

## РАЗВИТИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СРЕДСТВ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЁТОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Барманов И.С., Головин Д.В.

Самарский национальный исследовательский университет  
имени академика С.П. Королёва (Самарский университет), г. Самара, [isbarmanov@mail.ru](mailto:isbarmanov@mail.ru)

*Ключевые слова: зубчатая передача, методика, проектировочный расчет, проверочный расчет*

При проектировании авиационной и ракетно-космической техники одними из важных требований являются минимальные масса и габаритные размеры. При проектировании зубчатых передач чтобы получить необходимые массогабаритные характеристики, необходимо решать многокритериальные задачи. Для этого широко применяются автоматизированные средства проектирования и расчета зубчатых передач. В связи с этим, развитие подобных инструментов является весьма актуальным.

В данной работе представлены основные расчетные зависимости усовершенствованной методика расчета цилиндрической передачи, изложенная в [1], поскольку данная методика является основой для выполнения расчетов и других типов зубчатых передач.

Предварительный начальный диаметр шестерни:

$$d_{w1} = 77 \sqrt[3]{\frac{T_l K (U_q + 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 U_q}},$$

где  $T_l$  – крутящий момент на шестерне,  $K$  – коэффициент нагрузки,  $U_q$  – передаточное отношение,  $\psi_{bd}$  – коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни,  $[\sigma_H]$  – допускаемые контактные напряжения.

Рабочая ширина зубчатого венца определяется по формуле:

$$b_w = \psi_{bd} d_{w1}.$$

После определения ориентировочных габаритных размеров уточняется коэффициент нагрузки при известных значениях  $\psi_{bd}$  и окружной скорости  $V$ .

Далее проводится расчёт контактных напряжений:

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} \sqrt{\frac{2T_l K (U_q + 1)}{d_{w1}^2 b_w U_q}},$$

где  $\alpha_w$  – угол зацепления.

Расчётные контактные напряжения должны быть меньше допускаемых –  $\sigma_H < [\sigma_H]$ . При этом минимальные масса и габаритные размеры передачи будут при расчетных значениях контактных напряжений, отличных от допускаемых не более, чем на 3...5 %. Если недогрузка составит более 5 % или расчетные контактные напряжения будут больше допускаемых, то необходимо пересчитать размеры передачи.

Уточненный диаметр шестерни:

$$d'_{w1} = d_{w1} \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]}\right)^2}.$$

Данная формула пересчета позволяет сохранить изначально заданное значение коэффициента  $\psi_{bd}$ . После уточнения габаритных размеров определяются остальные размеры и параметры зубчатой передачи.

Таким образом, усовершенствована методика расчета зубчатой передачи, позволяющая получить наилучшие массогабаритные характеристики передачи. При этом удается коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни сохранить неизменным

при необходимости оптимизирования размеров передачи. Данные расчетные зависимости используются в алгоритмах расчета зубчатых передач, что позволяет оптимизировать расчеты при проектировании зубчатой передачи.

### **Список литературы**

1. Расчёт на прочность цилиндрической зубчатой передачи на ЭВМ: Метод. указания/Сост. Е.П. Жильников, А.Н. Тихонов; Самар. гос. аэрокосм. ун-т, Самара, 1996, 24 с., ил.

#### **Сведения об авторах**

Барманов Ильдар Сергеевич, канд. техн. наук, б/зв, доцент кафедры основ конструирования машин. Область научных интересов: конструкция, расчёт и проектирование опор роторов газотурбинных двигателей, зубчатых передач редукторов, трение и изнашивание деталей машин.

Головин Дмитрий Владимирович, студент, институт авиационной техники, 3 курс, группа 3312-240304Д. Область научных интересов: программирование, расчёт и проектирование зубчатых передач.

## **DEVELOPMENT OF AUTOMATED TOOLS PERFORMING GEARBOX CALCULATIONS**

Barmanov I.S., Golovin D.V.

Samara National Research University, Samara, Russia, [isbarmanov@mail.ru](mailto:isbarmanov@mail.ru)

*Keywords: cylindrical gears, methods of calculation, design calculation, checking calculation.*

The improved method of calculation of cylindrical gears is presented.