

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ НА ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС С КОЭФФИЦИЕНТОМ ПЕРЕКРЫТИЯ БОЛЬШЕ ДВУХ

Суслин А.В., Оссиала В.Б.А.

Самарский университет, г. Самара, ossialav@gmail.com

Ключевые слова: коническая зубчатая передача, прочность, технология, конструкция, испытания.

Конические зубчатые передачи широко применяются в приводах авиационных газотурбинных двигателях (ГТД). В большинстве ГТД центральный привод — это коническая передача. Он передает крутящий момент от ротора к коробке моторных и самолетных агрегатов. В приводах авиационных двигателей до 50% конических передач прямозубые. Совершенствование конических передачи за счет увеличения угла зацепления и снижения коэффициента перекрытия приводит к росту радиальных усилий и создания очень жестких опор, увеличивающих габариты узла. Перспективным представляется путь совершенствования передачи за счет снижения нагруженности зубьев и изменений условий контактирования [1, 2]. В скоростных передачах до 85% колес выходят из строя из-за контактных разрушений материала на зубьях [3], но поломка зуба сразу является причиной выхода ее из строя. Также, мероприятия по снижению изгибных напряжений приводят и к повышению контактной прочности. Самый перспективный путь совершенствования прямозубых передач – увеличение коэффициента перекрытия больше двух ($\varepsilon_\alpha > 2$). Это достигается при применении нестандартного исходного производящего контура с коэффициентом высота готовки зуба больше единицы ($h_a^* > 1$). Проектирование инструмента идет от рассмотрения картины зацепления. Но при этом получается, что для каждой пары колес нужен свой инструмент. Методика создания инструмента приведена в работе [3].

Параметры исследуемой прямозубой конической передачи: $z_1=32$, $z_2=33$; $m_e=4,34$ мм; $R_e=99,749$ мм, $\alpha_w = 20^\circ$; $v=30$ мм; $\varepsilon_\alpha = 2,05$. Материал колес сталь 13ХЗНВМ2ФА-Ш (ВКС-4), твердость сердцевины 41HRCэ, твердость поверхности зуба 60 HRCэ. Была создана модель конического колеса, где профиль зуба рассчитывался по методике, приведенной в работах [3, 4], для трех сечений – внешнего, внутреннего и среднего (модуль зацепления изменялся пропорционально конусному расстоянию). Были построены трехмерные (3D) модели колес. Распределенная нагрузка по ширине венца колеса принималась пропорциональной конусному расстоянию (рис.1).

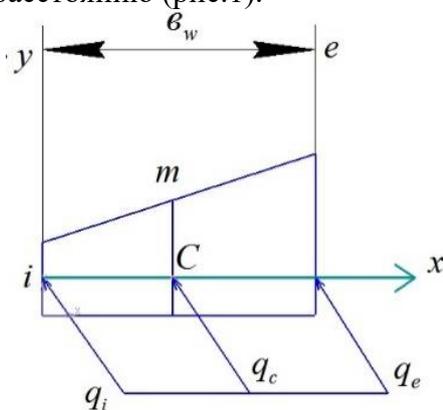


Рис. 1 – Схема нагружения

Координату центра приложения нагрузки X_c можно определить по следующей зависимости:

$$X_c = \frac{1}{3} e_w \frac{3-K_{Be}}{2-K_{Be}},$$

где $K_{Be} = \frac{e_w}{R_e}$ – относительная ширина венца колеса, e_w – ширина венца, R_e – внешнее конусное расстояние. Для исследуемой передачи $K_{Be} = 0,3$ и $X_c = 0,529e_w$.

Распределенная нагрузка на внешнем и внутреннем торцах будет:

$$q_i = q_c \frac{R_i}{R_c}; \quad q_e = q_c \frac{R_e}{R_c}.$$

Если принять $q_c=1$ Н/мм, то тогда для пары колес получим $q_i=0,85$ Н/мм $q_e=1,16$ Н/мм. Были определены по высоте зубьев зоны начала двупарного контакта с целью приложения

единичной нагрузкой для определения жесткости зацепления первой пары колес C_1 и второй пары колес C_2 . Жесткость зацепления можно определить во внешнем сечении как для эквивалентного цилиндрического колеса, приняв толщину $b_H=1$ мм. Зная крутящий момент, находится окружная сила в сечении C $F_{tc} = \frac{2 \cdot T}{d_{tc}}$. Окружную силу на внешнем торце примем пропорционально конусному расстоянию $F_{te} = F_{tc} \frac{R_e}{R_c}$. Полное окружное усилие $F_{te} = F_{te1} + F_{te2}$, где F_{te1} – окружное усилие между первой парой зубьев, а F_{te2} – окружное усилие между второй парой зубьев.

Нагруженность во внешнем сечении, которая распределяется между двумя парами зубьев, $q_e = q_{e1} + q_{e2}$. Распределение нагруженности с учетом погрешности изготовления определяется по следующим зависимостям [4]:

$$q_{e1} = q_e \frac{C_1}{C_1 + C_2} (1 + \psi_1); \quad q_{e2} = q_e \frac{C_2}{C_1 + C_2} (1 + \psi_2); \quad \psi_1 = \frac{C_2 \Delta}{q_e}; \quad \psi_2 = \frac{C_1 \Delta}{q_e},$$

где ψ_1, ψ_2 – безразмерные параметры, характеризующие нагруженности передачи, $\Delta = \sqrt{f_{f\beta 1}^2 + f_{f\beta 2}^2}$ – наибольшая вероятность разности основных шагов, $f_{f\beta 1}^2, f_{f\beta 2}^2$ – абсолютные значения отклонения основного шага у шестерни Z_1 и колеса Z_2 .

Степень точности изготовления авиационных колес – 5, 6, 7. В результате исследования передачи получилось, что при изготовлении передачи по 7 степени точности несущая способность по изгибу передачи по сравнению с передачей с $\varepsilon_\alpha < 2$ возрастает на 28%, а при изготовлении по 5 степени точности на 45%.

Изгибающие напряжения линейно зависят от нагрузки, поэтому передача с $\varepsilon_\alpha > 2$ может соответственно больше передавать крутящий момент, чем с $\varepsilon_\alpha < 2$ в зависимости от степени точности изготовления колес.

Список литературы

1. Алексеев В.И., Суслин А.В. Повышение нагрузочной способности и долговечности высокоскоростных зубчатых передач // Трение и износ. 1996. Т. 17. №1. С. 128...130.
2. Суслин А.В, Пилла К.К. Исследование динамической нагруженности авиационных конических зубчатых передач // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2018. №3. С108-114.
3. Суслин А.В, Оссиала В.Б.А., Комаров О.А. Исследование влияние точности изготовления на прочность цилиндрических зубчатых колес с коэффициентом перекрытия больше двух // Вестник транспорта Поволжья. 2018. №6 (72). С 13-21.
4. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / Под ред. Э.Б. Вулгакова. М.: Машиностроение, 1981-374с.

INVESTIGATION OF FABRICATION ACCURACY EFFECT ON BENDING STRENGTH OF CONICAL SPUR WHEELS WITH OVERLAP FACTOR GREATER THAN TWO

Suslin A.V., Ossiala V.B.A.

Samara National Research University, Samara, Russia, ossiala@gmail.com

Keywords: engine, thrust, bevel gear, strength, technology, design, tests

Measures to improve the aircraft bevel gears with an overlapping coefficient more than two are considered.