

– С.10. **8. Лосев А.В.** Исследование работы сепараторов железнодорожных роликовых подшипников при высоких скоростях движения: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / А.В. Лосев. – М., 1972. – 21с. **9. Шавишивили А.Д.** Исследование работоспособности подшипников качения букс вагонов, предназначенных для эксплуатации со скоростями движения до 200км/ч: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.07.22 / А.Д. Шавишивили. – М., 1981. – 23с. **10. Цюренко В.Н., Петров В.А.** Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов. – М.: Транспорт, 1982. – 96с. **11. Реиштов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.** Надежность машин. – М.: Высш. школа, 1988. – 239с.

Поступила в редколлегию 12.03.2013

УДК 621.822

Расчет вероятности безотказной работы тяжело нагруженных нескоростных цилиндрических роликоподшипников / А.В. Гайдамака // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.35-39. – Бібліогр.: 11 назв.

Запропоновано метод розрахунку ймовірності безвідказної роботи важконавантажених нешвидкісних роликопідшипників з урахуванням опору втомі сепаратора

Ключові слова: підшипник, сепаратор, ймовірність безвідказної роботи.

The method of calculation of probability of no-failure operation of hard loaded not high-speed roller bearings taking into account resistance of fatigue of a separator is offered.

Keywords: bearing, separator, probability of no-failure operation.

УДК 621.833.01

В.Л. ДОРОФЕЕВ, д.т.н., проф., главный научный сотрудник ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия;

В.В. ГОЛОВАНОВ, начальник отдела авиационных приводов ЦИАМ им. П.И. Баранова;

Д.В. ДОРОФЕЕВ, к.т.н., программист отдела авиационных приводов ЦИАМ им. П.И. Баранова

СИСТЕМА МОДЕЛИРОВАНИЯ "AEROFLANK" & ПРЯМОЙ СИНТЕЗ ИЗНОСОСТОЙКИХ И МАЛОШУМНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Износ профиля зубьев высокоскоростных зубчатых колес имеет место на головках и ножках зубьев. Околополосная зона таких колес изнашивается незначительно. Показано, что использование системы прямого синтеза зубчатых передач "AEROFLANK" позволяет: 1. найти такую линию профиля, при которой зубья контактируют только через слой смазки на всем протяжении линии зацепления; 2. в несколько раз уменьшить мощность, затрачиваемую на генерацию вибраций; 3. уменьшить контактные и изгибные напряжения.

Ключевые слова: зубчатые колеса, синтез, износ.

Введение. После полной выработки заданного ресурса зубчатых передач авиационного двигателя почти на всей активной поверхности зубьев авиационных колес видны следы механической обработки. Наличие следов механической обработки свидетельствует о том, что толщина масляной пленки на этих участках превышает высоту микронеровностей. Разрушение контактной поверхности наблюдается только на ножках и головках зубьев, где имеет место вход зубьев в зацепление и выход из него (рисунок 1). На ножках ведомого колеса износ проявляется как микропиттинг, а на головках как ограниченное задание. Анализ показывает, что причиной износа является не только повышенное скольжение эвольвентных профилей зубьев, что согласуется с теорией геометрии зубчатых передач [1], но и высокий уровень контактных давлений, связанный с малым радиусом кривизны кромки зубьев.

© В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев, 2013

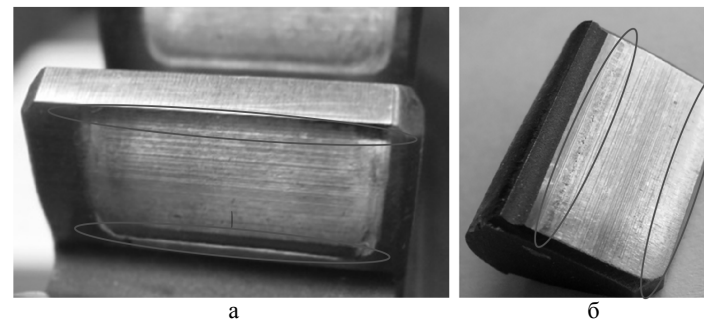


Рисунок 1 – На фоне неизношенной центральной поверхности зубьев ведущего, а, и ведомого, б, колес на ножках зубьев происходит износ кумулятивного характера

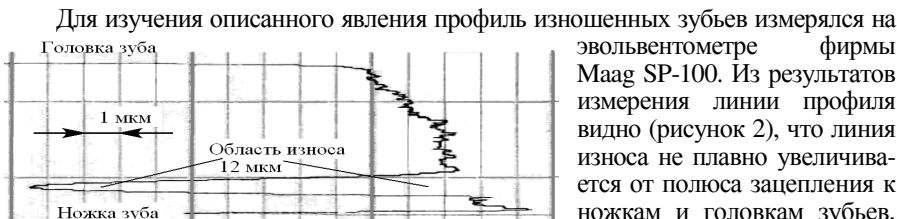


Рисунок 2 – Эвольвентограмма профиля зубчатого колеса $\alpha=49$, $\alpha=25^\circ$, $F_{H\beta}=22909\text{Н}$ после испытаний

Для изучения описанного явления профиль изношенных зубьев измерялся на эвольвентомере фирмы Маг SP-100. Из результатов измерения линии профиля видно (рисунок 2), что линия износа не плавно увеличивается от полюса зацепления к ножкам и головкам зубьев, как следует из геометрической теории, а имеет кумулятивный* характер. Наличие зон износа похожих на следы пластической деформации косвенно подтверждает это. Однако согласно классической теории пластических деформаций [2] при высоких скоростях деформации предел пластических деформаций смещается в область более высоких контактных напряжений. Вследствие отмеченных противоречий между существующими теориями и результатами экспериментов, виды износа и разрушения поверхности ножек и головок зубьев авиационных зубчатых колес можно классифицировать только весьма условно, как – связанные с пластическим течением материала. Соответственно в настоящее время нет приемлемой методики расчета контактных напряжений на зубьях при кромочном зацеплении; что делает невозможным применение для оценки прочности ножек и головок зубьев авиационных зубчатых колес основного принципа расчета деталей машин, который заключается в расчете действующих и допускаемых напряжений, одним и тем же методом расчета, с проверкой превышения допускаемых напряжений над действующими напряжениями для обеспечения заданной прочности механизма.

Таким образом, требуется иной подход для расчета авиационных зубчатых передач.

Сущность нового 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 околополосной зоны.

Теоретической основой нового подхода к расчету зубчатых передач служит, во-первых, прямой синтез геометрии [1, 3-6], не имеющей на первом этапе расчета привязки к исходному контуру, во-вторых, функциональный расчет хода измене-

*Кумулятивный от латинского слова simulatio – увеличивать, стимулировать, накапливать.

ния жесткости зацепления, напряжений, нагрузок, толщины слоя смазки, температуры, на каждом зубе, а также линейных и крутильных колебаний тел колес [7-12].

Реализация нового подхода выполняется системой компьютерного моделирования "AEROFLANK".

Физические процессы, протекающие в зубчатой передаче. Если кинематику зубчатого зацепления рассматривать без учета нагрузок, то перед входом зубьев в зацепление между зубьями пары 2-2 должен быть зазор, как показано на рисунке 3.

В нагруженной зубчатой передаче зубья деформируются, и пара зубьев 2-2 может войти в зацепление вне теоретической линии зацепления, при условии, что величина зазора F будет меньше деформации пары зубьев 1-1. Это происходит как на входе зубьев в зацепление, так и на выходе из зацепления.

Если на теоретической линии зацепления скольжение сопровождается качением, то вне линии зацепления в нагруженном состоянии контакт кромки зубьев с эвольвентным профилем сопряженного колеса протекает без качения, что существенно влияет на степень износа ножек и головок зубьев колес.

Для оценки процессов, протекающих при кромоном взаимодействии зубьев, сравним скорости скольжения профилей в крайних точках линии зацепления со скоростью касания зубьев в паре 2-2 при входе зубьев в зацепление в направлении теоретической линии зацепления. Эта скорость будет определять также скорость деформирования зубьев после их контакта.

Колеса, зубья которых показаны на рисунке 1, имеют $m=4,02$; $z_1=49$, $z_2=51$, $x_1=x_2=0$. Частота вращения 7500 об/мин. Скорость скольжения в начале теоретической линии зацепления 13,5 м/с. Передаваемая мощность 1773 кВт. Прогиб зубьев в однопарном зацеплении 30 мкм.

Моделирование процесса сближения зубьев рассматривается, как изменение расстояния между зубьями в кромоной фазе в зависимости от угла поворота ведущего колеса и в результате выражается графиком, показанном на рисунке 4.

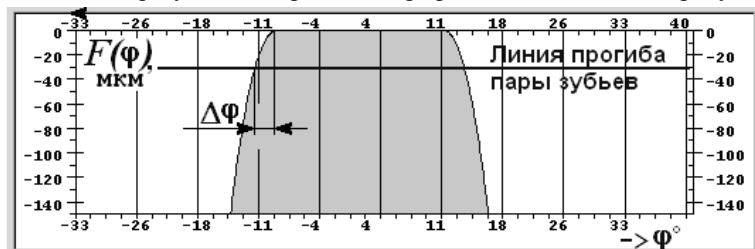


Рисунок 4 – График линии сближения зубьев

Из графика может быть определено значение $F(\varphi)=30 \cdot 10^{-6}$ мм, что соответствует прогибу зубьев в однопарном зацеплении, а $\Delta\varphi=4^\circ$. Учитывая частоту вращения колес 7500 об/мин, определим время от первого касания зубьев до выхода их на теоретическую линию зацепления. По полученным данным скорость сближения зубьев, а именно скорость удара зубьев, будет равна 3 м/с.

Скорость удара (деформирования) 3 м/с меньше той скорости, при кото-

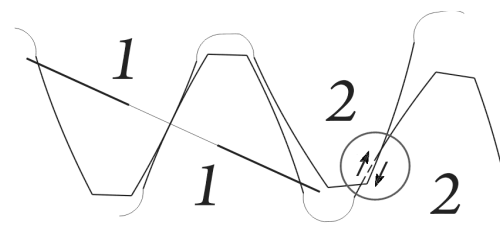


Рисунок 5 – Схема перемещения пластически деформированных частиц поверхности зубьев при входе в зацепление

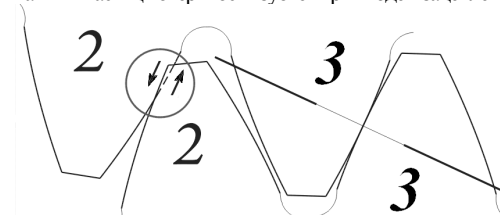


Рисунок 6 – Схема перемещения пластически деформированных частиц поверхности зубьев при выходе из зацепления

рой материал зубьев может сохранять упругие свойства при высоких контактных напряжениях. Зубья будут внедряться друг в друга, пластически деформируясь, как показано на рисунке 5. При этом, как следует из характера движения точек контакта, на входе зубьев материал кромки будет, уплотняясь сжиматься, что приводит к выкрашиванию на ножках ведомых зубьев.

При выходе зубьев из зацепления (рисунок 6), характер движения точек контакта будет иной – пластически деформированный металл кромок растягивается, что приводит к схватыванию (заеданию) поверхностью зубьев.

Таким образом, высокоскоростные высоконагруженные немодифицированные эвольвентные зубья будут иметь различные формы износа на головках и ножках колес.

Для определения кинематической погрешности одной пары зубьев на всем протяжении фактической линии зацепления, т.е. в общем виде, в "AEROFLANK" решается обратная задача теории зацепления известными методами, изложенными например, Ф.Л. Литвиным в работе [13].

Совокупность функций кинематической погрешности всех пар зубьев определит многозначную функцию кинематической погрешности. В отличие от простой кинематической погрешности – многозначная состоит из конечных перекрывающихся функций, каждая из которых определяет положение точки контакта пары относительно номинального положения.

Входными данными для решения обратной задачи теории зацепления являются погрешности профиля всех зубьев. Вся совокупность таких функций названа И.П. Нежуриным прерывной кинематической погрешностью колес [14], которая определяется следующим образом:

$$f_z(v) = f_{ff}(v) + F_p(Z),$$

где $f_{ff}(v)$ – функция погрешности профиля, заданная так, что $f_{ff}(v_d) = 0$; v_d – угол развернутости эвольвенты по начальной окружности; $F_p(Z)$ – погрешность шагов (углового положения) z -го зуба, измеренная по начальной окружности и заданная так, что $F_p(Z)_{Z=1} = 0$.

При радиальном биении колес и погрешности профилей зубьев (степень точности 6-4-4) график многозначной кинематической погрешности имеет вид, показанный на рисунке 7.

В отличие от ГОСТ 21354-86 в "AEROFLANK" рассчитываются контактные напряжения и другие показатели не в одной точке, а непрерывно во всех фазах зацепления. Это позволяет выполнить проектирование зубчатой передачи так, чтобы не только в полюсе зацепления была обеспечена контактная проч-

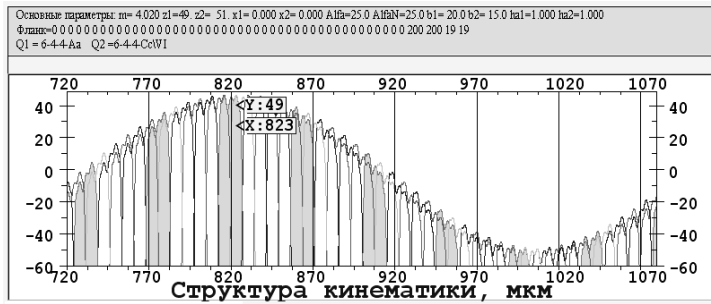


Рисунок 7 – График, определяющий положение каждой пары зубьев за один оборот ведущего колеса (График соответствует зубчатым колесам, степень точности которых 6-4-4)

ность, но и в других фазах зацепления зубьев колес, в том числе и в фазах входа зубьев в зацепление и выхода их него. Поскольку результаты расчета получаются в таком же виде, как и в натурном эксперименте, то эту методику также называют вычислительным экспериментом.

На текущий момент "AEROFLANK" применяется для решения следующих задач: расчет на выносливость зубчатых передач прямозубых, косозубых и шевронных; расчет хода изменения контактных и изгибных напряжений и распределение напряжений по ширине зубьев, что необходимо для оценки реального числа циклов нагружения зубьев; расчет процесса изменения толщины слоя смазки и мгновенной температуры; расчет кинематической и кинетической погрешности; расчет скоростей, ускорений, крутильных и линейных; колебаний тел колес и присоединенных деталей; расчет спектров вибраций. Особенно важно то, что с помощью "AEROFLANK" можно назначить степень точности зубчатых колес по критерию виброактивности.

В качестве примера рассмотрим синтез зубчатой передачи с параметрами: $m=6,7$; $\alpha=25^\circ$; $z_1=z_2=30$; $h_{a1}^*=h_{a2}^*=1$; $c^*=0,2$; $r_{k1}=r_{k2}=1$; $b_1=62$; $b_2=60$; $\Delta_1=\Delta_2=0,02$ (рисунок 8).

Исходная степень точности передачи 4-7-4 по ГОСТ 1643-81. Частота вращения 1200об/мин; крутящий момент 3000Н·м; мощность 377кВт.

На рисунках 9,10 показан результат вычислительного эксперимента по определению контактных напряжений, мгновенной температуры и толщины слоя смазки зубчатой передачи с колесами, имеющими профиль зубьев с заданной погрешностью шага зацепления и гармонической погрешностью профиля, которые соответствуют степени точности передачи 4-7-4.

Как следует из результатов расчета, при входе зубьев в зацепление контактные напряжения достигают предела текучести 3138МПа, а толщина слоя смазки уменьшается до нуля (см. рисунок 12), что и является причиной износа зубьев.

Следует обращать внимание на то, что на входе зубьев вершина зубьев вблизи кромки дважды касается профиля. Первое касание происходит вне теоретической линии

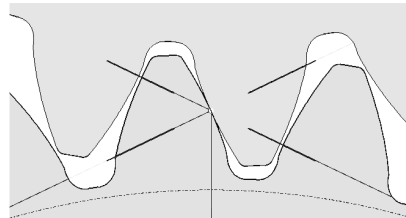


Рисунок 8 – Зацепление и форма зубьев передачи $m=6,7$; $\alpha=25^\circ$; $z_1=z_2=30$

*Кинетическая погрешность отличается от кинематической тем, что измеряется под нагрузкой, т.е. учитывается изгиб зубьев.

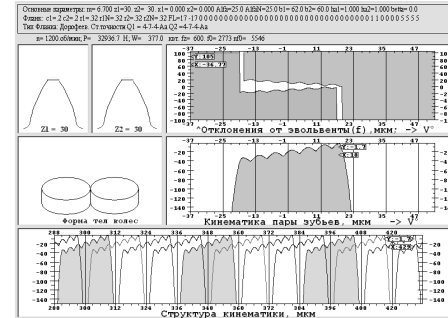


Рисунок 9 – Кинематические процессы

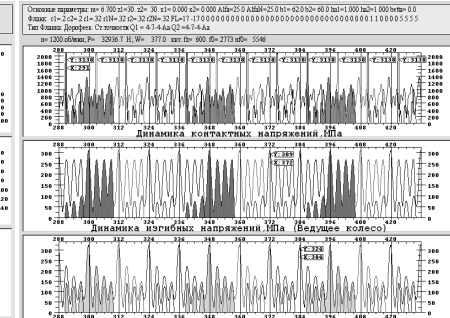


Рисунок 10 – Контактные и изгибные напряжения

зацепления (рисунок 11,а), второе касание на теоретической линии зацепления. Таким образом, число циклов контактного нагружения ножек зубьев удваивается.

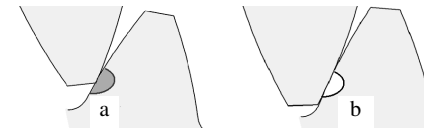


Рисунок 11 – Участок профиля ведущего зуба, который дважды за цикл зацепления входит в контакт: а – вне линии зацепления; б – на линии зацепления

Основываясь на теоретических положениях, изложенных в работе [1-12] алгоритмы "AEROFLANK" дополнены модулями расчета мгновенной температуры и толщины слоя смазки, по методике [15].

На рисунке 12 показан результат вычислительного эксперимента с

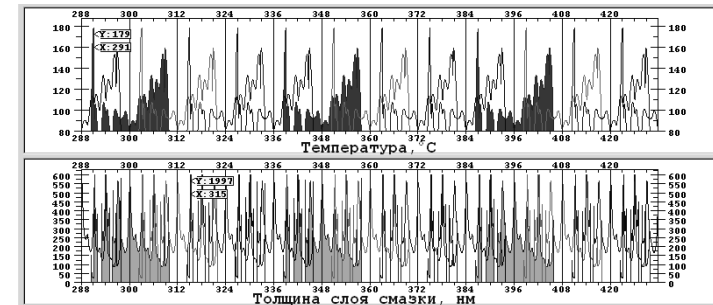


Рисунок 12 – Ход изменения мгновенной температуры и толщины слоя смазки

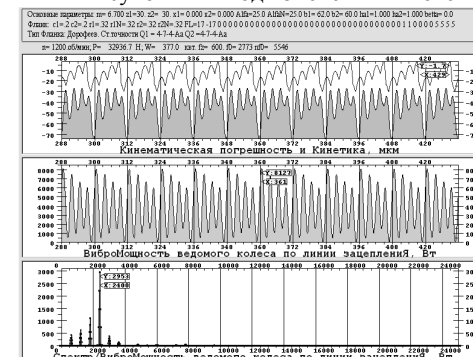


Рисунок 13 – Колебательные процессы

целью анализа хода изменения мгновенной температуры на поверхности зубьев и толщины слоя смазки. Простейший способ устранить негативные явления кромочного контакта это изменить форму профиля на головке так, чтобы кромка зуба под нагрузкой не касалась активного участка сопряженного профиля зуба. Такая процедура называется модификацией или, в некоторых странах, коррекцией профиля.

На рисунке 14 показаны отклонения от эвольвенты двух со-

профилей, отражающие линии модификации зубьев.

Анализ модифицированной зубчатой передачи седьмой степени точности по нормам плавности ГОСТ 1643-81 с помощью программы "AEROFLANK". Ниже рассмотрены процессы в передаче с теми же геометрическими характеристиками, как и в рассмотренной ранее, только профилем выполнен модифицированным. Глубина и форма линии профиля определялась путем вычислительных экспериментов при вариации различных параметров модификации.

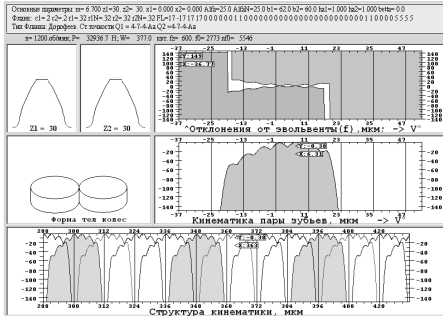


Рисунок 15 – Кинематические процессы в модифицированной передаче

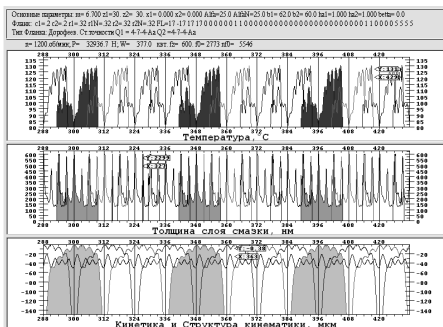


Рисунок 17 – Ход изменения мгновенной температуры и толщины слоя смазки

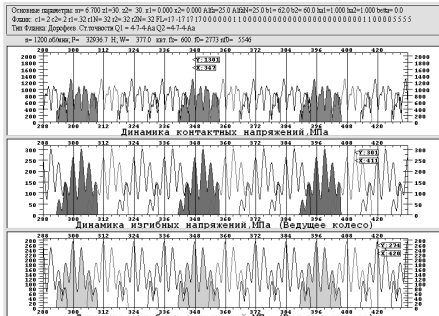


Рисунок 16 – Контактные и изгибные напряжения в модифицированной передаче

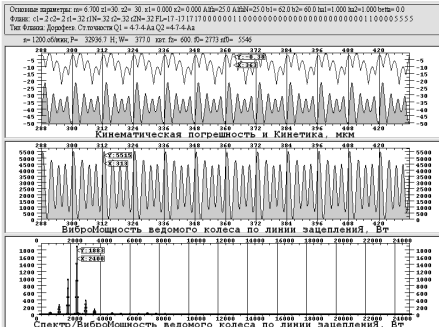


Рисунок 18 – Колебательные процессы в модифицированной передаче

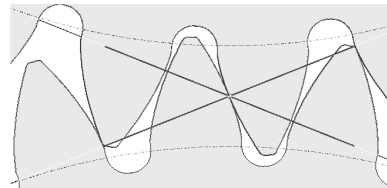


Рисунок 19 – Зацепление и форма зубьев передачи $m=6,7$; $\alpha=22^\circ$; $z_1=z_2=30$. Геометрия зубьев получена методом прямого синтеза

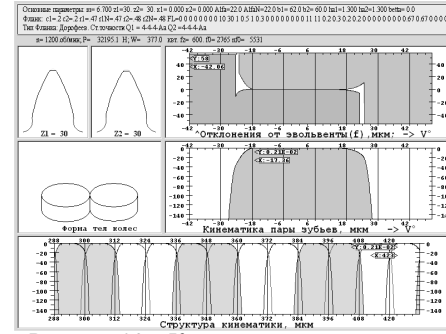


Рисунок 20 – Кинематические процессы в синтезируемой передаче

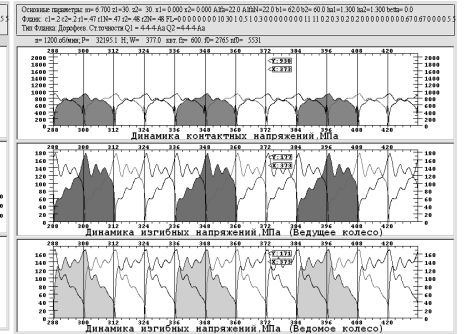


Рисунок 21 – Контактные и изгибные напряжения в синтезируемой передаче

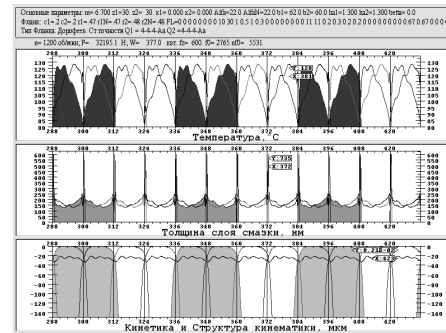


Рисунок 22 – Графики процессов изменения мгновенной температуры и толщины слоя смазки в синтезируемой передаче

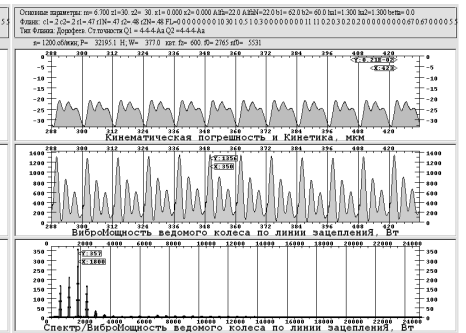


Рисунок 23 – Колебательные процессы в синтезируемой передаче

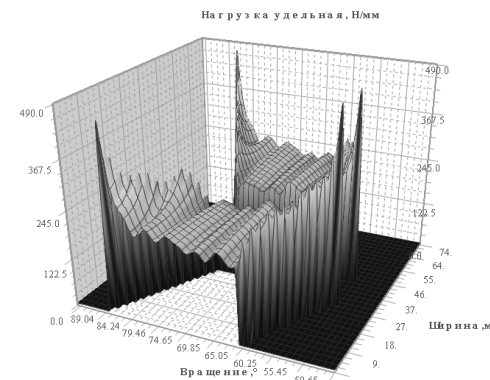


Рисунок 24 – Распределение удельных контактных нагрузок в шевронной зубчатой передаче: $m=5,888$; $\alpha=20^\circ$; $\beta=\pm 28,5^\circ$; $z_1=z_2=30$; $h_{a1}^*=h_{a2}^*=1,3$; $c=0,2$; $b_1=74$; $b_2=70$; $b_3=9$; степень точности передачи 4 по ГОСТ 1643-81; частота вращения 1200 об/мин; крутящий момент 3000 Н·м; мощность 471 кВт

видно, что контактные напряжения уменьшились в 1,4 раза, изгибные напряжения уменьшились в 1,7 раза, вибрация в 4 раза.

Система "AEROFLANK" предназначена для проектирования не только прямозубых передач внешнего зацепления. С ее помощью можно выполнять проектирование зубчатых колес с несимметричным профилем, с внутренним зацеплением, косозубых и шевронных [6, 16].

Пример расчета нагрузок в шевронной передаче показан на рисунках 24, 25.

В работах [16-18] приведены примеры практического применения системы "AEROFLANK".

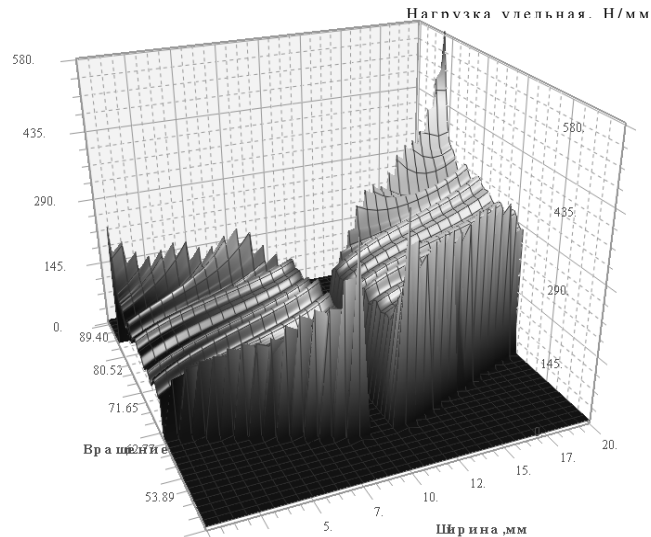


Рисунок 25 – Распределение удельных контактных нагрузок в шевронной зубчатой передаче при перекосе осей

Выводы. Поскольку основное требование, предъявляемое к авиационным зубчатым передачам, заключается в отсутствии износа и низком уровне вибраций, то задача проектирования сводится к такому синтезу формы профиля, при котором толщина слоя смазки в области контакта головок и ножек зубьев будет максимальной, контактные напряжения и виброактивность – минимальны. Математическая модель такого расчета разработана в работе [3-12] и реализована как программный комплекс "AEROFLANK".

Программный комплекс "AEROFLANK" применялся при доводке авиационных двигателей ТВ3-117ВМА-СБМ1, АИ-222, АИ-436-148, Д27, при этом не только уменьшался износ поверхности зубьев, но и уменьшался уровень вибрации зубчатых передач [17, 18].

Список литературы: 1. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М., Машиностроение, 1995. – 320с. 2. Теория пластических деформаций металлов / Е.П. Унксов, У. Джонсон, В.Л. Колмогоров и др.; Под ред. Е.П. Унксова, А.Г. Овчинникова. – М.: Машиностроение, 1983. – 598с. 3. Дорофеев В.Л. Прямой синтез авиационных эвольвентных зубчатых передач. Ч.1. Проектирование зацепления / В.Л. Дорофеев. – М.: ФГУП ММПШ "Салют", 2003. – 22с. 4. Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В. Применение метода прямого синтеза для проектирования зубчатых передач с углами исходного контура менее одного и более пятидесяти градусов // Современные проблемы техносферы и подготовки инженерных кадров: Сборник трудов VI Международной научно-методической конференции на острове Джерба с 11 по 18 октября 2012г. – Донецк: ДонНТУ, 2012. – С.138-140. 5. Вулгаков Э.Б., Дорофеев В.Л. Компьютерное проектирование эвольвентных зубчатых передач в обобщающих параметрах // Конверсия в машиностроении. – 2002. – С.148-154. 6. Дорофеев В.Л., Арнаутов К.Б., Дорофеев Д.В. Назначение параметров исходного контура эвольвентных зубчатых колес с несимметричными зубьями // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2011. – №29. – С.53-60. 7. Дорофеев В.Л. Расчет сил, действующих в зубчатых передачах // Новое в расчетах и конструировании зубчатых, планетарных и волновых передач. – Л: ЛДНТП, 1984. – С.41-46. 8. Дорофеев В.Л. Уточненное определение динамических нагрузок в зубчатых передачах // Вестник Машиностроения. –1985. – №6. – С.45-47. 9. Дорофеев В.Л. Математическое моделирование шумов и вибраций в зубчатых передачах станков / В.Л. Дорофеев. – Бишкек: Кыргыз. техн. ун-т, 1994 – 58с. 10. Дорофеев В.Л. Принцип аналитического разделения упругих перемещений на контактные и изгибные и его применение для расчета зубчатых передач // Труды конференции "Техника приводов". –

Болгария, София, 2003 / <http://gears.ru/transmis/zaprogramata/1.307.pdf>. 11. Дорофеев В.Л. Основы технологии компьютерного моделирования полей напряжений методом комплексных аналитических функций // Новые технологии управления движением технических объектов. Материалы 3-й Международной научно-технической конференции. – Том 2. – Новочеркасск, 2000. – С.104-109. 12. Дорофеев В.Л. Анализ и расчет контактных и изгибных перемещений деталей машин // Вестник машиностроения – 1993. – №10. – С.5-7. 13. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 14. Нежурич И.П. Кинематическая точность зубчатых колес и ее контроль // Стандартизация. – 1963. – №6. – С.8-14. 15. Коднич Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 304с. 16. Novicov A.S., Paikin A.G., Dorofeyev V.L., Ananiev V.M., Kapelevich A.L. Application of Gear with Asymmetric Teeth in Turbogroup Engine Gearbox // Geartechnology. – January/February, 2008. – p.60-64. 17. Кравченко И.Ф., Единович А.Б., Яковлев В.А., Дорофеев В.Л. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: ХАИ, 2008. – №8(55). – С.129-134. 18. Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В., Единович А.Б., Корнейчук А.В. Особенности проектирования редукторов для самых мощных в мире украинско-российских авиационных двигателей // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.54-61.

Поступила в редколлегию 10.03.2013

УДК 621.833.01

Система моделирования "AEROFLANK" & прямой синтез износостойких и малозумных зубчатых передач / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.39-48. – Бібліогр.: 18 назв.

Знос профілю зубців високошвидкісних зубчастих коліс має місце на голівках і ніжках зубців. Околополюсна зона таких коліс зношується незначно. Показано, що використання системи прямого синтезу зубчастих передач "AEROFLANK" дозволяє: 1. знайти таку лінію профілю, при якій зубці контактують тільки через шар мастила на всьому протязі лінії зацеплення; 2. в кілька разів зменшити потужність, затрачену на генерацію вібрацій; 3. зменшити контактні та згинні напруження.

Ключові слова: зубчасті колеса, синтез, знос.

Deterioration of a cross-section of teeth of high-speed tooth gears takes place on heads and legs of teeth. The circumferential zone wears out slightly. Use of system of direct synthesis of toothed gears "AEROFLANK" allows: 1. To find such line of a cross-section at which teeth contact only through a lubricant layer on all line of action; 2. Several times to reduce the capacity spent for generation of vibrations; 3. To reduce contact and bending stresses.

Keywords: tooth gears, synthesis, wear.

УДК 620.169.2

Н.Н. ИШИН, к.т.н., доц., заместитель директора НТЦ "Карьерная техника" Объединенного института машиностроения НАН Беларуси, Минск;
А.М. ГОМАН, к.т.н., доц., начальник отдела Объединенного института машиностроения НАН Беларуси;
А.С. СКОРОХОДОВ, к.т.н., вед. научный сотрудник Объединенного института машиностроения НАН Беларуси;
С.А. ГАВРИЛОВ, директор ОАО "Полтава-БелАЗ-сервис", Комсомольск

НАЗНАЧЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ УРОВНЕЙ ВИБРАЦИЙ ПРИ ВИБРОДИАГНОСТИКЕ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Изложен метод предварительного назначения предельных уровней вибраций при автоматизированном вибромониторинге технического состояния зубчатых механизмов. Метод базируется на гипотезе линейной зависимости параметров вибраций от величины зазоров в сопряжениях и позволяет, в отсутствие статистической базы по вибрационным характеристикам механизма в зависимости от наработки, назначить ориентировочные уровни вибраций зубчатого механизма для контроля его состояния в эксплуатации.

© М.М. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов, С.А. Гаврилов, 2013