

УДК 621.21.452.322.018.2-585

В.М. АНАНЬЕВ, Д.В. КАЛИНИН, Е.В. КОЖАРИНОВ*ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРОВ ПРИВОДА ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

Рассмотрены вопросы оптимального проектирования зубчатых зацеплений как одного из основных путей совершенствования редукторов ТРДД. Ограниченная возможностями зуборезного инструмента геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач позволяет анализировать зацепление только для заранее заданного исходного производящего контура, что не позволяет полностью реализовать возможности эвольвентного зацепления. Теория эвольвентных передач в обобщающих параметрах позволяет решить задачу синтеза зубчатого зацепления в два этапа: синтез зацепления независимо от исходного производящего контура, при котором геометрические, кинематические и качественные показатели зацепления выбираются в целях повышения удельной несущей способности передачи, и синтез зубьев, при котором выбор производящего исходного контура осуществляется с учётом оптимизации переходной кривой между зубьями. Использована аппроксимированная модель планетарного ряда для получения целевой функции объёма передачи. Получено условие равноценности объёмов передачи по изгибной прочности зубьев ведущей шестерни и ведомого колеса как один из аспектов оптимального проектирования зубчатой передачи.

Ключевые слова: редуктор ТРДД, эвольвентное зубчатое зацепление, обобщающие параметры

Введение

Редуктор ТРДД является промежуточным элементом, согласующим частоту вращения турбины низкого давления (ТНД) и вентилятора.

Использование редуктора в качестве привода вентилятора в ТРДД позволяет существенным образом повысить экономичность двигателя и снизить его шумность.

Расположение редуктора на двигателе определяет ряд его конструктивных особенностей. Со стороны двигателя на облик редуктора влияет форма проточной части и канала воздухозаборника. Система управления и диагностики состояния двигателя требует установки на редукторе измерителя крутящего момента. Место установки двигателя на самолёте также предъявляет к его конструкции ряд требований.

Развитие и совершенствование редукторов ТРДД связано с решением следующих проблем [1]:

- оптимизация кинематической схемы;
- выбор геометрических параметров зацепления;
- совершенствование расчётных 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.

В настоящей статье рассмотрены пути совершенствования редукторов ТРДД при помощи выбора оптимальных геометрических параметров зубчатых зацеплений.

1. Проектирование зубчатых передач в обобщающих параметрах

Геометрическая теория эвольвентных цилиндрических зубчатых передач, изложенная в [2], ограничивается возможностями зуборезного инструмента. Она позволяет упорядочить производство, унифицировать и стандартизировать технологическую оснастку, инструмент, оборудование. В построениях этой теории технология является той первоосновой, на базе которой развивается логическая схема синтеза и анализа передачи – от технологии и инструмента к изделию и зубчатому колесу. Таким образом, данный аппарат геометрической теории эвольвентных зубчатых передач позволяет анализировать зацепление только для наперёд принятого исходного производящего контура. Предложенный подход не позволяет проверить, все ли возможности спроектированной эвольвентной передачи реализованы.

Дальнейшее развитие методов проектирования зубчатых передач связано с созданием Э.Б. Вулгаковым теории зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах, в которой плоская эвольвента окружности определяется диаметром окружности, с которой она разворачивается, и некоторым углом развёрну-

тости (например, на окружности заострения: η_1 для шестерни и η_2 для колеса). Две эвольвенты с различными точками возврата и развернутые при обкатке прямой в противоположные стороны по одной и той же основной окружности образуют зубец [3]. Точка пересечения двух описанных выше эвольвент располагается на некоей окружности, которую будем называть окружностью заострения, т.е. зубец размещается между двумя концентрическими окружностями – основной окружностью и окружностью заострения. Если расположить несколько зубцов равномерно по основной окружности, ограничить их некоей окружностью вершин, которая обеспечит требуемую толщину зуба на вершине, и пристроить между ними переходные кривые, образование зубчатого колеса будет завершено.

Указанный приём образования зубцов отражает широкие технологические возможности получения эвольвентного профиля – независимость эвольвенты окружности от производящего исходного контура и его смещения. Чтобы получить требуемый зубец некоторым инструментом – огибанием или копированием – необходимо сохранить при его изготовлении диаметры основной окружности и окружности заострения.

Реализация зубцов на колесе при образовании эвольвентного профиля сопровождается возникновением переходных кривых, в частности, как огибающих к вершине головки зуба производящего исходного контура. Получение переходной кривой является одной из задач синтеза колеса.

Таким образом, задача синтеза зубчатой передачи разделяется на два этапа [3]:

1. Синтез зацепления вне зависимости от производящего исходного контура, при котором геометрические, кинематические и качественные показатели зацепления выбираются в целях снижения динамической нагрузки, увеличения контактной прочности и стойкости поверхностей зубьев против заедания.

2. Синтез зубьев, при котором выбор производящего исходного контура осуществляется с учётом возможной станочной интерференции при конструировании переходной кривой, пристраиваемой к зубцу. Последняя должна удовлетворять наперёд поставленным требованиям по изгибной прочности зубьев.

Такой синтез зацепления и передачи в целом открывает широкие возможности для проектирования передач, разделяя этот процесс на конструирование эвольвентной части зубьев и конструирование переходной кривой. Однако при этом может потребоваться разработка специального инструмента, позволяющего изготовить зубчатую передачу, полученную путём оптимального проектирования [3].

Некоторые вопросы синтеза и анализа передач, рассмотренных в данной статье, позволяют решить задачу проектирования зубчатых передач с улучшенными качественными показателями по сравнению с теми, которые можно было бы получить, используя традиционный аппарат геометрической теории эвольвентных зубчатых передач.

2. Аппроксимированная зубчатая передача и целевая функция

На рис. 1 показан планетарный ряд аппроксимированных зубчатых колёс, соприкасающихся по начальным цилиндрам.

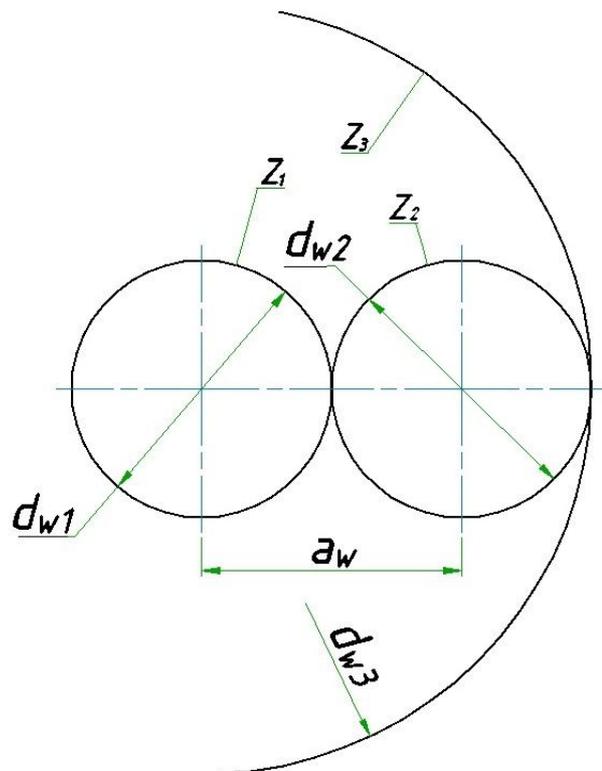


Рис. 1. Планетарный ряд:
1 – солнечное колесо, 2 – сателлит,
3 – эпициклическое колесо

Габариты этого ряда – межосевое расстояние a_w и ширина венца b – определяются парой цилиндрических колёс Z_1 и Z_2 внешнего зацепления или размерами колеса Z_3 с внутренними зубьями. Для получения такой передачи с наименьшим весом необходимо уменьшить размеры колеса Z_3 , или, что одно и то же, габариты a_w и b , определяющий некий объём передачи V . Следовательно, оптимизация объёма планетарного ряда зубчатых колёс сводится к оптимизации объёма двух сопряжённых цилиндрических колёс внешнего зацепления, начальные окружности которых определяются по следующим формулам [3]:

$$d_{w1} = \frac{d_{b1}}{\cos(\alpha_w)} = \frac{2 \cdot a_w}{(1+u)}, \quad (1)$$

$$d_{w2} = u \cdot d_{w1}, \quad (2)$$

где d_b – основная окружность;
 a_w – межосевое расстояние;
 u – передаточное отношение;
 α_w – угол зацепления.

Допустим, что у колёс z_1 и z_2 ширина зубчатого венца $b_1 = b_2 = b$. Тогда суммарный объём касающихся цилиндров или целевая функция будет определяться по следующей формуле [3]:

$$V = \pi \cdot \frac{1+u^2}{(1+u)^2} \cdot a_w^2 \cdot b. \quad (3)$$

Выразим габариты передачи через коэффициент формы зубца y_n , угол зацепления α_w и жёсткость зубцов, а также через параметры их напряжённости и параметры материала. Последние представим в виде требуемых запасов по изгибной $n_{и1,2}$ и контактной прочности n_k , а также характеристик материала – предела изгибной $[\sigma_{и}]$ и контактной $[\tau_k]$ выносливости. Благодаря такой структуре целевой функции задачу об оптимизации объёма передачи можно привести к нахождению независимых переменных v_1 и v_2 , при которых обеспечивается получение минимума V .

Для предварительной оценки прочности при составлении целевой функции принимаем, что усилия между зубьями распределяется статически – пропорционально жёсткости и деформации, а опасное сечение изгиба зубца проходит через точку конца рабочего участка эвольвентного профиля. Будем полагать, что несущая способность передачи определяется контактной прочностью поверхностей зубцов в полюсе зацепления или вблизи полюса зацепления и изгибной прочностью зубца в начале однопарного зацепления при коэффициенте перекрытия $\varepsilon < 2$ и двухпарного зацепления при $\varepsilon < 3$ [3].

3. Объём сопряжённых колёс при расчёте по напряжениям в зоне однопарного контакта

При размещении точки контакта в однопарной зоне вся нагрузка в зацеплении воспринимается одной парой зубьев. Передаваемая нагрузка определяется по следующей формуле:

$$P = \frac{2 \cdot M_1}{d_{b1}}, \quad (4)$$

где M_1 – момент на ведущей шестерне.

d_{b1} – диаметр основной окружности шестерни

Используя распространённые методы расчёта на контактную прочность зубчатых передач [5] определим запас по контактной прочности:

$$n_k = \frac{[\tau_k]}{214 \cdot (1+u) \cdot \sqrt{\frac{P}{a_w \cdot b \cdot u \cdot \sin(\alpha_w)}}}. \quad (5)$$

Запас по изгибной выносливости шестерни будет определяться исходя из следующего выражения [4]:

$$n_{и1} = \frac{y_{н1} \cdot b \cdot d_{b1} \cdot [\sigma_{и}]}{P}. \quad (6)$$

Решая совместно уравнения (5) и (6) получим следующее выражение:

$$1,09 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{u}{1+u} \cdot \frac{[\tau_k]^2}{n_k^2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w) - y_{н1} \cdot \frac{[\sigma_{и}]}{n_{и1}} = 0. \quad (7)$$

Выражение (7) связывает независимые переменные v_1 и v_2 , выраженные через угол зацепления α_w и коэффициент формы зубца y_n , с передаточным числом и параметрами, характеризующими напряжённость передачи – запасами прочности и механическими характеристиками материала (пределами изгибной и контактной выносливости) [3].

Выразим межосевое расстояние a_w и ширину зубчатого венца b из формул (5) и (6) и полученные выражения подставим в формулу для объёма (3). Тогда в зоне однопарного контакта при коэффициенте перекрытия $\varepsilon < 2$ объём сопряжённых колёс, вычисленных при заданных контактных и изгибных напряжениях на шестерне, определяется по следующей формуле [4]:

$$V_1 = 132 \cdot 10^8 \cdot \frac{(1+u^2) \cdot (2+u)^2}{u^2} \cdot M_1 \cdot \frac{[\sigma_{\varepsilon}]}{[\tau_{\varepsilon}]^4} \times \frac{n_{\varepsilon}^4}{n_{\varepsilon 1}} \cdot \frac{y_{i1}}{\sin(\alpha_w)}. \quad (8)$$

Обратим внимание на то, что в выражении (8) выполняется следующее соотношение:

$$\frac{[\sigma_{и}]}{[\tau_k]^4} \cdot \frac{n_k^4}{n_{и1}} = \frac{\sigma_{и1}}{\tau_k^4} = \text{const}. \quad (9)$$

Поскольку соотношения между действующими изгибными и контактными напряжениями определяются уравнением (7) при некоторых значениях обобщающих параметров v_1 и v_2 выражение для объёма зубчатого зацепления можно переписать следующим образом:

$$V_1 = 288 \cdot 10^3 \cdot \frac{(1+u^2)(1+u)}{u} \cdot M_1 \cdot \frac{n_k^2}{[\tau_k]^2 \sin(2\alpha_w)}. \quad (10)$$

Из множества возможных вариантов передач, удовлетворяющих уравнению (10), искомый вариант должен одновременно удовлетворять уравнению (7). В системе координат ξ_1 и ξ_2 он лежит на изолинии, описанной выражением (9).

Аналогичным образом составляется уравнение для изолинии, определяющей соотношение между контактными и изгибными напряжениями ведомого колеса и независимыми переменными ν_1 и ν_2 , представленными в виде угла зацепления α_w и коэффициента формы зубца u_n .

Важным аспектом оптимального проектирования зубчатой передачи является удовлетворение условия равнопрочности ведущего и ведомого зубчатых колес по изгибным напряжениям. Оптимальная масса зубчатой передачи имеет место при равенстве объемов передачи, определенных по критерию прочности шестерни и колеса:

$$V_1 = V_2 = V, \tag{11}$$

где V_1 – объем передачи по условию прочности ведущего колеса; V_2 – объем передачи по условию прочности ведомой шестерни.

Исходя из выражения (8) условие равенства объемов можно представить в следующем виде:

$$\frac{[\sigma_{и1}]}{n_{и1}} \cdot u_{н1} = \frac{[\sigma_{и2}]}{n_{и2}} \cdot u_{н2}. \tag{12}$$

В частном случае, при выполнении условия

$$[\sigma_{и1}] = [\sigma_{и2}] = [\sigma_n]$$

выражение (12) упрощается следующим образом:

$$\frac{n_{и2}}{n_{и1}} = \frac{u_{н2}}{u_{н1}}. \tag{13}$$

Из формул (8) и (10) следует, что минимум целевой функции объема сопряженных колес передачи в зоне однопарного контакта приходится на ту часть области существования зацепления, в которой углы зацепления α_w достигают наибольших значений (рис. 2).

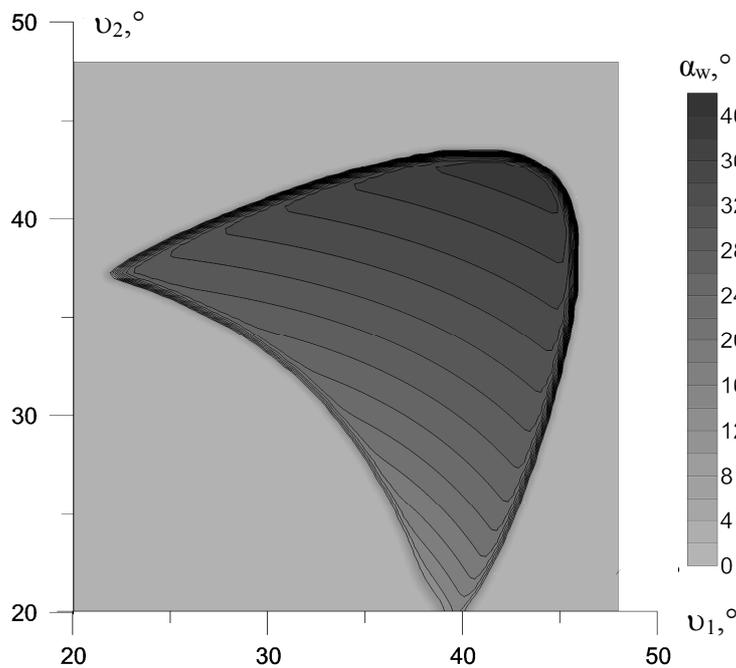


Рис. 2. Семейство изолиний угла зацепления и область существования передачи $Z_1 = 20$ и $Z_2 = 57$

Отметим, что изображенная на рис. 2 теоретическая область существования зубчатой передачи ограничена следующими условиями:

$$\begin{cases} \varepsilon > 1, \\ \alpha_{p1} > 0, \\ \alpha_{p2} > 0, \end{cases} \tag{14}$$

где ε – коэффициент перекрытия,

α_{p1} и α_{p2} – углы профиля в точке конца активного участка зубца.

Необходимо отметить, что на зубчатое зацепление накладываются дополнительные ограничения.

Так, например, при коэффициенте перекрытия $\varepsilon < 1,3$ в зубчатом зацеплении возникают высокие динамические нагрузки.

Таким образом, необходимо осуществлять поиск минимума целевой функции с учетом указанного соотношения.

Проанализируем зависимость (13). Из неё следует, что равноценность объемов зубчатого зацепления по условиям прочности ведущего колеса и ведомой шестерни выполняется при равенстве коэффициентов формы зуба шестерни $u_{н1}$ и колеса $u_{н2}$, или же при минимуме разности между ними.

Коэффициент формы зуба определяется посредством аппроксимации зуба усечённым клином. К вершине усечённого клина прикладывается сила, и при помощи формул теории упругости определяются напряжения, действующие в наиболее опасном сечении, проходящем через нижнюю точку активного профиля зубца [6].

Построим на области существования зубчатого зацепления изолинии разности коэффициентов формы зуба шестерни и колеса (рис. 3).

Область, изображённая на рис. 3, показывает, при каких значениях обобщающих параметров ν_1 и ν_2 разница коэффициентов формы зуба принимает минимальные значения.

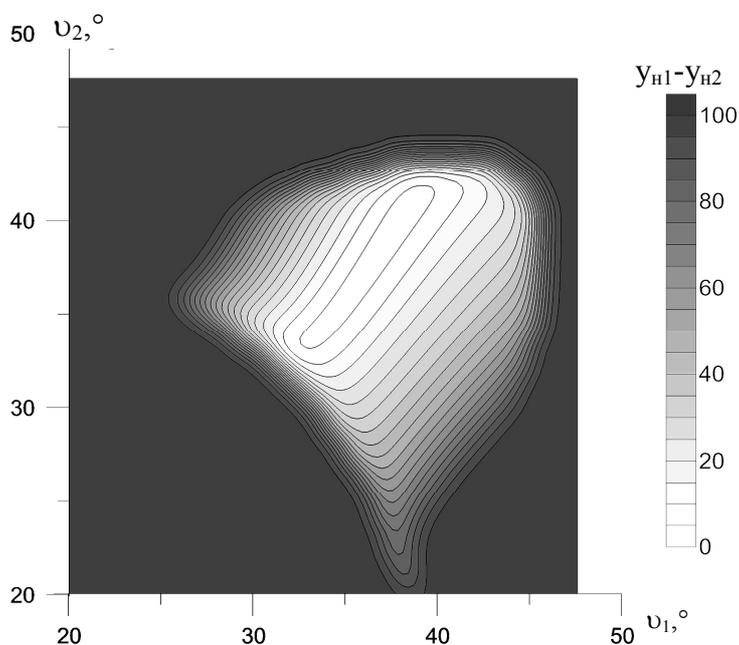


Рис. 3. Семейство изолиний разности коэффициентов формы зуба шестерни и колеса передачи $Z_1 = 20$ и $Z_2 = 57$

Заключение

Проектирование зубчатых передач с использованием обобщающих параметров позволяет создавать редуктора ТРДД с заранее заданными высокими качественными параметрами.

В качестве целевой функции при проектировании зубчатого зацепления выбран суммарный объём планетарного ряда, который через диаметр основной окружности, ширину венца и передаточное отношение связан с допустимыми контактными и изгибными напряжениями.

Путём анализа целевой функции – объёма передачи – установлен факт, что её минимум достигается при наибольшем значении угла зацепления α_w и при минимальной разности между коэффициентом формы зуба шестерни и колеса. При этом отмечено, что увеличение угла зацепления ограничено минимально допустимым коэффициентом перекрытия $\varepsilon = 1,3$. Дальнейшее увеличение угла зацепления за счёт снижения коэффициента перекрытия приводит к недопустимому росту динамических нагрузок в зацеплении.

Литература

1. Капелевич, А. Редукторы МГТД. Классификация, выбор кинематических схем, геометрии зацепления, расчёт на прочность, оценка массогабаритных параметров [Текст]: техн. отчет / ЦИАМ; исполн. Капелевич А. - М., 1991. - 75 с. - Инв. № 11719.
2. Гавриленко, В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи [Текст] / В.А. Гавриленко. - М.: Машиностроение, 1969. - 431 с.
3. Вулгаков, Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщённая теория и проектирование [Текст] / Э.Б. Вулгаков. - М.: Машиностроение, 1974. - 264 с.
4. Вулгаков, Э.Б. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. Справочник по геометрическому расчёту [Текст] / Э.Б. Вулгаков, Л.М. Васина. - М.: Машиностроение, 1978. - 176 с.
5. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи [Текст] / В.Н. Кудрявцев. - М.-Л., Машиностроение, 1966. - 308 с.
6. Петрусевич, А.И. Зубчатые передачи: кн. 1 Детали машин [Текст] / А.И. Петрусевич. - М.: Машиз, 1953. - 433 с.

7. Ананьев, В. Разработка САПР и исследование несущей способности высоконапряжённых цилиндрических зубчатых передач [Текст]: техн. отчет / ЦИАМ; исполн. Ананьев В. - М., 1986. – 191 с. – Инв. № 10563.

Поступила в редакцию 31.05.2013, рассмотрена на редколлегии 14.06.2013

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Ножницкий, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва.

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРІВ ПРИВОДУ ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД

В.М. Ананьєв, Д.В. Калінін, Є.В. Кожаринов

Розглянуто питання оптимального проектування зубчастих зачеплень як одного з основних шляхів удосконалення редукторів ТРДД. Обмежена можливостями зуборізного інструменту геометрична теорія евольвентних зубчастих передач дозволяє аналізувати зачеплення тільки для наперед заданого вихідного утворюючого контуру, що не забезпечує повноту реалізації можливостей евольвентного зачеплення. Теорія евольвентних передач в узагальнюючих параметрах дозволяє розв'язати завдання синтезу зубчастого зачеплення в два етапи: синтез зачеплення незалежно від вихідного утворюючого контуру, при якому геометричні, кінематичні та якісні показники зачеплення обираються в цілях підвищення питомої несучої здатності передачі, і синтез зубів, при якому вибір утворюючого вихідного контуру здійснюється з урахуванням оптимізації перехідної кривої між зубами. Використано апроксимовану модель планетарного ряду для отримання цільової функції об'єму передачі. Отримано умову рівноцінності об'ємів передачі за згинальною міцністю зубів ведучої шестерні і відомого колеса як один з аспектів оптимального проектування зубчастої передачі.

Ключові слова: редуктор ТРДД, евольвентне зубчасте зачеплення, узагальнюючі параметри.

IMPROVING METHODS OF TURBOFAN GEARBOX DESIGN

V.M. Ananyev, D.V. Kalinin, E.V. Kozharinov

Considered some questions of gearing design as a main way of improving turbofan gearboxes. Theory of evolvent gearings, that is limited by tooth cutting tool, allows to analyze gearing with a determined initial generating shape. In this case, there is no opportunity to check, what part of gearing resources have been used. From the other side, theory of evolvent gearing with generalized parameters allows to solve a problem of gearing design in two steps: gearing design independent of initial generating shape, which trends to increase geometrical, kinematical and quality characteristics, and tooth design, which trends to optimize curvature between teeth. In these purposes an approximated model of planetary gearing has been used, which allows to get a target function as a gearing volume. A condition of volume equality of gearing, calculated by gear tooth bending stresses and pinion tooth bending stresses, has been obtained as a part of optimal gearing design.

Key words: turbofan gearbox, evolvent gearing, generalized parameters.

Ананьєв Вячеслав Михайлович – канд. техн. наук, ведучий научний сотрудник отдела авиационных приводов ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия, e-mail: vma@ciam.ru.

Калинин Дмитрий Владимирович – начальник сектора отдела авиационных приводов ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия, e-mail: kalinin@ciam.ru.

Кожаринов Егор Викторович – инженер отдела авиационных приводов ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия, e-mail: egor@ciam.ru.