

УДК 004.942, 519.876.5

DOI 10.52928/2070-1624-2024-43-2-16-23

РАЗРАБОТКА ЦЕЛЕВОЙ ФУНКЦИИ ГЕНЕТИЧЕСКОГО АЛГОРИТМА ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ МАССЫ ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА ПРИ FDM-ПЕЧАТИ

Т. Ю. КИМ, Е. И. ПЕЧКОВСКИЙ, А. В. ПЕЧКОВСКАЯ

*(Лаборатория робототехнических систем,
Объединенный институт проблем информатики НАН Беларуси, Минск)*

В настоящее время трехмерная печать стала важным инструментом прототипирования, ускоряющим внедрение новых технических решений. Данная работа посвящена оптимизации массы деталей, изготавливаемых из пластика с помощью FDM-печати. Задача заключается в подборе параметров деталей таким образом, чтобы оптимизировать массу комплектующих и, соответственно, расход пластика в процессе печати. Для этой цели используются генетические алгоритмы (ГА) и компьютерное моделирование. Авторами разработана целевая функция, минимизирующая массу компонентов редуктора, и приведены окончательные оптимальные решения проверочных расчетов передачи на контактную прочность, выносливость при изгибе и прочность вала, а также на статическую прочность и контактную прочность рассчитанные с помощью ГА. Метод, предложенный в статье, иллюстрируется на примере оптимизации массы зубчатых колес для цилиндрической зубчатой передачи.

Ключевые слова: генетические алгоритмы, MATLAB, редуктор, шестерня, зубчатое колесо, оптимизация, масса, эволюционные алгоритмы, трехмерная печать, FDM-печать.

Введение. На сегодняшний день аддитивные технологии производства являются все более востребованными при прототипировании и макетировании, а также при мелкосерийном производстве. Аддитивные производственные технологии основаны на методе трехмерной печати и представляют собой послойное нанесение материала [1]. В то время как большинство производств основано на методах механической обработки, подразумевающих вычитание материала, и формообразующих методах, таких как литье, трехмерная печать дает возможность изготавливать изделия, не подверженные коррозии, обладающие не столь высоким, как у большинства конструкционных металлов, коэффициентом трения, имеющие сложную геометрическую форму.

Изготовление изделий методом трехмерной печати, равно как и классические методы, требует оптимизации массы компонентов редуктора. Говоря о редукторе, можно отметить, что многие исследования в области оптимизации конструкции сосредоточены на минимизации массы его зубчатой передачи [2; 3]. Для оптимизации редукторов получил распространение генетический алгоритм, предназначенный для оптимизации функций дискретных переменных. К примеру, в [4] представлен процесс автоматизированного проектирования зубчатых передач путем минимизации их объема с использованием генетического алгоритма.

Целью работы является создание новых подходов к проектированию деталей для изготовления их методом трехмерной печати. Работа построена на использовании эволюционных алгоритмов для оптимизации массы детали (а следовательно, и расхода пластика для трехмерной печати) при сохранении прочностных характеристик. Компоненты редуктора, в частности, шестерня, колесо и валы, рассматриваемые в настоящей работе, изготавливаются из PLA-пластика (англ. – Polylactic Acid, полилактид) [5]. Низкая температура плавления такого пластика, позволяет обеспечить более высокую точность изготавливаемой детали.

Полученные результаты проиллюстрированы на примере эволюционной оптимизации параметров зубчатых колес для применения в понижающем редукторе цилиндрического типа таким образом, чтобы сделать возможным изготовление компонентов редуктора с заданными характеристиками на основе аддитивных технологий. Выбор именно редуктора в качестве объекта оптимизации обусловлен тем фактом, что зубчатые передачи являются одним из наиболее часто используемых механизмов передачи мощности. Как правило, конструктивные компоненты редуктора изготавливаются стандартными методами механической обработки либо методами литья с последующей механической постобработкой, однако уникальные детали либо детали со сложной геометрической формой, изготовленные такими методами, отличаются высокой себестоимостью. Конструкция зубчатых колес сложна и связана с необходимостью удовлетворять ряду ограничений, в числе которых прочность, устойчивость к точечной коррозии, напряжению изгиба, образованию задиров, износу и помехам в круговых зубчатых передачах.

Учитывая, что поставленная задача по сути является многокритериальной оптимизационной задачей, целесообразно изучить возможности применения эволюционных методов для ее решения.

Реализация ГА. Для того чтобы определить работоспособность редуктора при минимальной массе, необходим минимальный перечень характеристик, описывающих требуемые параметры редуктора, куда

входят крутящий момент на шестерне T_1 и колесе T_2 , плотность PLA-пластика ρ , длина вала шестерни l_1 и колеса l_2 , i – передаточное число. В ходе натуральных экспериментов для PLA-пластика были получены значения предела прочности на растяжение материала, со следующими параметрами печати:

- толщина слоя – 0,2 мм;
- процент заполнения при печати – 30 %;
- направление силы, имитирующей нагрузку по оси, параллельной нанесению слоев трехмерной печати.

Генетический алгоритм был реализован с помощью библиотеки Global Optimization Toolbox в среде MATLAB¹. Для решения проблемы с помощью ГА необходимо выполнить следующие шаги:

- 1) сформировать начальную популяцию методом случайной генерации в диапазоне допустимых значений;
- 2) вычислить значение приспособленности для хромосом начальной популяции, которое равно значению целевой функции, т. е. суммарной массе основных компонентов редуктора;
- 3) проверить ограничения, где в каждом поколении производится расчет передачи и валов на контактную прочность и на выносливость при изгибе;
- 4) реализовать жизненный цикл популяции в виде набора генетических операторов:
 - селекция (производится выбор хромосом, участвующих в формировании новой популяции);
 - скрещивание выбранных хромосом с целью получения новых решений;
 - мутация одного случайно выбранного гена в каждой хромосоме с заданной вероятностью;
- 5) повторить проверочный расчет и возвратиться к шагу 1 при неудовлетворительных результатах проверки [6].

Рассмотрим подробно каждый шаг.

Формирование начальной популяции. На данном этапе выполняется генерация начальной хромосомы. Для этого формируется вектор X , представленный в формуле

$$X = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5] = [bd_1 d_2 z_1 m] \tag{1}$$

Данный вектор представляет собой строку фиксированной длины, называемой хромосомой. Популяция в каждой итерации была представлена в виде набора особей, где каждая особь кодировалась одной хромосомой в виде вектора [6].

Операторы ГА. Селекция – это первый генетический оператор, который выполняется после формирования популяции. Функция приспособленности оценивается для каждой особи в популяции, и для формирования следующего поколения отбираются как минимум две особи с низкой функцией приспособленности.

Скрещивание – второй генетический оператор, позволяющий производить потомство путем рекомбинации хромосом двух особей. В таблице 1 представлен промежуточный процесс скрещивания, где случайно выбирается точка в строке хромосомы, до которой особи обмениваются генами.

Таблица 1. – Скрещивание

Особи	
Особь 1	[30 23.94 32 38 4.5]
Особь 2	[32 21.51 25 40 4]
Потомки	
Потомок 1	[30 23.94 25 40 4]
Потомок 2	32 21.51 32 38 4.5]

Мутация – третий генетический оператор, позволяющий создать новую особь, изменив часть генов, чтобы поддержать разнообразие популяции (таблица 2).

Таблица 2. – Мутация

Индивид до мутации	[30 23.94 25 40 4]
Индивид после мутации	[30 23.94 21 40 4]

Формирование модели одноклассового цилиндрического редуктора. Рассмотрим формирование целевой функции на примере одноклассового цилиндрического редуктора, который имеет широкое общемашиностроительное применение. Редуктор содержит шестерню, колесо и 2 вала. Далее все расчеты подробно изложены для шестерни, для колеса же приведены только результаты расчета. Следует отметить, что в работе использована более сложная модель зубчатого колеса, чем те, которые описаны в литературе. К примеру, один из методов вычисления объема рассмотрен в работе [7]. Он отличается тем, что находит объем зубьев

¹ Genetic Algorithm Options [Электронный ресурс] // MathWork. – URL: <https://www.mathworks.com/help/gads/genetic-algorithm-options.html> (дата обращения 15.06.2024).

через усеченный конус. Подобный метод, однако, дает лишь приближенные значения размера зубчатой шестерни. Далее будет использоваться метод, обеспечивающий более точные значения.

Формирование целевой функции. Функция пригодности $f_1(x)$ определяется как суммарная масса исполнительных компонентов редуктора $M_{gearbox}$, которую следует минимизировать:

$$[f_1(x)] = [M_{gearbox}] = \rho \cdot (V_{gear} + V_{pinion} + V_{pinion_shaft} + V_{gear_shaft}). \quad (2)$$

где ρ – плотность PLA-пластика;

V_{pinion} и V_{gear} – объемы шестерни и колеса соответственно;

V_{pinion_shaft} и V_{gear_shaft} – объемы вала для шестерни и колеса соответственно с учетом длины l_1 и диаметра вала d_1 .

Объем колеса находится по формуле

$$V_{gear} = (S_{deep} \cdot (z_1 - 1) + \pi \cdot R_f^2 - S_{shp}) \cdot b - 2 \cdot V_{chamfer} \cdot z_1. \quad (3)$$

где S_{shp} – площадь шпоночного отверстия для вала;

$V_{chamfer}$ – объем фаски.

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.

Контур зубьев представляет собой окружность радиуса, который равен половине шага делительной окружности r . Распределим 4 окружности с радиусом r на края окружностей: R – радиус делительной окружности шестерни, R_a – радиус окружности вершины зубьев шестерни, R_f – радиус окружности впадины зубьев шестерни соответственно (рисунок 1). Найдем площадь впадины S_{deep} , которая на рисунке 1 выделена цветом. Поскольку фигура симметрична, ее следует разделить пополам.

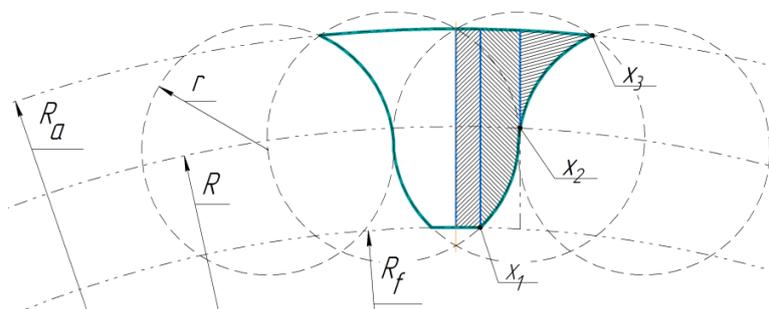


Рисунок 1. – Формирование формы зуба и вычисление площади впадины S_{deep}

$$S_{deep} = 2 \cdot \left(\int_0^{x_1} (\sqrt{R_a^2 - x^2} - 2 \cdot R - \sqrt{R_f^2 - x^2}) dx + \int_{x_1}^{x_2} (\sqrt{R_a^2 - x^2} - R + \sqrt{r^2 - (x - \frac{r}{2})^2}) dx + \int_{x_2}^{x_3} (\sqrt{R_a^2 - x^2} - R - \sqrt{r^2 - (x - \frac{3 \cdot r}{2})^2}) dx \right), \quad (4)$$

где x_1, x_2, x_3 – точки пересечения окружностей (делительной, внешней, внутренней);

r – радиус малых четырех окружностей.

Переменные. Для снижения массы компонентов редуктора и повышения качества поиска оптимального решения установлены граничные условия для ГА (таблица 2), обозначения параметров проиллюстрированы на рисунке 2.

Таблица 2. – Граничные условия для ГА

Наименование параметра	Обозначения	Диапазон
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	[2.7 – 5.4]

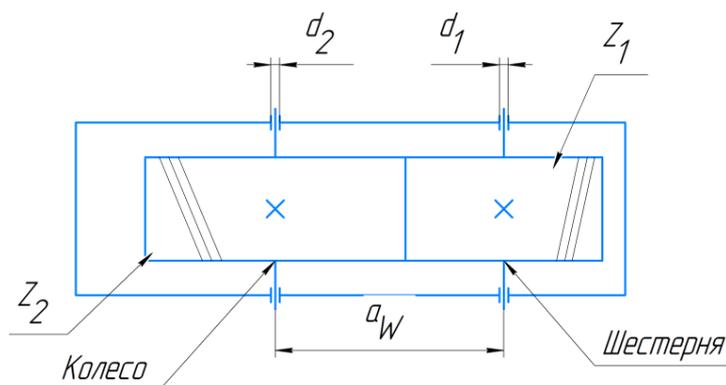


Рисунок 2. – Схема цилиндрической прямозубой передачи редуктора

Формирование ограничений. Геометрия шестерни довольно специфичная, поэтому есть определенные требования к качеству зубчатых передач. Выдвигаются ограничивающие условия на контактную прочность, выносливость при изгибе, статическую прочность вала (расчет сдвига), усталостную прочность (выносливость), которые должны быть удовлетворены и представлены в виде математических функций с целью выбора оптимальных результатов. Все ограничения для компонентов редуктора, рассматриваемого в качестве примера, представлены ниже.

При каждом формировании поколения производится расчет предварительных геометрических размеров передачи, определяемых из условий обеспечения работоспособности по основным критериям (прочность, выносливость и т. д.). Для закрытых передач наиболее вероятная причина выхода из строя – появление на активных поверхностях зубьев следов выкрашивания, следовательно, основным критерием работоспособности является контактная выносливость. Результаты работы ГА, представляющие собой геометрические размеры передачи, проверяются на соответствие остальным критериям работоспособности. Для закрытых передач такими критериями являются выносливость при изгибе, контактная и изгибная прочность при действии пикового момента. В случае удовлетворительного результата предварительные размеры принимаются в качестве окончательных.

Установим критерии оптимальности (5) – (13).

– *Расчет 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, и расчетного числа циклов работы передачи. Определим расчетное контактное напряжение:

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

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

K_H – коэффициент нагрузки.

– *Расчет на выносливость при изгибе для шестерни и колеса.* С учетом твердости материала и коэффициента запаса прочности определены допустимые пределы выносливости на изгиб, которые составляют при расчете для шестерни $b_2 = 157$ и для колеса – $b_3 = 167$. Определим расчетное напряжение при изгибе зубьев колеса:

$$g_2(x) = b_2 - \frac{2 \cdot T_1 \cdot Y_{F_2}}{d_1 \cdot b \cdot m} \cdot K_{F_a} \cdot K_{F_b} \cdot K_{F_v} \leq 0, \quad (6)$$

где Y_{F_2} – коэффициент, учитывающий форму зуба для прямозубой передачи без смещения исходного контура колеса;

K_{F_a} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

K_{F_b} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца при изгибе;

K_{F_v} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку при изгибе.

Определим расчетное напряжение при изгибе зубьев шестерни:

$$g_3(x) = b_3 - \frac{\sigma_{F_2} \cdot Y_{F_1}}{Y_{F_2}} \leq 0, \quad (7)$$

где Y_{F_1} и Y_{F_2} – расчетные коэффициенты формы зуба для прямозубой передачи без смещения исходного контура шестерни и колеса;

σ_{F_2} – расчетное напряжение при изгибе зубьев колеса (6).

– *Расчет на статическую прочность при кратковременных перегрузках.* Допускаемое напряжение $b_4 = 123$ находится в зависимости от предела текучести для материала вала при изгибе [8] и от коэффициента запаса прочности для пластичных материалов. Выходной вал редуктора приводит в движение объект, поэтому требуется провести прочностной расчет вала на эквивалентное напряжение, действующее в опасном сечении вала согласно уравнению, приведенному ниже [9]:

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

где K_p – коэффициент перегрузки;

M_c – суммарный изгибающий момент силы, меняющий положение относительно вала.

– *Расчет на усталостную прочность для быстроходного и тихоходного вала [9].* Целью проверочного расчета валов на выносливость является определение коэффициентов запаса выносливости S во всех предположительно критических сечениях вала. Проверку валов на усталостную прочность ведут по условию $b_5 \leq S \leq b_6$, где $b_5 = 2$, $b_6 = 4$ – необходимое значение коэффициента запаса выносливости. S – расчетное значение коэффициента запаса выносливости вала в его рассматриваемом предположительно опасном сечении, которое определяется по формуле

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

где S_σ – коэффициент запаса выносливости по нормальным напряжениям;

S_τ – коэффициент запаса выносливости по касательным напряжениям.

При расчете на выносливость быстроходного и тихоходного валов редуктора применяется формула (9), однако для быстроходного вала используется диаметр вала d_1 и входной момент T_1 , а для тихоходного – диаметр вала d_2 и входной момент T_2 .

Вспользуемся формулой (9) и применим ее для быстроходного вала:

$$S_{fast} = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}. \quad (9.1)$$

Для проверки тихоходного вала редуктора повторяют расчет по формуле (9), только с параметрами для колеса d_2 , T_2 :

$$S_{quite} = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}. \quad (9.2)$$

– *Расчет на усталостную прочность для быстроходного и тихоходного валов:*

$$g_5(x) = b_5 - S_{fast} < 0, \quad (10)$$

$$g_6(x) = S_{fast} - b_6 < 0, \quad (11)$$

$$g_7(x) = b_7 - S_{fast} < 0, \tag{12}$$

$$g_8(x) = S_{fast} - b_8 < 0. \tag{13}$$

Набор переменных $[b_1 b_2 b_3 b_4 b_5 b_6 b_7 b_8]$ принимаем за допустимое значение, которое было вычислено заранее. При вычислении критериев оптимальности определяется расчетное значение работоспособности, и во время эволюционного моделирования данные критерии проверяют условия пригодности параметров шестерни, колеса и вала.

Полученные результаты генетического алгоритма. Выбранные операторы и значения приведены в таблице 3. Вычисленные значения параметров подробно описаны в справочной системе пакета MATLAB R2024a².

Таблица 3. – Операторы и значения параметров генетического алгоритма

Операторы	Значение операторов
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]

Полученную по результатам оптимизации массу шестерен для изготовления методом FDM-печати целесообразно сравнить с массой аналогичных шестерен, изготавливаемых литьем.

По завершении работы алгоритма, все хромосомы в популяции были сведены к лучшей хромосоме. Было вычислено 7 различных вариантов, которые удовлетворяют критериям пригодности (таблица 4). Также можно найти параметры для редуктора по минимуму для экспериментальной трехмерной печати. Средняя масса компонентов редуктора составляет 455 г. С учетом того, что заполняемость пластиком при FDM-печати составляет 30 %, то масса компонентов редуктора составляет 45 % от таковой для литых деталей.

Таблица 4. – Значения параметров для компонентов редуктора, которые прошли отбор и удовлетворяют всем критериям пригодности

Вариант	b	d_1	d_2	z_1	m	Масса	Масса на 30 %
1	13,625	10,277	10,201	20	3,999		
2	15,571	18,220	20,190	30	3,970		
3	10	10	10	24	3,98		
4	31	10,2	12,6	25	3,95		
5	10	12,270	10	25	3,97		
6	27,250	10,4	10	20	3,99		
7	23,94	30	40	25	4		
Средняя масса компонентов						455	318.5

Поиск оптимального значения целевой функции показан на рисунке 3, где в пространстве поиска показаны лучшие и средние кривые. Целевая функция оптимизируется, когда средняя кривая сходится к лучшей кривой после 100 поколения.

² Genetic Algorithm Options [Электронный ресурс] // MathWork. – URL: <https://www.mathworks.com/help/gads/genetic-algorithm-options.html> (дата обращения 20.06.2024).

Примененный метод настройки ГА доказал свою эффективность в выборе лучших параметров для трехмерной печати.

Предложенная функция пригодности, описываемая формулами (2) – (4), и критерии условности (5) – (13) для проверки работоспособности всего механизма позволили найти необходимые значения для компонентов редуктора.

В сравнении с литой шестерней при FDM-печати удастся снизить на 45 % массу шестерни при сохранении заданных параметров.

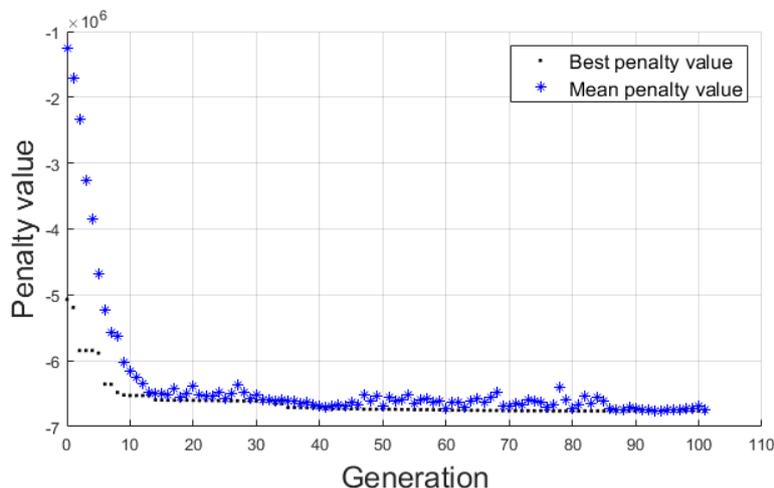


Рисунок 3. – Процесс работы генетического алгоритма. Ось Y – значение целевой функции. Ось X – порядковый номер поколения. Знаком «точка» отмечены лучшие (минимальные) значения целевой функции в поколении, знаком звезда – средние значения целевой функции по всем особям поколения

Заключение. В работе применен стохастический подход в виде генетического алгоритма для нахождения оптимального сочетания конструктивных параметров при минимальной массе для прямозубой пары зубчатых колес. Была разработана целевая функция генетического алгоритма для оптимизации массы деталей редуктора при FDM-печати и установлены ограничения передачи на контактную прочность, выносливость при изгибе и прочность вала, а также на статическую прочность и контактную прочность, которая состояла в прямой зависимости от свойств PLA-пластика.

Благодарности. Работа выполнена в рамках задания 1.3.1. ГПНИ «Цифровые и космические технологии, безопасность человека, общества и государства», подпрограмма «Цифровые технологии и космическая информатика» и частично при поддержке гранта ГКНТ–Китай Ф22КИТГ-002 «Медицинские роботы на основе человеко-машинного взаимодействия».

ЛИТЕРАТУРА

1. Singh S., Prakash Ch., Ramakrishna S. Additive Manufacturing. – World Scientific, 2020. – P. 81–113. – DOI: [10.1142/9789811224829_0005](https://doi.org/10.1142/9789811224829_0005).
2. Yokota T., Taguchi T., Gen M. A solution method for optimal weight design problem of the gear using genetic algorithms // Computers & Industrial Engineering. – 1998. – Vol. 35, iss. 3-4. – P. 523–526.
3. Savsani V., Rao R. V., Vakharia D. P. Optimal weight design of a gear train using particle swarm optimization and simulated annealing algorithms // Mechanism and Machine Theory. – 2010. – Vol. 45, iss. 3. – P. 531–541. – DOI: [10.1016/j.mechmachtheory.2009.10.010](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2009.10.010).
4. Gologlu C., Zeyveli M. A genetic approach to automate preliminary design of gear drives // Computers & Industrial Engineering. – 2009. – Vol. 57, iss. 3. – P. 1043–1051. – DOI: [10.1016/j.cie.2009.04.006](https://doi.org/10.1016/j.cie.2009.04.006).
5. The life cycle assessment for polylactic acid (PLA) to make it a low-carbon material / E. Rezvani Ghomi, F. Khosravi, A. Saedi Ardahaee et al. // Polymers. – 2021. – Vol. 13, iss. 11. – С. 1854. – DOI: [10.3390/polym13111854](https://doi.org/10.3390/polym13111854).
6. Ким Т. Ю., Прокопович Г. А. Оптимизация коэффициентов ПИД-регулятора системы управления движением мобильного робота по цветоконтрастной линии на основе генетического алгоритма // Информатика. – 2021. – Т. 18, № 4. – С. 53–68. – DOI: [10.37661/1816-0301-2021-18-4-53-68](https://doi.org/10.37661/1816-0301-2021-18-4-53-68).
7. Volume calculation of the spur gear billet for cold precision forging with average circle method / W. Cheng, C. Chi, Y. Wang et al. // Intern. J. of Coal Science & Technology. – 2014. – Vol. 1. – P. 456–462. – DOI: [10.1007/s40789-014-0048-8](https://doi.org/10.1007/s40789-014-0048-8).
8. Кушлин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин. – М.: Высш. шк. – 1987. – 383 с.
9. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов. – М.: Высш. шк. – 1998. – 447 с.

REFERENCES

1. Singh, S., Prakash, Ch., & Ramakrishna, S. (2020). *Additive Manufacturing*. World Scientific. Singapore. DOI: [10.1142/9789811224829_0005](https://doi.org/10.1142/9789811224829_0005).
2. Yokota, T., Taguchi, T., & Gen, M. (1998). A solution method for optimal weight design problem of the gear using genetic algorithms. *Computers & Industrial Engineering*, 35(3-4), 523–526.
3. Savsani, V., Rao, R. V., & Vakharia, D. P. (2010). Optimal weight design of a gear train using particle swarm optimization and simulated annealing algorithms. *Mechanism and Machine Theory*, 45(3), 531–541. DOI: [10.1016/j.mechmachtheory.2009.10.010](https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2009.10.010).
4. Gologlu, C., & Zeyveli, M. (2009). A genetic approach to automate preliminary design of gear drives. *Computers & Industrial Engineering*, 57(3), 1043–1051. DOI: [10.1016/j.cie.2009.04.006](https://doi.org/10.1016/j.cie.2009.04.006).
5. Rezvani Ghomi, E., Khosravi, F., Saedi Ardahaie, A., Dai, Y., Neisiany, R. E., Foroughi, F., ... Ramakrishna, S. (2021). The life cycle assessment for polylactic acid (PLA) to make it a low-carbon material. *Polymers*, 13(11), 1854. DOI: [10.3390%2Fpolym13111854](https://doi.org/10.3390%2Fpolym13111854).
6. Kim, T. Ju., & Prokopovich, G. A. (2021). Optimizacija koeficientov PID-reguljatora sistemy upravljenja dvizheniem mobil'nogo robota po cvetokontrastnoj linii na osnove geneticheskogo algoritma [Optimization of the PID coefficients for the line-follower mobile robot controller employing genetic algorithm]. *Informatika [Informatics]*, 18(4), 53–68. DOI: [10.37661/1816-0301-2021-18-4-53-68](https://doi.org/10.37661/1816-0301-2021-18-4-53-68). (In Russ., abstr. in Engl.).
7. Cheng, W., Chi, C., Wang, Y., Lin, P., Liang, W., & Li, C. (2014). Volume calculation of the spur gear billet for cold precision forging with average circle method. *Intern. J. of Coal Science & Technology*, 1, 456–462. DOI: [10.1007/s40789-014-0048-8](https://doi.org/10.1007/s40789-014-0048-8).
8. Kuklin, N. G., & Kuklina, G. S. (1987). *Detali mashin [Machine parts]*. Moscow: Higher School. (In Russ.).
9. Dunaev P. F., Lelikov O. P. (1998). *Konstruirovaniye uzlov i detalej mashin [Design of units and machine parts: a textbook for technical specialties at universities]*. Moscow: Higher School. (In Russ.).

Поступила 30.04.2024

**DEVELOPMENT OF THE TARGET FUNCTION OF THE GENETIC ALGORITHM
FOR OPTIMIZATION OF THE MASS OF GEARBOX PARTS DURING FDM PRINTING**

T. KIM, Yau. PECHKOUSKI, A. PECHKOUSKAYA
(Laboratory of Robotic System,
United Institute of Informatics Problems of NAS of Belarus, Minsk)

Nowadays, 3D printing has become an important prototyping tool that accelerates the introduction of new technical solutions. This paper is devoted to the optimization of the mass of parts made of plastic using FDM-printing. The task is to select part parameters that optimize the mass of components and plastic consumption during the printing process. Genetic algorithms (GA) and computer modeling are used for this purpose. In the article a target function minimizing the mass of gear components is developed and the final optimal solutions of verification calculations of the gear for contact strength, bending endurance and shaft strength, as well as for static strength and contact strength calculated with the help of GA are given. The method proposed in the paper is illustrated by the example of gear mass optimization for a spur gear.

Keyword: genetic algorithms, MATLAB, gearbox, gear, optimization, mass, evolutionary algorithms, three-dimensional printing, FDM printing.