

## ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ МЕХАТРОННОГО ПРОФИЛОГРАФА

*Иванов К.Г., Федорова А.А.*

*Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова, Чебоксары*

**Ключевые слова:** зубчатая передача, расчет на изгиб, проверочный расчет, проектировочный расчет, мехатронный профилограф, CAE-расчет.

**Аннотация.** В настоящей работе приведен проверочный расчет открытой зубчатой цилиндрической спроектированного мехатронного профилографа для оценки качества поверхностей в различных сферах. В ходе работы был проведен проектировочный расчет и найдено максимальное напряжение изгиба шестерни теоретическим и цифровым способом в системе САПР.

## CHECK CALCULATION OF THE GEAR TRANSMISSION OF A MECHATRONIC PROFILOGRAPH

*Ivanov K.G., Fedorova A.A.*

*Chuvash State University named after I.N. Ulyanov, Cheboksary*

**Keywords:** gearing, bending calculation, verification calculation, design calculation, mechatronic profilograph, CAE-calculation.

**Abstract.** This paper presents a verification calculation of an open gear cylindrical designed mechatronic profiler for assessing the quality of surfaces in various fields. During the work, a design calculation was carried out and the maximum bending stress of the gear was found theoretically and digitally in the CAD system.

Использование зубчатых цилиндрических передач в устройствах обеспечивает надежность, компактность и экономическую целесообразность конструкции [1].

Проектировочный расчет предназначен для вычисления геометрических параметров колес и зацепления с проверкой зубчатых передач на выносливость по контактным напряжениям, а проверочный расчет – произвести проверку на выносливость зубьев по напряжениям изгиба для предотвращения усталостного разрушения зубьев [2]. Проверочный расчет может быть произведен стандартный расчетным способом, а также с помощью современных САПР, позволяющий решать самые сложные задачи.

Целью работы является проведение проектировочного и проверочного расчета зубчатой передачи мехатронного профилографа [3, 4] на изгиб расчетным и цифровым методом.

Зубчатая передача в профилографе представляет собой открытую планетарную зубчатую передачу, обеспечивающую круговые траектории движения датчика сканирования устройства.

Исходными данными являются момент на выходе  $T_1 = 2600$  Н·мм, частота вращения выходного вала – 120 об/мин, передаточное число зацепления  $u = 3$ , материал колес – Сталь 10 (HB = 143 МПа).

В ходе проектировочного расчета зубчатой цилиндрической передачи определено межосевое расстояние определена по формуле, мм [2]:

$$a_w \geq K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{n_c [\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (1)$$

где  $K_a = 49,5$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки для прямозубых передач,  $K_{H\beta} = 1,2$  – коэффициент концентрации нагрузки,  $n_c = 1$  – число сателлитов,  $[\sigma_H] = 323$  МПа допусковое контактное напряжение,  $\psi_{ba} = 0,125$  – коэффициент ширины сателлита.

С учетом данных получено межосевое расстояние зубчатой передачи в мехатронном профилографе:

$$a_w \geq 49,5 \cdot (3 + 1) \sqrt[3]{\frac{2600 \cdot 1,2}{1 \cdot 323^2 \cdot 3^2 \cdot 0,125}} = 59,1 \text{ мм}. \quad (2)$$

Принято межосевое расстояние  $a_w = 64$  мм. Согласно [2] подобран модуль зацепления  $m = 2$  мм и числа зубьев сателлита  $z_1 = 16$  и опорного колеса  $z_2 = 48$ . Геометрические параметры колес  $d_1 = 32$  мм,  $d_2 = 96$  мм,  $b_1 = 8$  мм,  $b_2 = 10$  мм.

Проверочный расчет зубьев на изгиб проведен для шестерни, т.к. момент изгиба будет на ней максимальным. Первым способом расчет проведен по формуле [2]:

$$\sigma_F = 2Y_F Y_\beta Y_\epsilon \frac{T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{n_c z_1 b_1 m^2}, \quad (3)$$

где  $K_{F\alpha} = 1$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями,  $K_{F\beta} = 1$  – коэффициент концентрации нагрузки,  $K_{FV} = 1$  – коэффициент динамичности,  $Y_F = 2,9$  – коэффициент, учитывающий форму зуба,  $Y_\beta = 0,6$  – коэффициент, учитывающий наклон зуба,  $Y_\epsilon = 0,9$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев согласно [5].

С учетом исходных данных и выбранных значений коэффициентов получено напряжение изгиба шестерни зубчатой передачи:

$$\sigma_F = 2 \cdot 2,9 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot \frac{2,6 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{16 \cdot 8 \cdot 2^2} = 17,7 \text{ МПа}. \quad (4)$$

По результатам проектировочного расчета была создана 3D-модель шестерни, назначен материал, задана нагрузка и ограничения и проведен CAE-расчет в САПР NX 12 (рис. 1).

Согласно рисунку 1 максимальное напряжение изгиба составило  $\sigma_{FNX} = 16,9$  МПа. Погрешность теоретического и цифрового расчетов составила:

$$\Delta = \frac{\sigma_F - \sigma_{FNX}}{\sigma_F} 100\% = \frac{17,7 - 16,9}{17,7} = 4,5\%.$$

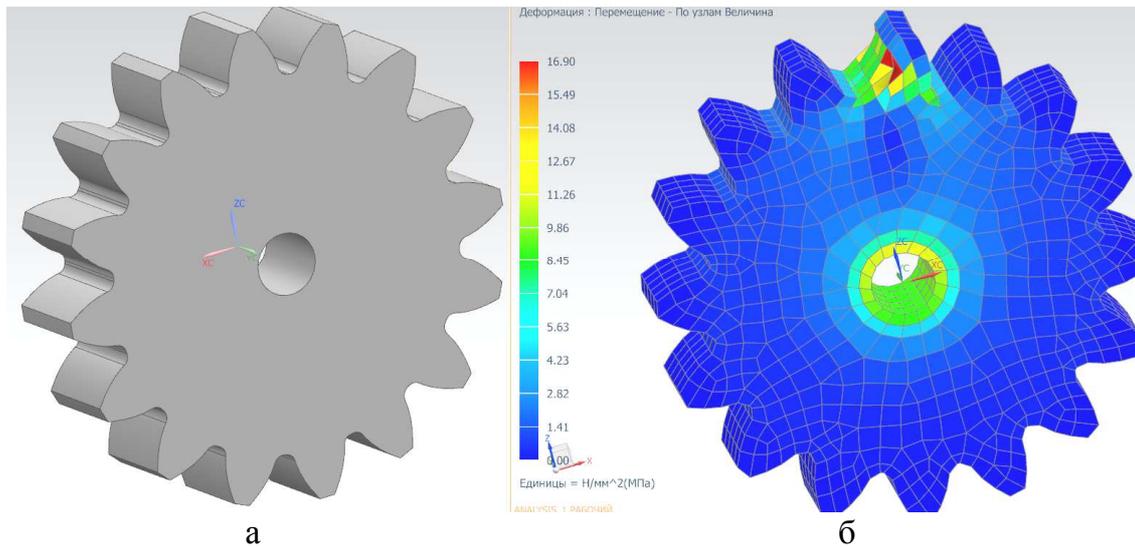


Рис. 1.– Результаты цифрового расчета: а) 3D-модель шестерни, б) расчетная модель шестерни

Для ускорения, удобства и наглядности процесса может использоваться цифровой расчет, т.к. сравнительный анализ расчетов показывает, что различие значений напряжений изгиба при теоретическом и цифровом расчете находится в пределах 5%.

#### Список литературы

1. Лебедев С.Ю., Сызранцев В.Н. Развитие методики проверочного расчета зубчатых цилиндрических передач // Научная территория: технологии и инновации: материалы Международной научно-практической конференции, Тюмень, 17-18 ноября 2022 года. Том II. – Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2022. – 219 с.
2. Чернавский С.А., Ицкович Г.М., Боков К.Н., Чернин И.М., Чернилевский Д.В. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
3. Патент №2724386 РФ. Мехатронный профилограф / С.А. Васильев, Р.И. Александров, А.А. Федорова, М.А. Васильев, С.А. Мишин, С.Е. Лимонов. – Заявка №2020107081 от 14.02.2020; опубл. 23.06.2020, Бюл. № 18.
4. Патент №2770800 РФ. Полевой мехатронный профилограф / С.А. Васильев, Р.И. Александров, А.А. Федорова, М.А. Васильев, С.А. Мишин, С.Е. Лимонов, В.В. Алексеев, И.Н. Иванов. – Заявка №2021113237 от 06.05.2021; опубл. 21.04.2022, Бюл. № 12.
5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1987. – 128 с.

#### Сведения об авторах:

*Иванов Кирилл Геннадьевич* – студент;

*Федорова Алена Анатольевна* – старший преподаватель.