

МЕТОД ОПТИМИЗАЦИИ МАССЫ ПЛАСТИКОВЫХ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА, ИЗГОТАВЛИВАЕМЫХ С ПОМОЩЬЮ 3D-ПЕЧАТИ, НА ОСНОВЕ ГЕНЕТИЧЕСКОГО АЛГОРИТМА

Т. Ю. КИМ^{1), 2)}, А. В. ПЕЧКОВСКАЯ¹⁾, Е. И. ПЕЧКОВСКИЙ¹⁾

¹⁾Объединенный институт проблем информатики НАН Беларуси,
ул. Сурганова, 6, 220012, г. Минск, Беларусь

²⁾Ургенский филиал Ташкентского университета информационных технологий
им. Мухаммеда аль-Хорезми, ул. аль-Хорезми, 110, 220100, г. Ургенч, Узбекистан

Аннотация. Приводится разработка функции пригодности для генетического алгоритма, направленной на минимизацию массы компонентов редуктора, изготавливаемых из полилактида методом FDM-печати. Для шестерен, оптимизируемых с помощью генетических алгоритмов, лучшие результаты могут быть получены в пространстве решений, которое формируется ограничениями на контактную прочность, выносливость при изгибе, статическую прочность вала и усталостную прочность. Показано, что эволюционная оптимизация конструкции пластиковых деталей, изготавливаемых методом FDM-печати, позволила уменьшить их массу без снижения прочности и функциональности. Предложен метод вычисления массы компонентов редуктора, превосходящий существующие методы по точности расчетов. Полученные результаты предполагается использовать при проектировании и прототипировании узлов робототехнических аппаратов, требовательных к массе деталей. Компьютерное моделирование выполнено в среде *Matlab*.

Ключевые слова: генетические алгоритмы; *Matlab*; редуктор; шестерня; зубчатое колесо; оптимизация; масса; эволюционные алгоритмы; 3D-печать; FDM-печать.

Благодарность. Работа выполнена при поддержке Государственного комитета по науке и технологиям Республики Беларусь и Министерства науки и технологий Китайской Народной Республики (грант № Ф22КИТГ-002 «Медицинские роботы на основе человеко-машинного взаимодействия»). Авторы выражают признательность профессору Чжэцзянского технологического университета доктору Фу Минглю за ценные рекомендации и помощь в подготовке работы.

Образец цитирования:

Ким ТЮ, Печковская АВ, Печковский ЕИ. Метод оптимизации массы пластиковых деталей редуктора, изготавливаемых с помощью 3D-печати, на основе генетического алгоритма. *Журнал Белорусского государственного университета. Математика. Информатика*. 2024;3:103–111. EDN: YVRDBM

For citation:

Kim TYu, Pechkouskaya AV, Pechkouski YI. Method for optimising the mass of plastic gearbox components in 3D printing using a genetic algorithm. *Journal of the Belarusian State University. Mathematics and Informatics*. 2024;3:103–111. Russian. EDN: YVRDBM

Авторы:

Татьяна Юрьевна Ким – младший научный сотрудник лаборатории робототехнических систем¹⁾, ассистент кафедры информационных технологий²⁾.

Анастасия Викторовна Печковская – стажер младшего научного сотрудника лаборатории робототехнических систем.

Евгений Игоревич Печковский – ведущий инженер-конструктор лаборатории робототехнических систем.

Authors:

Tatyana Yu. Kim, junior researcher at the laboratory of robotic systems^a and assistant at the department of information technologies^b.

tatyana_kim92@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-4126-6572>

Anastasiya V. Pechkouskaya, probationer of junior researcher at the laboratory of robotic systems.

anastasiya.pechkovskaya@gmail.com

<https://orcid.org/0009-0006-1175-9604>

Yauheni I. Pechkouski, leading design engineer at the laboratory of robotic systems.

pechkovskijevgenij7@gmail.com

<https://orcid.org/0009-0002-1530-4667>

METHOD FOR OPTIMISING THE MASS OF PLASTIC GEARBOX COMPONENTS IN 3D PRINTING USING A GENETIC ALGORITHM

T. Yu. KIM^{a, b}, A. V. PECHKOUSKAYA^a, Ya. I. PECHKOUSKI^a

^aUnited Institute of Informatics Problems, National Academy of Sciences of Belarus,
6 Surganova Street, Minsk 220012, Belarus

^bUrgench branch of the Tashkent University of Information Technologies
named after Muhammad Al-Khwarizmi, 110 Al-Khwarizmi Street, Urgench 220100, Uzbekistan
Corresponding author: T. Yu. Kim (tatyana_kim92@mail.ru)

Abstract. This paper proposes the development of a fitness function for a genetic algorithm aimed at minimising the mass of gearbox components manufactured from polylactide using the FDM printing method. For gears optimised using genetic algorithms, the best results can be obtained in a solution space defined by constraints on contact strength, bending endurance, static shaft strength and fatigue strength. It is shown that evolutionary optimisation of the design of plastic parts manufactured using the FDM printing method makes it possible to reduce their mass without compromising strength and functionality. To improve the quality of optimisation, a technique for calculating the mass of gears is developed that surpasses the existing techniques in the accuracy of the results. It is expected that the obtained results will be used in the design and prototyping of robotic units that are demanding on the mass of parts. Computer modelling is herein performed in the *Matlab* environment.

Keywords: genetic algorithms; *Matlab*; gearbox; gear; optimisation; mass; evolutionary algorithms; 3D printing; FDM printing.

Acknowledgements. This work was supported by the State Committee on Science and Technology of the Republic of Belarus and Ministry of Science and Technology of the People's Republic of China (grant No. F22KITG-002 «Medical robots based on human – machine interaction»). The authors express their deep gratitude to doctor Fu Minglei, professor at the Zhejiang University of Technology, for his kind advices and valuable.

Введение

Эволюционные методы проектирования и оптимизации находят применение в различных областях техники. В частности, генетические алгоритмы используются в электронике при оптимизации антенн и проектировании электронных устройств [1]. В области искусственных нейронных сетей эволюционные алгоритмы находят применение в обучении сетей, использующих недифференцируемые функции активации, подборе оптимальной структуры и архитектуры искусственных нейронных сетей, оптимизации весовых коэффициентов и других параметров сети [2–4]. При проведении физических резервуарных вычислений [5–7], предусматривающих использование нелинейных динамических систем различной природы для обработки сигналов и информации, эволюционный подход может применяться для конструирования резервуаров – механических, оптических или электронных структур, являющихся вычислительным ядром. В робототехнике эволюционная оптимизация используется для совершенствования различных механизмов. Например, в конструкции робота с прыжковой локомоцией [8] энергия для прыжка накапливается в пружине, причем источником энергии служит электродвигатель с редуктором. Простота, эффективность и низкая масса редуктора играют важную роль в движении рассматриваемого робота. Этот и подобный ему редукторы могут изготавливаться с помощью аддитивных технологий (в частности, метода FDM-печати).

На сегодняшний день аддитивные технологии, которые предполагают послойное нанесение материала [9], все более востребованы при прототипировании и макетировании, а также мелкосерийном производстве. В то время как большинство производств основаны на методах механической обработки, 3D-печать дает возможность изготавливать изделия сложной геометрической формы, не подверженные коррозии и обладающие более низким, чем многие конструкционные металлы, коэффициентом трения.

Изготовление изделий методом 3D-печати, равно как и изготовление классическими методами, требует оптимизации массы компонентов редуктора. В частности, многие исследования в этой области сосредоточены на минимизации массы зубчатой передачи редуктора [10; 11]. Так, получил распространение генетический алгоритм, предназначенный для оптимизации функций дискретных переменных. Например, в статье [12] представлен процесс автоматизированного проектирования зубчатых передач путем минимизации объема передач с использованием генетического алгоритма.

Таким образом, целью настоящей работы является совершенствование процесса оптимизации параметров компонентов робототехнических устройств, изготавливаемых методом FDM-печати. В качестве

иллюстрации рассматривается эволюционная оптимизация параметров зубчатых колес, применяемых в понижающем редукторе цилиндрического типа, таким образом, чтобы сделать возможным изготовление компонентов редуктора с заданными характеристиками на основе аддитивных технологий из полилактида (*polylactic acid*, PLA) [13].

Реализация генетического алгоритма для оптимизации массы редуктора

Для определения работоспособности редуктора при минимальной массе необходимо учитывать ряд характеристик, которые являются входными параметрами генетического алгоритма. К таким параметрам относятся крутящий момент на шестерне (T_1) и колесе (T_2), плотность PLA-пластика (ρ), передаточное число (u), длина вала шестерни (l_1) и колеса (l_2). В ходе натурных экспериментов для PLA-пластика были определены средняя твердость PLA-пластика (HB), расчетное число циклов работы передачи (L), допустимые значения пределов прочности на растяжение материала (b_i , $i = 1, 2, \dots, 8$) при следующих параметрах печати:

- толщине слоя 0,2 мм;
- заполняемости пластиком 30 %.

Генетический алгоритм был реализован с помощью библиотеки Global Optimization Toolbox в среде *Matlab*¹. Первым шагом в использовании генетического алгоритма было формирование начальной популяции особей, где каждая особь определяется вектором $\mathbf{E}$ фиксированной длины, который имеет следующий вид:

$$\mathbf{E} = (b, d_1, d_2, z_1, m).$$

Полученные элементы вектора $\mathbf{E}$ являются выходными параметрами генетического алгоритма. Они определены в табл. 1.

Таблица 1

Граничные условия для генетического алгоритма

Table 1

Boundary conditions for genetic algorithm

Параметры	Обозначение	Диапазон значений
Ширина рабочего венца	b	10–32
Диаметр вала шестерни	d_1	10–30
Диаметр вала колеса	d_2	20–40
Количество зубьев шестерни	z_1	18–30
Модуль зацепления	m	2,75–4,00

В каждой итерации популяция была представлена в виде набора особей подобно тому, как это сделано в работе [14]. В целях снижения массы компонентов редуктора и повышения качества поиска оптимального решения установлены граничные условия для генетического алгоритма (см. табл. 1), расшифровка параметров приведена на рис. 1.

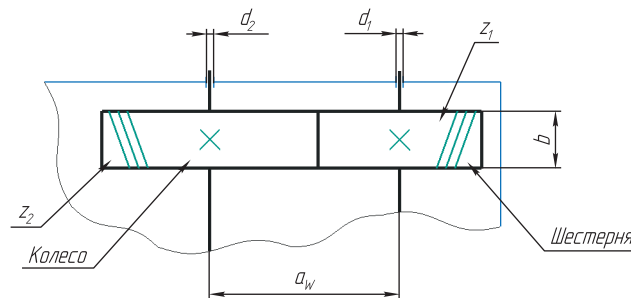


Рис. 1. Схема цилиндрической прямозубой передачи редуктора
(a_w – межосевое расстояние; z_2 – количество зубьев колеса)

Fig. 1. Diagram of a cylindrical spur gearbox transmission
(a_w – center distance; z_2 – number of pinion teeth)

¹Genetic algorithm options // MathWorks : website. Natick, 1994–2024. URL: <https://www.mathworks.com/help/gads/genetic-algorithm-options.html> (date of access: 29.08.2024).

Далее целесообразно рассмотреть формирование функции пригодности для генетического алгоритма на примере одноклассового цилиндрического редуктора, имеющего общемашиностроительное применение. Функция пригодности – это особый тип целевой функции, используемой для оценки качества кандидатов или их пригодности для решения задачи. Она принимает на вход элементы вектора $\mathbf{E}$ и возвращает значения, показывающие, насколько это решение близко к достижению поставленной цели. В данном контексте функция пригодности будет направлена на минимизацию массы компонентов редуктора, что является критически важным для повышения эффективности и снижения производственных затрат при печати. Редуктор содержит шестерню, колесо и два вала. Все расчеты подробно изложены для шестерни, для колеса же приведены только результаты вычислений. Следует отметить, что в работе использована более сложная модель зубчатого колеса, чем те модели, которые описаны в литературе. Например, в публикации [12] рассмотрен метод, который находит объем зубьев через усеченный конус. Однако подобный метод предоставляет лишь приближенные значения размера зубчатого колеса. Далее будет использоваться метод, дающий более точные значения.

Формирование функции пригодности. Функция пригодности $F(b, d_1, d_2, z_1, m)$ определяется как суммарная масса исполнительных компонентов редуктора M_{gearbox} , которую следует минимизировать:

$$[F(b, d_1, d_2, z_1, m)] = [M_{\text{gearbox}}] = \rho(V_{\text{gear_shaft}} + V_{\text{pinion_shaft}} + V_{\text{gear}} + V_{\text{pinion}}), \quad (1)$$

где $V_{\text{gear_shaft}}$ и $V_{\text{pinion_shaft}}$ – объем вала шестерни и колеса соответственно, однако для шестерни используются длина вала l_1 и диаметр вала d_1 , а для колеса – длина вала l_2 и диаметр вала d_2 ; V_{gear} и V_{pinion} – объем шестерни и колеса соответственно.

Для того чтобы найти массу компонентов редуктора, определим основные геометрические размеры цилиндрической прямозубой передачи. Далее вычислим площадь поверхности каждого компонента, затем – общую массу компонентов редуктора.

Объем шестерни рассчитывается по формуле

$$V_{\text{gear}} = (S_{\text{deep}}(z_1 - 1) + \pi R_f^2 - S_{\text{shp}})b - 2V_{\text{chamfer}}z_1, \quad (2)$$

где S_{deep} – площадь впадины; R_f – радиус окружности впадины зубьев шестерни; S_{shp} – площадь шпоночного отверстия вала; V_{chamfer} – объем фаски.

Контур зубьев представляет собой окружность, радиус которой r равен половине шага делительной окружности. Распределим четыре окружности радиусом r на края окружностей радиусом R , R_a и R_f , где R – радиус делительной окружности шестерни, а R_a – радиус окружности вершины зубьев шестерни, как на рис. 2.

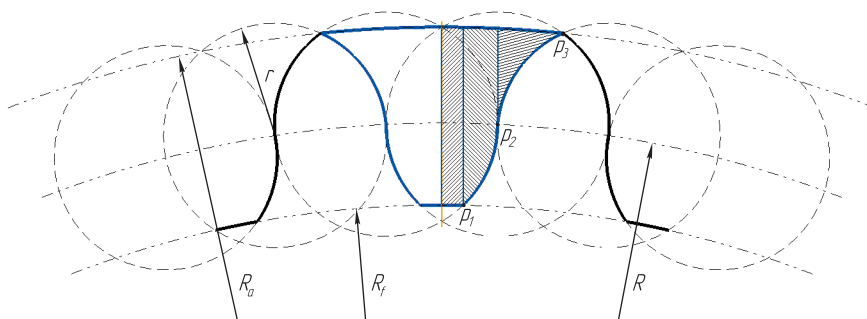


Рис. 2. Формирование формы зуба и вычисление площади впадины S_{deep}
Fig. 2. Tooth shaping and calculation of the cavity area S_{deep}

Найдем площадь впадины S_{deep} , которая на рис. 2 выделена синим цветом. Поскольку фигура симметрична, ее следует разделить пополам.

$$S_{\text{deep}} = 2 \left(\int_0^{p_1} \left(\sqrt{R_a^2 - x^2} - 2R - \sqrt{R_f^2 - x^2} \right) dx + \int_{p_1}^{p_2} \left(\sqrt{R_a^2 - x^2} - R + \sqrt{r^2 - \left(x - \frac{r}{2} \right)^2} \right) dx + \int_{p_2}^{p_3} \left(\sqrt{R_a^2 - x^2} - R - \sqrt{r^2 - \left(x - \frac{3r}{2} \right)^2} \right) dx \right), \quad (3)$$

где p_1, p_2, p_3 – точки пересечения окружностей (делительной, внешней, внутренней), а $x \in [0, R]$.

Следующим шагом является формирование ограничений на контактную прочность, выносливость при изгибе, статическую прочность вала и усталостную прочность, которые представлены в виде математических функций.

При формировании каждой новой особи производится расчет предварительных геометрических размеров передачи, определяемых из приведенных ниже условий обеспечения работоспособности. Результаты работы генетического алгоритма, представляющие собой геометрические размеры передачи, проверяются на соответствие заданным ограничениям. В случае получения удовлетворительного результата предварительные размеры принимаются в качестве окончательных.

Формирование ограничений для генетического алгоритма. Задачей генетического алгоритма является поиск таких значений ширины рабочего венца (b), диаметра вала шестерни (d_1), диаметра вала колеса (d_2), количества зубьев шестерни (z_1) и модуля зацепления (m) зубчатой передачи редуктора (см. табл. 1), при которых значение целевой функции (1) будет минимальным при соблюдении ряда ограничений, рассмотренных ниже.

$$\left[\min_{\mathbf{E}} F(\mathbf{E}) = \left[M_{\text{gearbox}} \right] \right] : \left[g_i(\mathbf{E}) \leq 0, i = 1, 2, \dots, 8 \right], \quad (4)$$

где $F(\mathbf{E})$ – функция пригодности; $g_i(\mathbf{E}) \leq 0, i = 1, 2, \dots, 8$, – ограничения на контактную прочность, выносливость при изгибе для шестерни и колеса, статическую прочность при кратковременных перегрузках, усталостную прочность для быстроходного и тихоходного валов.

Ограничения на контактную прочность. Исходя из опыта авторов, допустимое контактное напряжение составляет $b_1 = 357,12$. Данное значение было получено с учетом коэффициента безопасности шестерни, коэффициента нагрузки, предела контактной выносливости, основанного на средней твердости PLA-пластика (H_B) и расчетном числе циклов работы передачи (L). Определим контактное напряжение:

$$g_1(b, d_1) = b_1 - Z_H \sqrt{\frac{2T_1(u+1)K_H}{bd_1^2}} \leq 0, \quad (5)$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных колес; K_H – коэффициент нагрузки.

Ограничения на выносливость при изгибе для шестерни и колеса. С учетом твердости материала и коэффициента запаса прочности рассчитаны допустимые пределы выносливости при изгибе, которые составляют $b_2 = 157$ для колеса и $b_3 = 167$ для шестерни. Определим напряжение при изгибе зубьев колеса:

$$g_2(b, d_2, z_1, m) = b_2 - \frac{2T_1 Y_{F_2}}{d_2 b m} K_{F_a} K_{F_\beta} K_{F_v} \leq 0, \quad (6)$$

где Y_{F_2} – расчетный коэффициент формы зуба для прямозубой передачи без смещения исходного контура колеса; K_{F_a} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; K_{F_β} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца при изгибе; K_{F_v} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку при изгибе. Определим напряжение при изгибе зубьев шестерни:

$$g_3(b, d_1, z_1, m) = b_3 - \frac{\sigma_{F_2} Y_{F_1}}{Y_{F_2}} \leq 0, \quad (7)$$

где σ_{F_2} – расчетное напряжение при изгибе зубьев колеса (6); Y_{F_1} – расчетный коэффициент формы зуба для прямозубой передачи без смещения исходного контура шестерни.

Ограничения на статическую прочность при кратковременных перегрузках. Допустимое напряжение $b_4 = 123$ находится в зависимости от предела текучести материала вала при изгибе² и от коэффициента запаса прочности пластичных материалов. Выходной вал редуктора приводит в движение объект, поэтому требуется провести прочностной расчет вала на эквивалентное напряжение, действующее в критическом сечении вала, согласно уравнению³

²Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин : учеб. для машиностроит. специальностей техникумов. 4-е изд., перераб. и доп. М. : Высш. шк., 1987. 383 с.

³Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для техн. специальностей вузов. 5-е изд., перераб. и доп. М. : Высш. шк., 1998. 447 с.

$$g_4(b, d_1, m) = b_4 - \frac{K_p M_c}{\frac{\pi d_1^3}{32} - \frac{bh(2d_1 - h)^2}{16d_1}} \leq 0, \quad (8)$$

где K_p – коэффициент перегрузки; M_c – суммарный изгибающий момент силы, меняющий положение относительно вала; h – высота зуба.

Ограничения на усталостную прочность для быстроходного и тихоходного валов [11]. Целью расчета валов на усталостную прочность является определение коэффициентов запаса выносливости S во всех предположительно критических сечениях вала. Расчет валов на усталостную прочность ведут, исходя из условия $b_5 \leq S \leq b_6$, где $b_5 = 2$, $b_6 = 4$ – необходимые значения коэффициента запаса выносливости. Расчетное значение коэффициента запаса выносливости вала в его предположительно критическом сечении определяется по следующей формуле:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (9)$$

где S_σ – коэффициент запаса выносливости по нормальным напряжениям; S_τ – коэффициент запаса выносливости по касательным напряжениям.

При ограничениях на усталостную прочность для быстроходного и тихоходного валов редуктора применяется формула (9), однако для быстроходного вала используются диаметр вала d_1 и входной крутящий момент T_1 , а для тихоходного вала – диаметр вала d_2 и входной крутящий момент T_2 .

Приведем окончательный вид ограничений на усталостную прочность для быстроходного ($g_5(b, d_1, m)$ и $g_6(b, d_1, m)$) и тихоходного ($g_7(b, d_2, m)$ и $g_8(b, d_2, m)$) валов:

$$g_5(b, d_1, m) = b_5 - S_{\text{fast}} < 0, \quad (10)$$

$$g_6(b, d_1, m) = S_{\text{fast}} - b_6 < 0, \quad (11)$$

$$g_7(b, d_2, m) = b_7 - S_{\text{quite}} < 0, \quad (12)$$

$$g_8(b, d_2, m) = S_{\text{quite}} - b_8 < 0, \quad (13)$$

где S_{fast} и S_{quite} – расчетные значения коэффициента запаса выносливости в предположительно критическом сечении для быстроходного и тихоходного валов соответственно, полученные по формуле (9).

Набор переменных $[b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6, b_7, b_8]$ авторы приняли за допустимые значения, которые были определены заранее. При вычислении значений функции пригодности $F(b, d_1, d_2, z_1, m)$ находится расчетное значение работоспособности, и во время эволюционного моделирования вышеперечисленные ограничения определяют условия пригодности параметров шестерни, колеса и вала.

Операторы генетического алгоритма. В процессе работы генетического алгоритма используются такие генетические операторы, как селекция, скрещивание, мутация и элитный отбор [14]. Селекция предназначена для отбора родительских особей в новое поколение. Функция пригодности $F(b, d_1, d_2, z_1, m)$ оценивается для каждой особи в популяции, и для формирования следующего поколения отбираются не менее двух особей с наилучшей приспособленностью. Наиболее эффективным оказался метод стохастической равномерной селекции, используемый по умолчанию. Суть данного метода заключается в том, что родительские особи могут выбираться более одного раза и передавать свои гены нескольким потомкам. В процессе скрещивания формируется следующее поколение. Из семи предложенных в библиотеке параметров путем перебора была выбрана функция арифметического пересечения Arithmetic, которая использует среднеарифметическое взвешенное значение от предыдущего поколения. На рис. 3, а, проиллюстрирован промежуточный процесс скрещивания, где случайным образом выбираются элементы вектора E , до которого особи обмениваются генами. Мутация применяется для случайно выбранной особи, у которой один из произвольно выбранных генов меняется на случайное число (рис. 3, б). Значение этого числа устанавливается методом Гаусса (табл. 2). После одного цикла итерации идет отбор элитных особей. Путем подсчета элиты определяется число лучших особей, которые гарантированно переходят в следующее поколение без изменений. Их количество должно быть меньше количества особей в популяции либо равно ему. В проведенных экспериментах количество элитных особей составило 2 % от общего количества особей (см. табл. 2).

<i>a/a</i> Особь _{<i>i</i>}					<i>b/b</i> Особь до мутации				
$(b)_i$	$(d_1)_i$	$(d_2)_i$	$(z_1)_i$	$(m)_i$	$(b)_i$	$(d_1)_i$	$(d_2)_i$	$(z_1)_i$	$(m)_i$
30	23,94	32	38	4,5	30	23,94	32	40	4
Особь _{<i>i+1</i>}					Особь после мутации				
$(b)_{i+1}$	$(d_1)_{i+1}$	$(d_2)_{i+1}$	$(z_1)_{i+1}$	$(m)_{i+1}$	$(b)_{i+1}$	$(d_1)_{i+1}$	$(d_2)_{i+1}$	$(z_1)_{i+1}$	$(m)_{i+1}$
32	21,51	25	40	4	30	23,94	28	40	4
Потомок									
$(b)_i$	$(d_1)_i$	$(d_2)_i$	$(z_1)_{i+1}$	$(m)_{i+1}$					
30	23,94	32	40	4					

Рис. 3. Промежуточный результат генетических операций:
a – скрещивания; *b* – мутации

Fig. 3. Intermediate result of genetic operations:
a – crossover; *b* – mutation

Выбранные генетические операторы и значения параметров генетического алгоритма приведены в табл. 2. Значения параметров подробно описаны в справочной системе пакета *Matlab R2024a*⁴.

Таблица 2

Операторы и значения параметров
генетического алгоритма

Table 2

Operators and values
of genetic algorithm parameters

Операторы	Параметры
Population type	100
Creation function	Uniform
Rank	Rank
Selection function	Stochastic uniform
Mutation function	Gaussian
Elite count	2
Crossover function	Arithmetic
Crossover fraction	0,8
Max generations	25
Upper bounds	(32, 30, 25, 40, 4)
Lower bounds	(20, 10, 18, 30, 2,75)

Результаты работы генетического алгоритма

По завершении работы генетического алгоритма все решения были сведены к оптимальному вектору **E** с элементами (b, d_1, d_2, z_1, m) . В ходе эксперимента выбраны семь вариантов значений параметров (табл. 3), которые удовлетворяют ограничениям и обеспечивают минимальное значение функции пригодности (4). Средняя масса компонентов редуктора из пластиковых деталей составляет 455 г. Учитывая, что заполняемость пластиком при FDM-печати равна 30 %, масса компонентов редуктора составит 318,5 г.

⁴Genetic algorithm options // MathWorks : website. Natick, 1994–2024. URL: <https://www.mathworks.com/help/gads/genetic-algorithm-options.html> (date of access: 29.08.2024).

Таблица 3

Значения параметров компонентов редуктора,
полученные с помощью эволюционного отбора

Table 3

Values of gearbox component parameters
obtained through evolutionary selection

Параметры	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6	Вариант 7
b	13,625	15,571	10	31	27,25	23,94	10
d_1	10,277	18,22	10	10,2	10,4	30	12,27
d_2	10,201	20,19	10	12,6	10	40	10
z_1	20	30	24	25	20	25	25
m	3,999	3,97	3,98	3,97	3,99	4	3,95

Поиск оптимального значения функции пригодности показан на рис. 4, где в пространстве поиска отображаются кривые лучших и средних значений. Функция пригодности принимает минимальное значение, когда кривая средних значений сходится к кривой лучших значений после 100-го поколения.

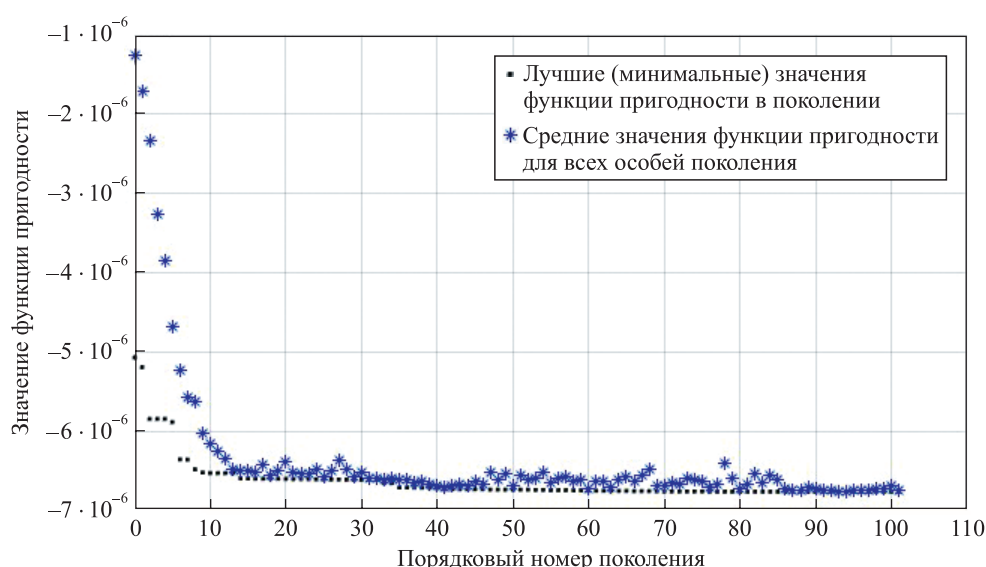


Рис. 4. Процесс работы генетического алгоритма
Fig. 4. The process of operation of the genetic algorithm

Предложенный метод оптимизации массы зубчатой передачи редуктора, основанный на генетическом алгоритме и применяемый при 3D-печати, может быть эффективно использован для выбора параметров печати. Разработанная функция пригодности, описанная формулами (1)–(3), и ограничения, представленные формулами (5)–(8) и (10)–(13), позволили определить оптимальные значения параметров компонентов редуктора. В результате при FDM-печати удалось снизить массу шестерни на 45 % по сравнению с массой литой шестерни, сохранив при этом заданные параметры.

Заключение

В настоящем исследовании разработана функция пригодности, основанная на минимизации суммарной массы исполнительных компонентов редуктора, включая валы и шестерни, с учетом их объемов и плотности PLA-пластика. Для вычисления массы компонентов необходимо определить основные геометрические размеры цилиндрической прямозубой передачи и вычислить площадь поверхности каждого компонента. Контур зубьев шестерни моделируется с использованием окружностей различных радиусов, что позволяет точно определить площадь впадин и, следовательно, объем и массу каждого компонента. Сформированные ограничения на контактную прочность, выносливость при изгибе, статическую прочность вала и усталостную прочность позволили снизить массу пластиковых деталей без ущерба для прочности и функциональности с помощью эволюционной оптимизации их конструкции.

Для повышения качества оптимизации был разработан метод вычисления массы компонентов редуктора, превосходящий существующие методы по точности расчетов. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании и прототипировании узлов робототехнических аппаратов, требовательных к массе деталей.

Было вычислено семь вариантов значений параметров, удовлетворяющих ограничениям (см. табл. 3). Средняя масса пластиковых компонентов редуктора составила 318,5 г при заполняемости пластиком, равной 30 %.

Библиографические ссылки

1. Zebulum RS, Pacheco MAC, Vellasco MMBR. *Evolutionary electronics: automatic design of electronic circuits and systems by genetic algorithms*. Boca Raton: CRC Press; 2001. 307 p. (Jain LC, editor. International series on computational intelligence).
2. Stanley KO, Clune J, Lehman J, Miikkulainen R. Designing neural networks through neuroevolution. *Nature Machine Intelligence*. 2019;1(1):24–35. DOI: 10.1038/s42256-018-0006-z.
3. Iba H, Noman N, editors. *Deep neural evolution: deep learning with evolutionary computation*. Singapore: Springer; 2020. XII, 438 p. (Bäck T, Kari L, editors. Natural computing series).
4. Galván E, Mooney P. Neuroevolution in deep neural networks: current trends and future challenges. *IEEE Transactions on Artificial Intelligence*. 2021;2(6):476–493. DOI: 10.1109/TAI.2021.3067574.
5. Sychou U. A single-node classifier implementation on Chua oscillator within a physical reservoir computing framework. *International Journal of Bifurcation and Chaos*. 2021;31(11):2150161. DOI: 10.1142/S0218127421501613.
6. Sychou UA, Krot AM, Prapakovich RA. The development of a signal classification method based on Chua's oscillator within the reservoir computing framework. *Journal of the Belarusian State University. Mathematics and Informatics*. 2023;1:88–101. Russian. EDN: MNYDFF.
7. Nakajima K, Fischer I, editors. *Reservoir computing: theory, physical implementations, and applications*. Singapore: Springer; 2021. XIX, 458 p. (Bäck T, Kari L, editors. Natural computing series).
8. Haldane DW, Plecnik MM, Yim JK, Fearing RS. Robotic vertical jumping agility via series-elastic power modulation. *Science Robotics*. 2016;1(1):2048. DOI: 10.1126/scirobotics.aag2048.
9. Singh S, Prakash C, Ramakrishna S. *Additive manufacturing: foundation knowledge for the beginners*. New Jersey: World Scientific; 2020. XX, 156 p.
10. Yokota T, Taguchi T, Gen M. A solution method for optimal weight design problem of the gear using genetic algorithms. *Computers & Industrial Engineering*. 1998;35(3–4):523–526. DOI: 10.1016/S0360-8352(98)00149-1.
11. Savsani V, Rao RV, Vakharia DP. Optimal weight design of a gear train using particle swarm optimization and simulated annealing algorithms. *Mechanism and Machine Theory*. 2010;45(3):531–541. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2009.10.010.
12. Gologlu C, Zeyveli M. A genetic approach to automate preliminary design of gear drives. *Computers & Industrial Engineering*. 2009;57(3):1043–1051. DOI: 10.1016/j.cie.2009.04.006.
13. Rezvani Ghomi E, Khosravi F, Saedi Ardahaei A, Dai Y, Neisiany RE, Foroughi F, et al. The life cycle assessment for polylactic acid (PLA) to make it a low-carbon material. *Polymers*. 2021;13(11):1854. DOI: 10.3390/polym13111854.
14. Kim TYu, Prapakovich RA. Optimization of the PID coefficients for the line-follower mobile robot controller employing genetic algorithm. *Informatics*. 2021;18(4):53–68. Russian. DOI: 10.37661/1816-0301-2021-18-4-53-68.

Получена 30.08.2024 / исправлена 04.10.2024 / принята 18.10.2024.
Received 30.08.2024 / revised 04.10.2024 / accepted 18.10.2024.