhnologiya mashinostroeniya*, 2014, no. 5, pp. 15-19.

13. Kalashnikov A.S., Morgunov Yu.A., Kalashnikov P.A. Analiz metodov chistovoy obrabotki zubev tsilindricheskikh koles, primenyaemykh v promyshlennosti [Analysis of methods of finishing the teeth of cylindrical wheels used in industry]. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*, 2010, no. 4, pp. 21-26.

14. Kalashnikov A.S., Morgunov Yu.A., Kalashnikov P.A. Khimiko-termicheskaya obrabotka zubchatykh koles s ispolzovaniem gazovoy vakuumnoy tsementatsii [Chemical-thermal treatment of gears using gas vacuum carburizing]. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*, 2013, no. 10, pp. 12-16.

15. Semenov M.Yu., Ryzhova M.Yu. Issledovanie zaedaniya vysokonagruzhenykh zubchatykh koles na osnove energeticheskoy modeli [Study of binding highly loaded gears based on the energy model]. *Tekhnologiya mashinostroeniya*, 2012, no. 5, pp. 64-69.

Об авторах

Кобелева Ксения Викторовна (Пермь, Россия) – магистрант кафедры «Инновационные технологии машиностроения» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: ksenya988@mail.ru).

Туктамышев Виталий Рафаилович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Инновационные технологии машиностроения» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: tuktvr@gmail.com).

About the authors

Kseniya V. Kobeleva (Perm, Russian Federation) – Master Student, Innovative Technologies in Mechanical Engineering Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: ksenya988@mail.ru).

Vitaliy R. Tyktamishev (Perm, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor, Innovative Technologies in Mechanical Engineering Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: tuktvr@gmail.com).

Получено 10.06.2017