

## РАЗРАБОТКА ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА ДЛЯ МОТОР-КОЛЕСА ЭЛЕКТРОБОЛИДА

**С.В. Кондаков, А.Е. Ларин, А.Г. Уланов**

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия*

В рамках студенческого проекта по разработке электрического болида в Южно-Уральском государственном университете в соответствии с техническим заданием был спроектирован планетарный редуктор будущего мотор-колеса. Этому предшествовали анализ и компоновка узла, разработка его кинематической схемы и составление уравнений кинематической связи. Тягово-динамический расчёт автомобиля показал, что передаточное число согласующего редуктора данного узла с учётом устанавливаемого электродвигателя должно быть равно 10. В итоге были определены числа зубьев зубчатых колес и их геометрические параметры, построена 3D-модель планетарного редуктора. В качестве тяговых двигателей планируется использовать электрические машины комбинированного возбуждения. Предлагаемая электрическая машина имеет обращённое исполнение, что позволит в заданных габаритах получить максимальную электромагнитную мощность и хорошие удельные показатели. Вышеперечисленные показатели в нашем случае имеют очень важное значение, так как использование в приводе мотор-колес существенно увеличивает неподрессоренную массу электроболида, а это в свою очередь неизбежно скажется на его выходных характеристиках. При этом были учтены конструктивные особенности выбранного синхронного индукционного электродвигателя и все нюансы компоновки колёсно-ступичного узла, в том числе и габаритно-массовые, соблюдены условия соосности, соседства и сборки. В заключение была дана оценка коэффициента полезного действия планетарного редуктора проектируемого мотор-колеса.

В настоящее время в студенческом конструкторском бюро Автотракторного факультета готовится сборочный чертеж спроектированного редуктора и его детализовка, а также дальнейшая передача пакета документов в производство. Макетный образец электрического болида планируется изготовить осенью 2019 года. Поставленные задачи более чем амбициозные.

*Ключевые слова: Формула Студент SAE, болид, электромобиль, мотор-колесо, планетарный редуктор, расчёт, 3D-модель.*

**Введение.** В Южно-Уральском государственном университете уже не первый год в студенческом конструкторском бюро создают гоночные автомобили, которые в дальнейшем ребята-инженеры защищают как проекты или выставляют на международные соревнования. В планах у команды – электрический болид, который они также смогут выставлять на всероссийские и международные соревнования «Формула Студент SAE».

По замыслу студенческого конструкторского бюро, созданного при Автотракторном факультете, планируется в качестве исполнительного механизма тягового привода использовать мотор-колесо. Тягово-динамический расчёт автомобиля показал, что передаточное число согласующего редуктора данного узла с учётом устанавливаемого электродвигателя должно быть равно 10. Данная статья посвящена расчёту разрабатываемого редуктора.

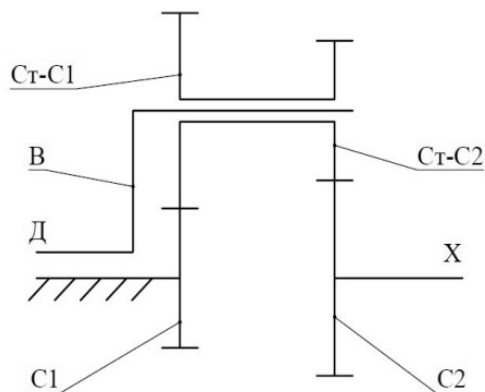
С учётом компоновки колёсного узла, передаточного числа редуктора и возможностей управления потоком мощности мотор-колеса выбор был сделан в пользу планетарного редуктора.

**1. Расчёт планетарного редуктора мотор-колеса.** Как известно, разработка планетарного редуктора состоит из следующих этапов:

- а) разработка кинематической схемы;
- б) составление уравнений кинематической связи;
- в) определение чисел зубьев зубчатых колёс;
- г) определение геометрических параметров зубчатых колёс;
- д) построение 3D-модели редуктора [1].

## Расчет и конструирование

**2. Разработка кинематической схемы.** Была проанализирована возможность реализации передаточного числа планетарного редуктора, равного 10, в рамках всех семи известных схем планетарных механизмов [2–4]. В результате выбрана кинематическая схема (рис. 1), согласно



которой редуктор представляет собой простейший планетарный механизм, который состоит из двух солнечных колёс, водила (жёстко связанного с валом электродвигателя) и двухвенцовых сателлитов [5–7].

**Рис. 1.** Кинематическая схема планетарного редуктора: C1 – солнце малое; C2 – солнце большое; X – ходовое звено; Ст-C1 – венец сателлита, связанный с малым солнцем; Ст-C2 – венец сателлита, связанный с большим солнцем; В – водило; Д – двигатель

При этом малое солнце C1 жестко закреплено на валу и является неподвижным звеном, а большое солнце C2 связано с ходовым звеном X.

**3. Уравнение кинематической связи.** Уравнение кинематической связи (УКС) для планетарного механизма с двумя солнечными колёсами и двухвенцовыми сателлитами в общем виде представляет собой

$$(1 - i_{C1C2})\omega_B = \omega_{C1} - i_{C1C2}\omega_{C2}, \quad (1)$$

где  $i_{C1C2}$  – внутренне передаточное число (ВПЧ) планетарного механизма;  $\omega_B$  – угловая скорость водила;  $\omega_{C1}$  – угловая скорость солнца C1;  $\omega_{C2}$  – угловая скорость солнца C2 [8].

Согласно техническому заданию, разрабатываемый редуктор должен обеспечивать передаточное число  $i = 10$ .

Применим уравнение (1) к нашей кинематической схеме (см. рис. 1).

Исходные данные для УКС:

$\omega_{C1} = 0$  (так как солнце C1 жестко зафиксировано на неподвижном валу);

$\omega_B = 1$  (обычно принимают угловую скорость двигателя, равную единице);

$\omega_{C2} = 0,1$  (исходя из обеспечения необходимого передаточного числа) [9].

Подставляя исходные данные в УКС, получим:

$$(1 - i_{C1C2}) \cdot 1 = 0 - i_{C1C2} \cdot 0,1;$$

$$i_{C1C2} = 1,11.$$

Таким образом, для обеспечения необходимого передаточного числа ( $i = 10$ ) ВПЧ ПМ должно быть равно  $i_{C1C2} = 1,11$ .

**4. Определение чисел зубьев зубчатых колёс.** Формула для определения ВПЧ через числа зубьев их колёс имеет вид [5]:

$$i_{C1C2} = \frac{Z_{C2} \cdot Z_{Ст-C1}}{Z_{Ст-C2} \cdot Z_{C1}}, \quad (2)$$

где  $Z_{C2}$  – число зубьев большого солнца C2;  $Z_{Ст-C1}$  – число зубьев сателлита, связанного с малым солнцем C1;  $Z_{Ст-C2}$  – число зубьев сателлита, связанного с большим солнцем C2;  $Z_{C1}$  – число зубьев малого солнца C1.

Необходимо помнить, что при подборе чисел зубьев зубчатых колёс для любого ПМ следует по возможности отдавать предпочтение простым, а не составным числам [10].

Выбираем числа зубьев из этого ряда:  $Z_{C1} = 41$ ;  $Z_{C2} = 43$ ;  $Z_{Ст-C1} = 43$ ;  $Z_{Ст-C2} = 41$ . Необходимо убедиться, что ВПЧ с выбранными числами зубьев соответствует ВПЧ, полученному в результате решения УКС:

$$i_{C1C2} = \frac{43 \cdot 43}{41 \cdot 41} = 1,1.$$

Числа зубьев зубчатых колёс (центральных и сателлитов), образующих любой ПМ, находятся во взаимно однозначном соответствии и должны подчиняться условиям существования ПМ [11].

## 1. Условие соосности

Все элементарные ПМ, используемые в ПКП, соосны, то есть оси всех трех их основных звеньев совпадают.

$$m_{C1}(Z_{C1} + Z_{C1-C1}) = m_{C2}(Z_{C2} + Z_{C1-C2}), \quad (3)$$

где  $m_{C1}$ ,  $m_{C2}$  – модули зацепления двухвенцового сателлита.

Примем  $m_{C1} = m_{C2}$ , тогда условие соосности примет вид:

$$(Z_{C1} + Z_{C1-C1}) = (Z_{C2} + Z_{C1-C2}); \quad (4)$$

$$(41 + 43) = (43 + 41).$$

## 2. Условие соседства

На водиле планетарного механизма следует размещать максимально возможное количество сателлитов, одновременно обеспечивая гарантированные зазоры между вершинами их зубьев в местах наибольшего сближения двух соседних сателлитов (по линии, соединяющей их центры). Величина этого гарантированного зазора должна быть не меньше модуля зацепления [3]:

$$\sin(\pi/n_{CT}) \geq (Z_{\odot} - Z_C + 6)/(Z_{\odot} + Z_C), \quad (5)$$

где  $n_{CT}$  – число сателлитов;  $Z_C$  – число зубьев солнца;  $Z_{\odot}$  – число зубьев эпицикла.

В результате получим:

$$Z_C = 41;$$

$$Z_{\odot} = Z_C + 2Z_{CT} = 41 + 2 \cdot 43 = 127;$$

$$\sin(\pi/n_{CT}) \geq (127 - 41 + 6)/(127 + 41);$$

$$\sin(\pi/n_{CT}) \geq 0,547;$$

$$n_{CT} \leq 5.$$

## 3. Условие сборки

Любой элементарный ПМ, отвечающий условиям соосности и соседства, должен еще и правильно собираться, то есть если между соосно установленными центральными зубчатыми колесами поместить один сателлит, введя его в зацепление одновременно с обоими центральными зубчатыми колесами и тем самым однозначно зафиксировав их взаимное угловое положение, то остальные сателлиты этого ПМ должны иметь возможность быть свободно установленными в ПМ с угловым шагом  $2\pi/n_{CT}$  и войти в правильное зацепление с обоими центральными зубчатыми колесами, как и первый сателлит:

$$\frac{2(Z_{C1} + Z_{C1-C1})}{n_{CT}} = E. \quad (6)$$

Решая данное уравнение, получим число сателлитов  $n_{CT} = 3; 4$ .

Выберем число сателлитов  $n_{CT} = 4$  для более равномерного распределения нагрузки [6, 12].

**5. Определение геометрических параметров зубчатых колёс.** Цель геометрического расчета – определение диаметров зубчатых колёс: делительных  $d$ , диаметров вершин зубьев  $d_a$ , диаметров впадин зубьев  $d_f$  [13].

Примем модуль зацепления  $m = 1,25$  мм; ширину венца  $b = 21$  мм; ширину зуба  $S = \pi m/2 = 1,96$  мм; межосевое расстояние  $a = m(Z_1 + Z_2)/2 = 52,5$  мм [14].

Определим диаметры зубчатых колёс с  $Z = 41$ :

$$d = mz = 1,25 \cdot 41 = 51,25 \text{ мм};$$

$$d_a = d + 2m = 51,25 + 2 \cdot 1,25 = 53,75 \text{ мм};$$

$$d_f = d - 2,5m = 51,25 - 2,5 \cdot 1,25 = 48,125 \text{ мм}.$$

Определим диаметры зубчатых колёс с  $Z = 43$ :

$$d = mz = 1,25 \cdot 43 = 53,75 \text{ мм};$$

$$d_a = d + 2m = 53,75 + 2 \cdot 1,25 = 56,25 \text{ мм};$$

$$d_f = d - 2,5m = 53,75 - 2,5 \cdot 1,25 = 50,625 \text{ мм}.$$

**6. Построение 3D-модели.** Завершающим этапом является построение модели редуктора, состоящей из прямозубой передачи с эвольвентным зацеплением.

При проектировании модели солнца  $C1$  необходимо учитывать, что оно должно быть жестко закреплено на валу. Для соединения его с валом выберем шпоночное соединение с призматической шпонкой (рис. 2).

## Расчет и конструирование

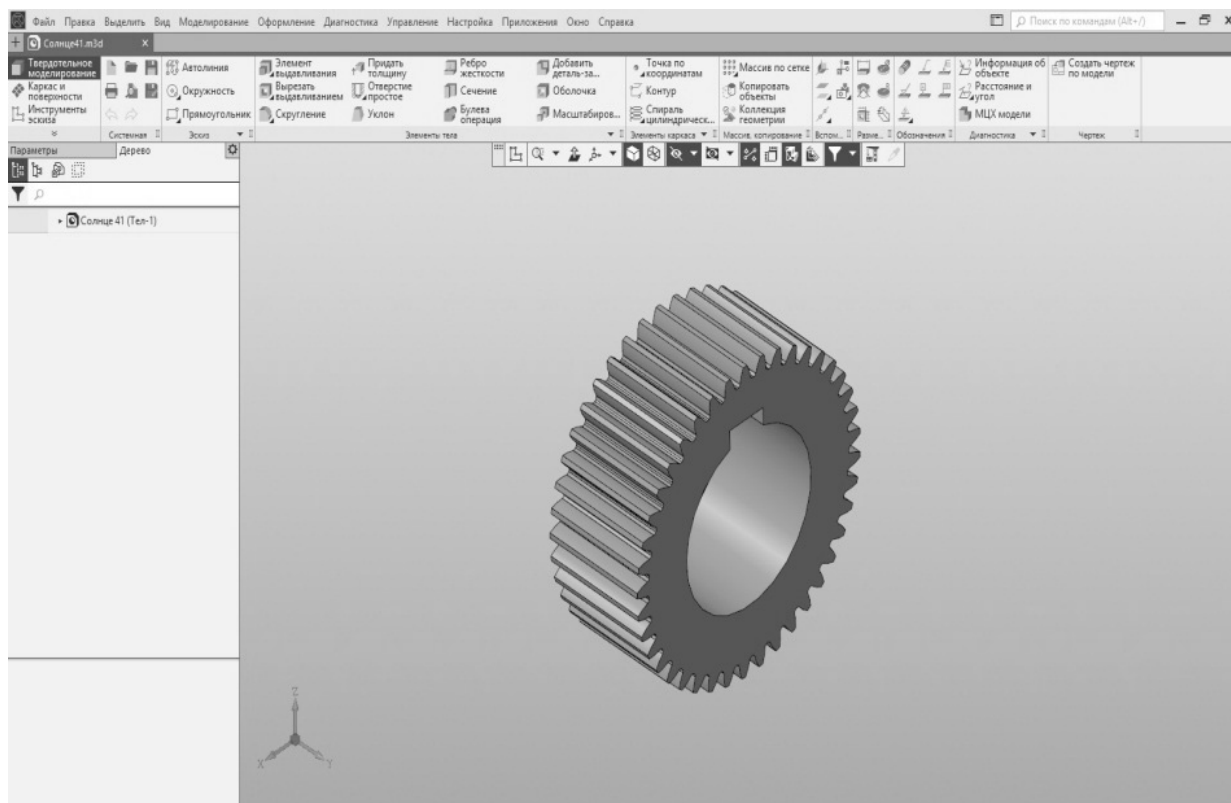


Рис. 2. Солнце С1

Так как солнце С2 является выходным звеном и оно должно соединяться со ступицей колеса, представим его в виде вала-шестерни (рис. 3).

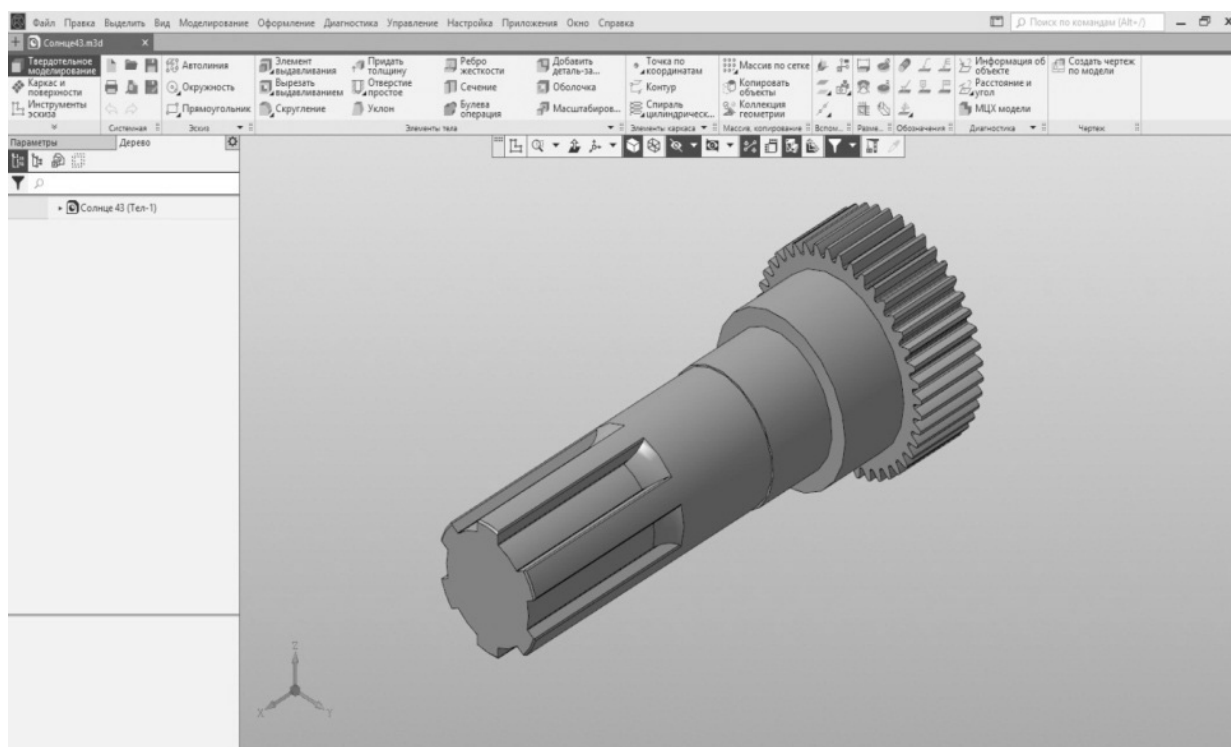


Рис. 3. Солнце С2

Спроектируем модель двухвенцового сателлита (рис. 4).

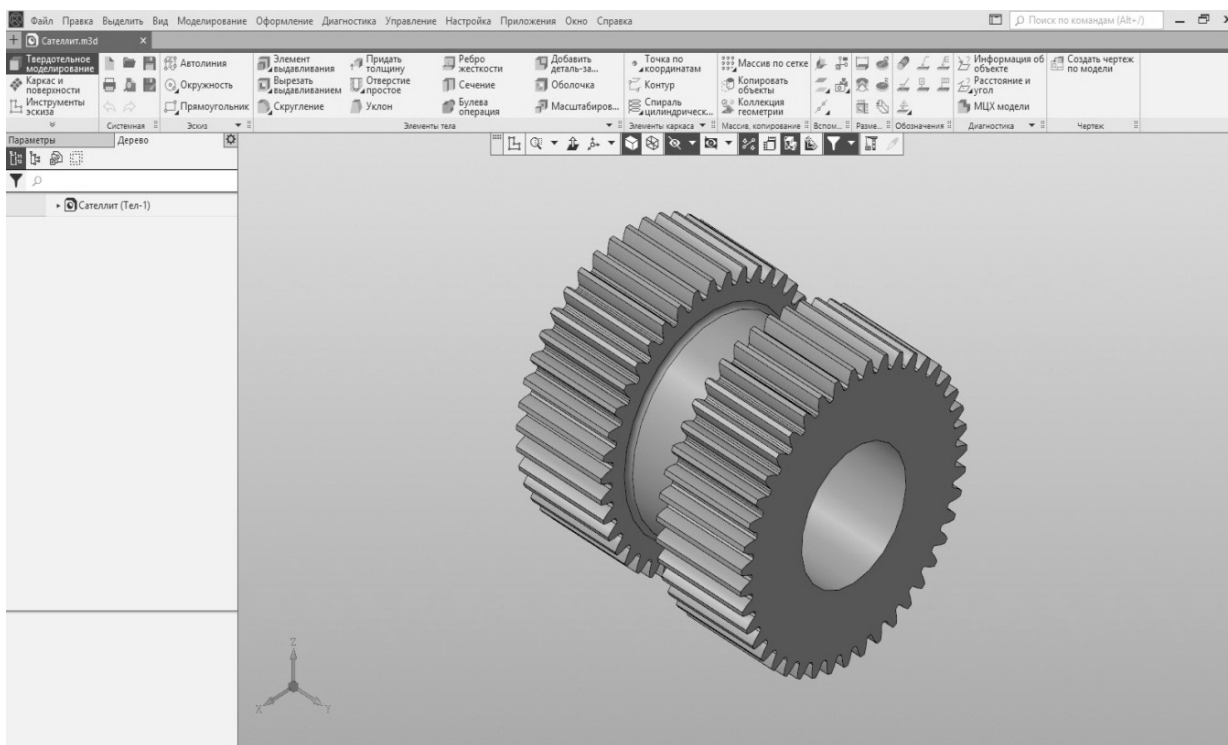


Рис. 4. Двухвенцовый сателлит

Далее необходимо собрать планетарный механизм (рис. 5).

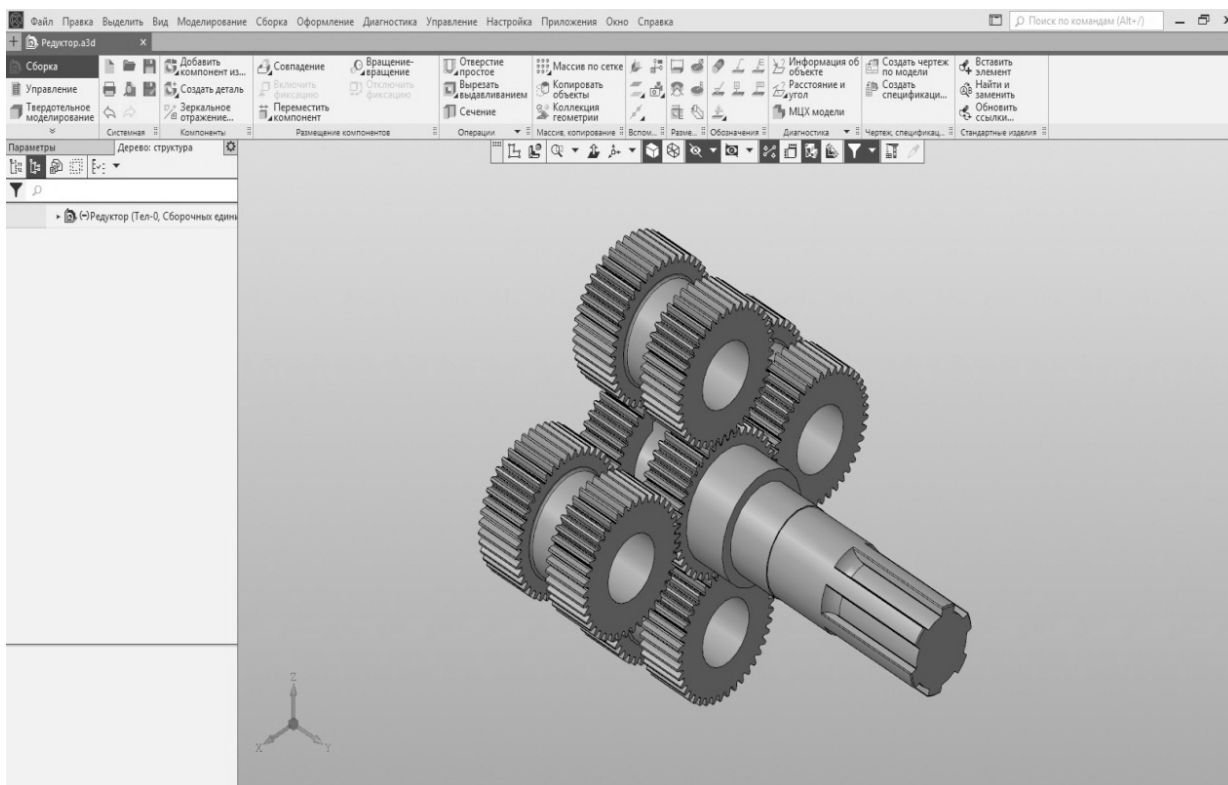


Рис. 5. Планетарный механизм

## Расчет и конструирование

В конце необходимо спроектировать водило и оси, на которых будут вращаться сателлиты (рис. 6).

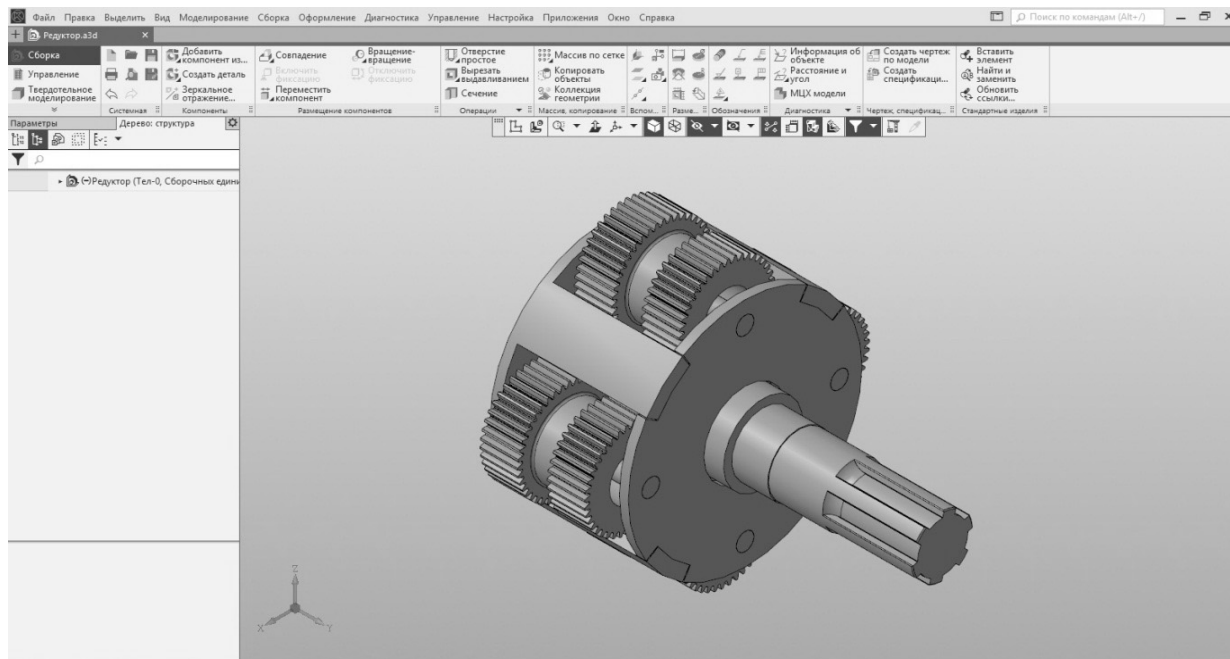


Рис. 6. Планетарный механизм в сборе

Особый интерес представляет КПД предложенного редуктора. По методике, изложенной Н.В. Филичкиным [3], внутренний КПД ПМ с двухвенцовым сателлитом принимается равным  $\eta_{ВН} = 0,96$ . Это обосновано тем, что в передаче участвует два зубчатых зацепления, КПД каждого из которых равен 0,98 [15, 16].

Кинематическое передаточное число равно

$$\frac{\omega_D}{\omega_X} = i_{DX} = \frac{-i_{C1C2}}{1 - i_{C1C2}} = \frac{-1,11}{1 - 1,11} = 10.$$

Силовое передаточное число

$$\tilde{i}_{DX} = \frac{-i_{C1C2} / \eta_{ВН}}{1 - i_{C1C2} / \eta_{ВН}} = \frac{-1,11 / 0,96}{1 - 1,11 / 0,96} = 7,4.$$

Суммарный КПД редуктора

$$\eta_p = \frac{\tilde{i}_{DX}}{i_{DX}} = \frac{7,4}{10} = 0,74.$$

Результат неудовлетворительный. Но, с другой стороны, возникает вопрос: как при внутреннем КПД ПМ в 96 % может получиться редуктор с КПД, равным 74 %?

Ответ на вопрос лежит в области принятых допущений, которые в условиях ПМ с ВПЧ, близким к единице, начинают играть решающую роль [17].

Определим КПД редуктора по методике, предложенной Д.Н. Решетовым [18]:

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_m + \psi_n), \quad (7)$$

где  $\psi_3$  – потери в зацеплении;  $\psi_m$  – потери на разбрызгивание масла;  $\psi_n$  – потери в подшипниках.

$$\psi_3 = 2,3f \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) k_\phi, \quad (8)$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения между зубьями колёс ( $f = 0,08$ );  $k_\phi$  – коэффициент, равный для некорректированного зацепления 1;  $Z_1$  – число зубьев шестерни;  $Z_2$  – число зубьев зубчатого колеса [19].

$$\psi_3 = 2,3 \cdot 0,08 \left( \frac{1}{41} + \frac{1}{43} \right) \cdot 1 = 0,0087,$$

то есть потери в зацеплении составляют всего 0,87 %. Поскольку два зацепления, то внутренний КПД будет равен

$$\eta_{\text{ВН}} = (0,9913)^2 = 0,9826.$$

Силовое передаточное число в данном случае

$$\tilde{i}_{\text{ДХ}} = \frac{-i_{\text{С1С2}} / \eta_{\text{ВН}}}{1 - i_{\text{С1С2}} / \eta_{\text{ВН}}} = \frac{-1,11 / 0,9826}{1 - 1,11 / 0,9826} = 8,7.$$

Таким образом, суммарный КПД редуктора

$$\eta_{\text{р}} = \frac{\tilde{i}_{\text{ДХ}}}{i_{\text{ДХ}}} = \frac{8,7}{10} = 0,87.$$

В процентном выражении суммарный КПД редуктора составляет  $\eta_{\text{р}} = 87\%$  [20].

### Вывод

1. Обоснована вариация создания планетарного редуктора с передаточным числом 10 на базе элементарного планетарного механизма с ВПЧ, равным 1,11.

2. Установлено, что для определения КПД планетарного редуктора с ВПЧ, равным 1,11, нельзя ограничиваться общепринятыми допущениями о КПД внутреннего зацепления 98 %. В случае принятия таких значений КПД планетарного редуктора  $\eta_{\text{р}} = 74\%$ .

3. Применена методика определения КПД с учетом числа зубьев, и получено удовлетворительное значение КПД спроектированного планетарного редуктора, равное 87 %.

### Литература

1. Li, X. A modularization method of dynamic system modeling for multiple planetary gear trains transmission gearbox / X. Li, A. Wang // *Mechanism and Machine Theory*. – 2019. – Vol. 136. – P. 162–177. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.002

2. Вулгаков, Э.Б. Соосные зубчатые передачи: справ. / Э.Б. Вулгаков. – М.: Машиностроение, 1987. – 256 с.

3. Филичкин, Н.В. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин: учеб. пособие / Н.В. Филичкин. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 178 с.

4. Salgado D.R. Analysis of the transmission ratio and efficiency ranges of the four-, five-, and six-link planetary gear trains / D.R. Salgado, J.M. del Castillo // *Mechanism and Machine Theory*. – 2014. – Vol. 73. – P. 218–243. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2013.11.001

5. Кудрявцев, В.Н. Конструкция и расчет зубчатых редукторов / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, Е.Г. Глухарев. – Л.: Машиностроение, 1971. – 328 с.

6. Шитиков, Б.В. О числе сателлитов в планетарных редукторах / Б.В. Шитиков, В.А. Щепельников. – М.: Изд-во АН СССР, 1949.

7. Synthesis of multi-row and multi-speed planetary gear mechanism for automatic transmission / Jinxia Liu, Luda Yu, Qingliang Zeng, Qingye Li // *Mechanism and Machine Theory*. – 2018. – Vol. 128. – P. 616–627. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.07.007

8. Волков, Д.П. Планетарные, волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин / Д.П. Волков, А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1968. – 271 с.

9. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев. – М.; Л.: Машиностроение, 1966. – 307 с.

10. Черкашин, В.П. Таблица передаточных отношений, чисел зубьев колес, величин несоосностей однорядного планетарного механизма / В.П. Черкашин. – М.: Машиностроение, 1976. – С. 6–69.

11. Руденко, Н.Ф. Планетарные передачи / Н.Ф. Руденко. – М.; Л.: Машигиз, 1947. – 756 с.

12. Планетарные передачи: справ. / под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Курдюшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 535 с.

13. Korta, Jakub A. Domenico Mundo. Multi-objective micro-geometry optimization of gear tooth supported by response surface methodology / Jakub A.Korta // *Mechanism and Machine Theory*. – 2017. – Vol. 109. – P. 278–295. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.11.015

14. Linke, H. Gear Teeth Geometry / Heinz Linke, Jörg Börner, Ralf Heß // *Cylindrical Gears*. – 2016. – P. 39–108. DOI: 10.3139/9781569904909.002

15. Li, J. *Power Analysis and Efficiency Calculation of the Complex and Closed Planetary Gears Transmission* / Jianying Li, Qingchun Hu // *Energy Procedi.* – 2016. – Vol. 100. – P. 423–433. DOI: 10.1016/j.egypro.2016.10.197

16. Yang, Fuchun. *Power flow and efficiency analysis of multi-flow planetary gear trains* / Fuchun Yang, Jianxiong Feng, Hongcai Zhang // *Mechanism and Machine Theory.* – 2015. – Vol. 92. – P. 86–99. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.05.003

17. Esmail, E.L. *Power losses in two-degrees-of-freedom planetary gear trains: A critical analysis of Radzimovsky's formulas* / E.L. Esmail, E. Pennestrì, A. Hussein Juber // *Mechanism and Machine Theory.* – 2018. – Vol. 128. – P. 191–204. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.05.015

18. Реуемов, Д.Н. *Детали машин* / Д.Н. Реуемов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

19. *Planetary gear sets power loss modeling: Application to wind turbines* / Charles Nutakor, Adam Kłodowski, Jussi Sopanen, Aki Mikkola, José I. Pedrero // *Tribology International.* – 2017. – Vol. 105. – P. 42–54. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.09.029

20. *Development and validation of an integrated planetary gear set permanent magnet electric motor power loss model* / Charles Nutakor, Juho Montonen, Janne Nerg et al. // *Tribology International.* – 2018. – Vol. 124. – P. 34–45. DOI: 10.1016/j.triboint.2018.03.026

**Кондаков Сергей Владимирович**, доктор технических наук, профессор кафедры «Колёсные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, kondakovsv@susu.ac.ru.

**Ларин Алексей Евгеньевич**, студент кафедры «Колёсные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, rusfederation174@mail.ru.

**Уланов Александр Григорьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Колёсные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, ulanovag@susu.ac.ru.

*Поступила в редакцию 8 апреля 2019 г.*

---

DOI: 10.14529/engin190204

## DEVELOPMENT OF A PLANETARY REDUCTION GEAR FOR AN IN-WHEEL MOTOR OF AN ELECTRIC RACING CAR

**S.V. Kondakov**, kondakovsv@susu.ac.ru,

**A.Ye. Larin**, rusfederation174@mail.ru,

**A.G. Ulanov**, ulanovag@susu.ac.ru

*South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation*

Within the student project on the electric car development, a planetary reduction gear for the future in-wheel motor was designed at South Ural State University in accordance with technical specifications. This was preceded by the analysis and layout of the unit, the development of its kinematic scheme, and the derivation of kinematic link equations. The car tractive and dynamic calculation showed that the reduction ratio of this unit matching gear, taking into account the installed electric motor, must be equal to 10. As a result, the teeth number of gear wheels and their geometrical parameters were determined and a 3D model of the planetary reducer was built. The constructive features of the selected synchronous induction motor and all the wheel-hub assembly peculiarities, including weight and dimensions, were taken into account. All the conditions of coaxiality, neighborhood and assembly were fulfilled. In conclusion, the efficiency of the planetary reduction gear for the in-wheel motor being designed was evaluated.



At present, the designed reducer assembly drawing and its detailing, as well as documentation release for implementation, are in progress in the student design department of the Automobile and Tractor Faculty. Production of an electric car prototype model is technically challenging task which is planned to be implemented in the autumn of 2019.

*Keywords: Formula Student SAE, racing car, electric car, wheel motor, planetary reduction gear, calculation, 3D model.*

### References

1. Xiaotian Li, Anlin Wang. A Modularization Method of Dynamic System Modeling for Multiple Planetary Gear Trains Transmission Gearbox. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, vol. 136, pp. 162–177. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.002
2. Vulgakov Je.B. *Soosnye zubchatye peredachi: spravochnik* [Coaxial Gears: a Guide]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1987. 256 p.
3. Filichkin N.V. *Analiz planetarnykh korobok peredach transportnykh i tzhgovykh mashin: uchebnoe posobie* [Analysis of the Planetary Gearboxes of Transport and Traction Machines: a Manual]. Chelyabinsk, 2008. 178 p.
4. Salgado D.R., Castillo del J.M. Analysis of the Transmission Ratio and Efficiency Ranges of the Four-, Five-, and Six-Link Planetary Gear Trains. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, vol. 73, pp. 218–243. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2013.11.001
5. Kudrjavcev V.N., Derzhavec Ju.A., Gluharev, E.G. *Konstrukcija i raschet zubchatykh reduktorov* [The Design and Calculation of Gear Reduction Gears]. Leningrad: Mashinostroenie, 1971. 328 p.
6. Shitikov B.V., Shhepetil'nikov V.A. *O chisle satellitov v planetarnykh reduktorah* [On the Number of Satellites in Planetary Gears]. Moscow, 1949.
7. Liu Jinxia, Yu Luda, Zeng Qingliang, Li Qingye. Synthesis of Multi-Row and Multi-Speed Planetary Gear Mechanism for Automatic Transmission. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, vol. 128, pp. 616–627. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.07.007
8. Volkov D.P., Krajnev A.F. *Planetarnye, volnovye i kombinirovannye peredachi stroitel'nykh i dorozhnykh mashin* [Planetary, Wave and Combined Transmissions of Construction and Road Machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1968. 271 p.
9. Kudrjavcev V.N. *Planetarnye peredachi* [Planetary Gears]. Moscow; Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1966. 307 p.
10. Cherkashin V.P. *Tablica peredatochnykh otноshenij, chisel zub'ev koles, velichin nesoosnostej odnorjadnogo planetarnogo mehanizma* [Table of Gear Ratios, Numbers of Wheel Teeth, Misalignments of a Single-Row Planetary Mechanism]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976, pp. 6–69.
11. Rudenko N.F. *Planetarnye peredachi* [Planetary Gears]. Moscow; Leningrad: Mashgiz, 1947. 756 p.
12. Kudrjavceva V.N., Kirdjasheva Ju.N. (Eds.) *Planetarnye peredachi: spravochnik* [Planetary Gears: a Reference Book]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1977. 535 p.
13. Korta Jakub A., Mundo Domenico. Multi-Objective Micro-Geometry Optimization of Gear Tooth Supported By Response Surface Methodology. *Mechanism and Machine Theory*, 2017, vol. 109, pp. 278–295. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.11.015
14. Heinz Linke, Jörg Börner, Ralf Heß. Gear Teeth Geometry. *Cylindrical Gears*, 2016, pp. 39–108. DOI: 10.3139/9781569904909.002
15. Li Jianying, Hu Qingchun. Power Analysis and Efficiency Calculation of the Complex and Closed Planetary Gears Transmission. *Energy Procedia*, 2016, vol. 100, pp. 423–433. DOI: 10.1016/j.egypro.2016.10.197
16. Fuchun Yang, Jianxiong Feng, Hongcai Zhang. Power Flow and Efficiency Analysis of Multi-Flow Planetary Gear Trains. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, vol. 92, pp. 86–99. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.05.003
17. Esmail E.L., Pennestri E., Hussein Juber A. Power Losses in Two-Degrees-of-Freedom Planetary Gear Trains: A Critical Analysis of Radzimovsky's Formulas. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, vol. 128, pp. 191–204. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2018.05.015

## Расчет и конструирование

---

18. Reshetov D.N. *Detali mashin* [Machine Parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989. 496 p.
19. Nutakor Charles, Kłodowski Adam, Sopenen Jussi, Mikkola Aki, Pedrero José I. Planetary Gear Sets Power Loss Modeling: Application to Wind Turbines. *Tribology International*, 2017, vol. 105, pp. 42–54. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.09.029
20. Nutakor Charles, Montonen Juho, Nerg Janne, Heikkinen Janne, Sopenen Jussi, Pyrhönen Juha. Development and Validation of an Integrated Planetary Gear Set Permanent Magnet Electric Motor Power Loss Model. *Tribology International*, 2018, vol. 124, pp. 34–45. DOI: 10.1016/j.triboint.2018.03.026

*Received 8 April 2019*

---

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Кондаков, С.В. Разработка планетарного редуктора для мотор-колеса электробицикла / С.В. Кондаков, А.Е. Ларин, А.Г. Уланов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2019. – Т. 19, № 2. – С. 45–54. DOI: 10.14529/engin190204

### FOR CITATION

Kondakov S.V., Larin A.Ye., Ulanov A.G. Development of a Planetary Reduction Gear for an In-Wheel Motor of an Electric Racing Car. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2019, vol. 19, no. 2, pp. 45–54. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin190204

---