

DOI: 10.53078/20778481_2023_3_85

УДК 621.822.6

А. П. ПРУДНИКОВ, канд. техн. наук, доц.

Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

МЕХАНИЗМ ВЫРАВНИВАНИЯ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ ПЛАНЕТАРНОЙ ЦЕВОЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА К-Н-V

Аннотация

Статья посвящена вопросу изучения и разработки механизмов выравнивания распределения нагрузки между цевками в планетарной передаче типа К-Н-V с эвольвентным, циклоидальным и круговым профилями зубьев сателлита. Проведенный анализ зависимости перемещения вершины зуба сателлита позволил определить факторы, влияющие на деформируемость зуба. Подтверждение работоспособности предложенных механизмов обеспечения равномерного распределения нагрузки между цевками получено путем компьютерного моделирования работы передачи.

Ключевые слова:

планетарная передача, цевка, нагрузка, мультипликатор.

Для цитирования:

Прудников, А. П. Механизм выравнивания нагрузки между телами качения планетарной цевочной передачи типа К-Н-V / А. П. Прудников // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 3 (80). – С. 85–94.

Вследствие неизбежных погрешностей при изготовлении и сборке деталей передачи нагрузка между ее звеньями распределяется неравномерно, что приводит к преждевременному выходу мультипликатора из строя. Данная проблема решается путем увеличения коэффициента запаса при проектировании, что приводит к повышению массогабаритных параметров мультипликатора, или усложнением технологии изготовления и контроля его деталей, что увеличивает их себестоимость. Одним из способов обеспечения равномерного распределения нагрузки между зубьями передачи является повышение деформируемости зубчатого колеса, в результате чего при приложении нагрузки вследствие деформации зубьев будут компенсироваться зазоры в зацеплении и нагрузка распределится более равномерно [1].

В качестве передачи для создания мультипликатора предложено использовать планетарную цевочную передачу типа К-Н-V [2], обладающую малыми

потерями на трение, технологичностью при изготовлении и широким диапазоном передаточных отношений. Исследовались следующие виды зацепления в рассматриваемой передаче: эвольвентное, циклоидальное и зацепление на базе кругового профиля зубьев.

Элементом исследуемой передачи, для которого будет повышаться деформируемость, является сателлит. Одним из способов повышения деформируемости его зубьев предложено деление сателлита вдоль оси на набор дисков равной толщины. При этом будет выполняться выравнивание распределения нагрузки вдоль длины зуба (в осевом направлении). В случае погрешности при сборке или изготовлении элементов передачи на зуб одного из дисков будет приходиться большая доля нагрузки, что вызовет его деформацию в направлении действия нагрузки и произойдет выравнивание распределения нагрузки по зубьям всех дисков сателлита.

Перемещение вершины зуба определяется по предложенной зависимости

в соответствии с рис. 1:

$$y_k = \frac{4 \cdot F \cdot l^3}{E \cdot b \cdot a^3}, \quad (1)$$

где F – сила, действующая на линии контакта взаимодействия зуба и цевки, Н; l – расстояние от линии контакта до основания зуба, м; E – модуль упругости материала, из которого изготовлены диски сателлита, Па; b – толщина диска, образующего сателлит, м; a – ширина основания зуба сателлита, м.

Анализ зависимости (1) показывает, что в наибольшей степени на деформируемость зуба влияет расстояние l и ширина основания зуба a . Причем расстояние l в процессе взаимодействия (перекачивания) зубьев сателлита по цевкам неподвижного колеса будет изменяться, ширина a постоянна для передачи с заданными параметрами.

Как видно из рис. 1, наименьшая длина l при наибольшей ширине a наблюдается в передаче с циклоидальным профилем зубьев, т. е. при таком профиле зуба будет минимальная деформируемость зуба, а соответственно, и минимальный эффект от предложенного механизма выравнивания распределения нагрузки между телами качения (цевками).

Максимальная деформируемость зуба будет в случае использования эвольвентного профиля, т. к. при этом будет наибольшая длина l при малой ширине a .

Передача с круговым профилем зубьев с точки зрения деформируемости зуба занимает промежуточное положение.

Конструктивная схема механизма выравнивания распределения нагрузки между телами качения (цевками) приведена на рис. 2.

Используя компьютерное моделирование в САПР SolidWorks, определим величину деформации зубьев сателлита в случае эвольвентного, циклоидального и кругового профилей зубьев.

Рассмотрим планетарную цевочную передачу типа К-Н-V со следующими параметрами: число цевок на зафиксированном колесе $z_2 = 45$; число зубьев сателлита $z_1 = 36$; длина цевки $h = 4$ мм; ширина диска сателлита $b = 2$ мм (сателлит состоит из двух дисков); модуль $m = 3$ мм; диаметр цевок $d_{ц} = 3$ мм; делительные диаметры $d_1 = 108$ мм, $d_2 = 135$ мм (при моделировании циклоидально-цевочного зацепления на диаметре d_2 располагаются оси цевок, а диаметр d_1 используется в качестве диаметра направляющей окружности, по которой катится цевка). Вращающий момент на сателлите задавался равным 40 Н·м.

Результаты компьютерного моделирования приведены на рис. 3–5.

Таким образом, увеличение максимальных перемещений зубьев при использовании предложенного механизма выравнивания распределения нагрузки между зубьями составило:

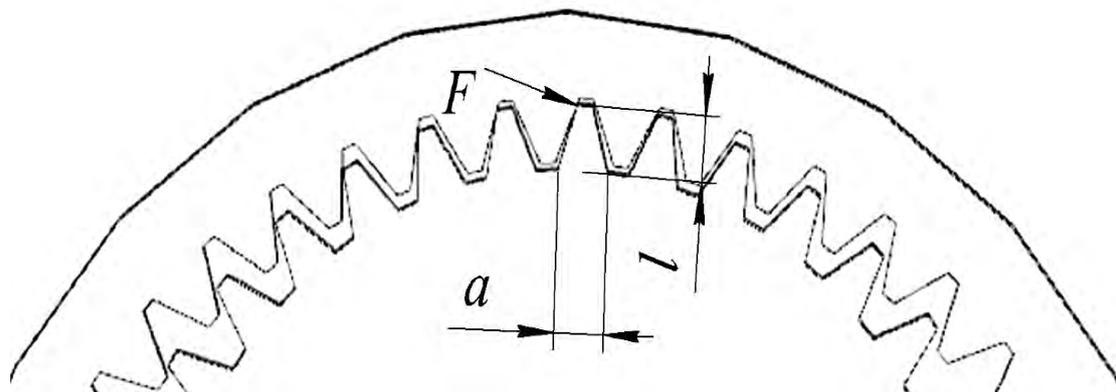
- для эвольвентного профиля зубьев 16,1 %;
- для циклоидального профиля зубьев 0,3 %;
- для кругового профиля зубьев 6,5 %.

Анализ полученных в ходе компьютерного моделирования результатов позволяет утверждать, что с предложенным механизмом выравнивания распределения нагрузки между зубьями наибольшей деформируемостью обладает передача с эвольвентным и круговым профилями зубьев, для циклоидального профиля эффект незначительный.

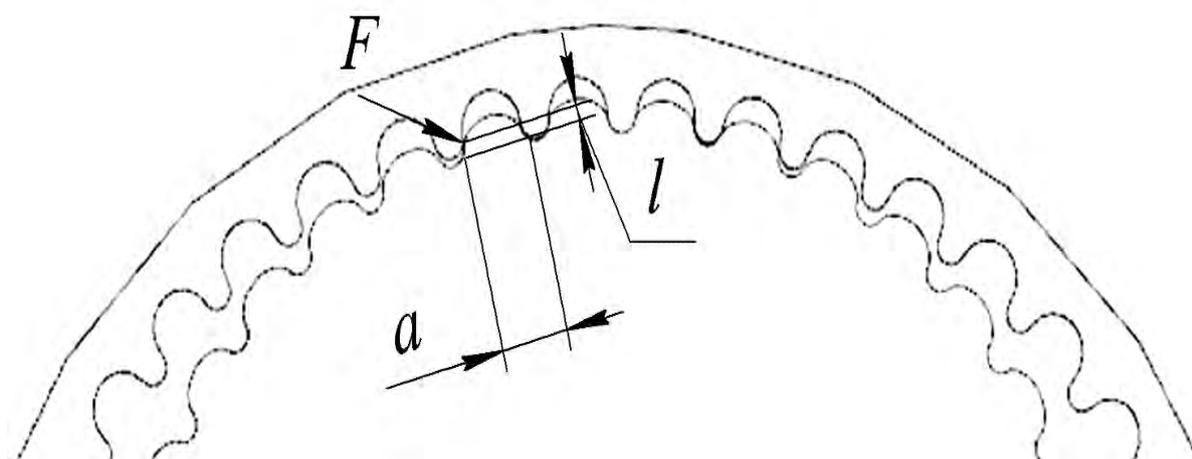
В качестве другого метода повышения деформируемости зубьев сателлита планетарной передачи типа К-Н-V предлагается в центре основания зуба выполнять отверстие, уменьшая таким образом ширину основания зуба.

Используя компьютерное моделирование, определим величину перемещения зубьев под нагрузкой (их деформируемость) с учетом предложенного механизма выравнивания распределения нагрузки между зубьями.

а)



б)



в)

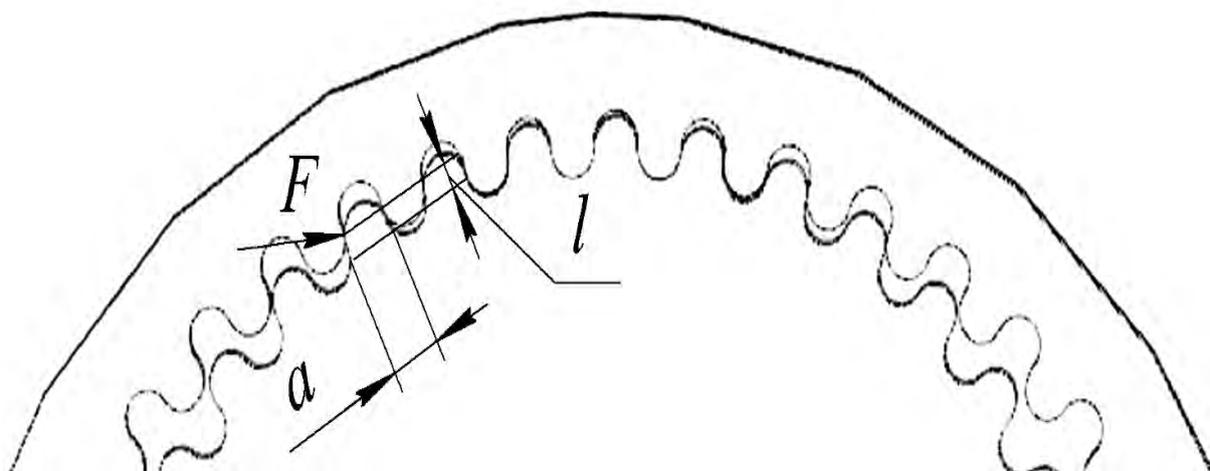


Рис. 1. Схема для определения перемещения вершины зуба сателлита: а – передача с эвольвентным профилем зуба; б – передача с циклоидальным профилем зубьев; в – передача с круговым профилем зубьев

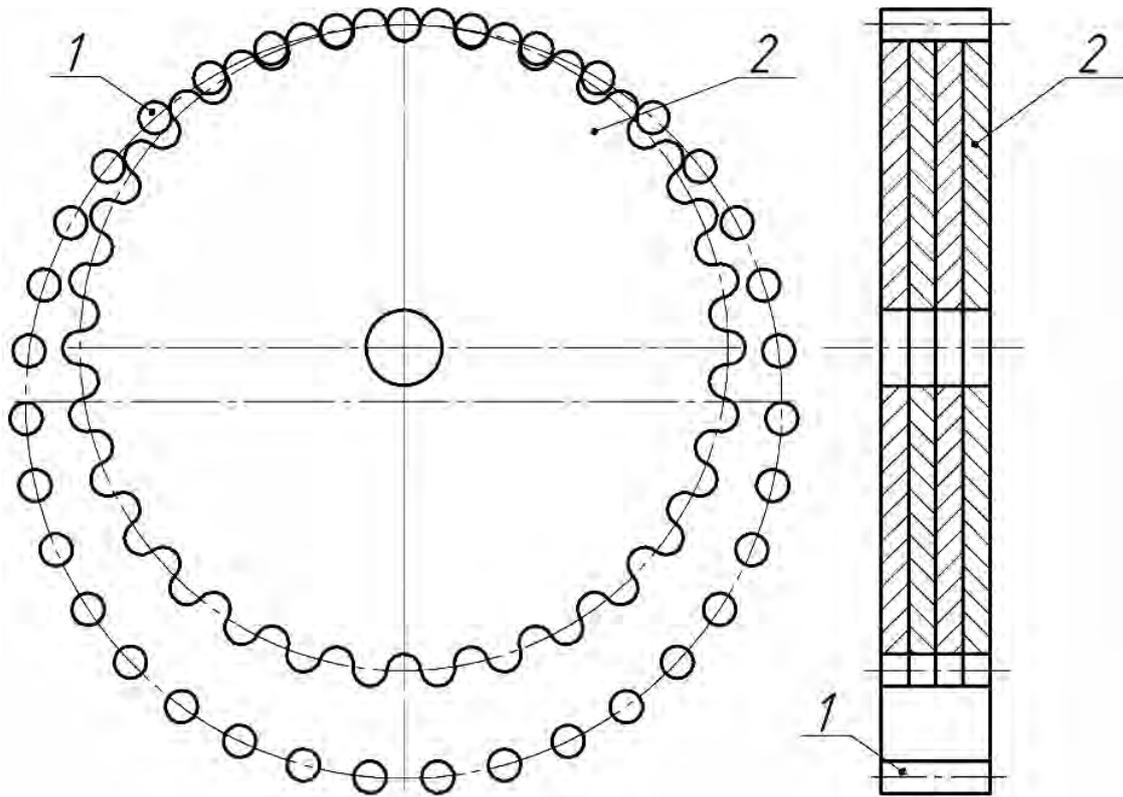


Рис. 2. Конструктивная схема механизма выравнивания распределения нагрузки между телами качения (цевками): 1 – зафиксированное звено (цевки); 2 – сателлит

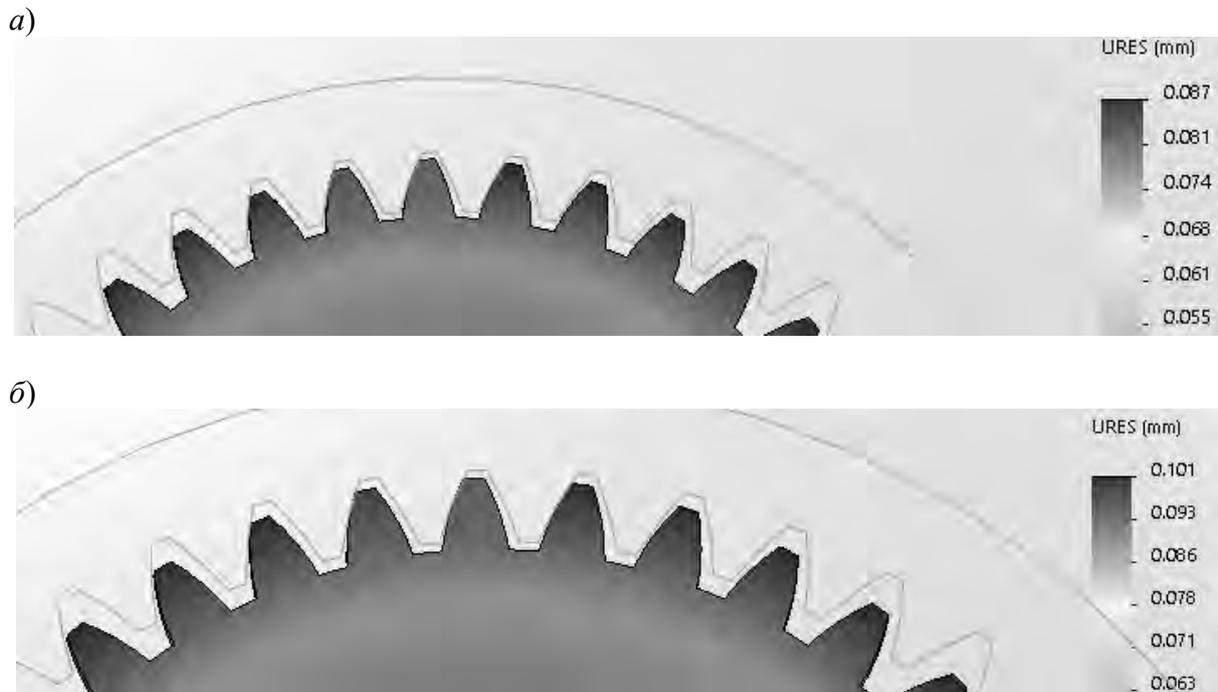


Рис. 3. Результаты компьютерного моделирования передачи с эвольвентным профилем зубьев: а – передача без механизма выравнивания распределения нагрузки; б – передача с предложенным механизмом выравнивания распределения нагрузки



Рис. 4. Результаты компьютерного моделирования передачи с циклоидальным профилем зубьев: *a* – передача без механизма выравнивания распределения нагрузки; *б* – передача с предложенным механизмом выравнивания распределения нагрузки



Рис. 5. Результаты компьютерного моделирования передачи с круговым профилем зубьев: *a* – передача без механизма выравнивания распределения нагрузки; *б* – передача с предложенным механизмом выравнивания распределения нагрузки

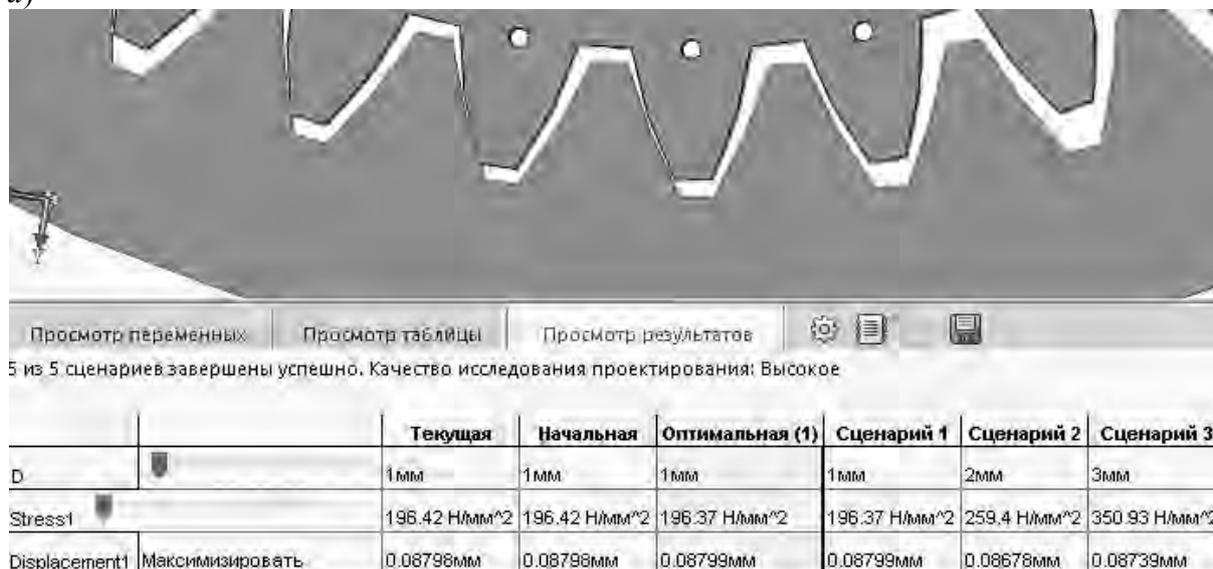
Определим оптимальную величину диаметра отверстия в центре основания зуба, исходя из следующих критериев:

- в качестве переменной для оптимизации принимаем диаметр отверстия в диапазоне от 1 до 3 мм с шагом 1 мм;
- в качестве ограничения установим, что эквивалентные напряжения, возникающие в зубе, должны быть меньше допусковых;

– цель оптимизации – максимизация величины перемещения зуба под нагрузкой (его деформируемости).

Рассмотрим планетарную цевочную передачу типа К-Н-V с параметрами, принятыми выше (сателлит состоит из одного диска). Вращающий момент на сателлите зададим равным 20 Н·м. Результаты оптимизации приведены на рис. 6.

а)



б)



Рис. 6. Результаты оптимизации с использованием предложенного механизма выравнивания распределения нагрузки: а – с эвольвентным профилем зуба; б – с циклоидальным профилем зубьев; в – с круговым профилем зубьев

в)



Окончание рис. 6

Анализ полученных результатов позволяет утверждать, что предложенный механизм выравнивания распределения нагрузки между зубьями работоспособен. Для передачи с рассматриваемыми параметрами с найденными оптимальными значениями предложенного механизма выравнивания распределения нагрузки рост величины перемещения зуба под нагрузкой (его деформируемости) составил:

- для эвольвентного профиля зуба 0,16 %;
- для циклоидального профиля зуба 0,71 %;
- для кругового профиля зуба 4,33 %.

Наибольший эффект от применения предложенного механизма выравнивания распределения нагрузки между зубьями достигнут для передачи с круговым профилем зуба, для остальных видов зацепления эффект незначителен.

Предложенный механизм выравнивания распределения нагрузки (отверстия в центре основания зуба) можно также

использовать для анализа распределения нагрузки вдоль длины зуба (в осевом направлении). Для этого сателлит выполняется в виде набора дисков, при этом в отверстие в основании зуба необходимо установить прутки из пластичного материала (пластик, свинец). Анализ деформации прутка после работы передачи позволит установить картину распределения нагрузки между зубьями по дискам, образующим сателлит.

Для повышения деформируемости под нагрузкой зубьев сателлита планетарной передачи типа К-Н-V и обеспечения выравнивания распределения нагрузки между зубьями также предлагается выполнить отверстия на торце сателлита. Используя компьютерное моделирование в SolidWorks, определим оптимальные величины диаметра отверстий и радиуса окружности, на которой будут располагаться центры отверстий (рис. 7). Параметры планетарной цевочной передачи типа К-Н-V примем аналогичными рассмотренным в предыдущем случае.

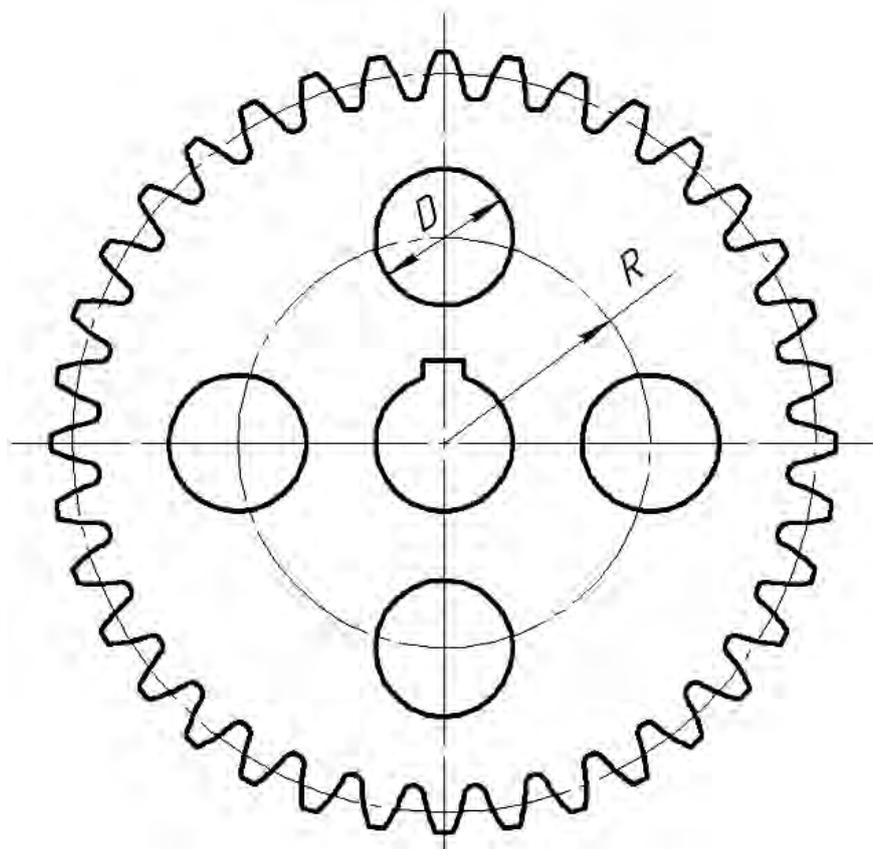


Рис. 7. Схема механизма выравнивания распределения нагрузки между зубьями

Зададим условия оптимизации размеров отверстия на сателлите:

- в качестве переменных для оптимизации принимаем диаметр отверстия в диапазоне от 22 до 30 мм с шагом 2 мм, радиус окружности, на которой будут располагаться центры отверстий, – от 24 до 34 мм с шагом 2 мм;
- количество отверстий – 4;
- в качестве ограничения установим, что эквивалентные напряжения, возникающие в зубе, должны быть меньше допускаемых;
- цель оптимизации – максимизация величины перемещения зуба под нагрузкой (его деформируемости) при минимальных эквивалентных напряжениях.

Результаты оптимизации приведены на рис. 8.

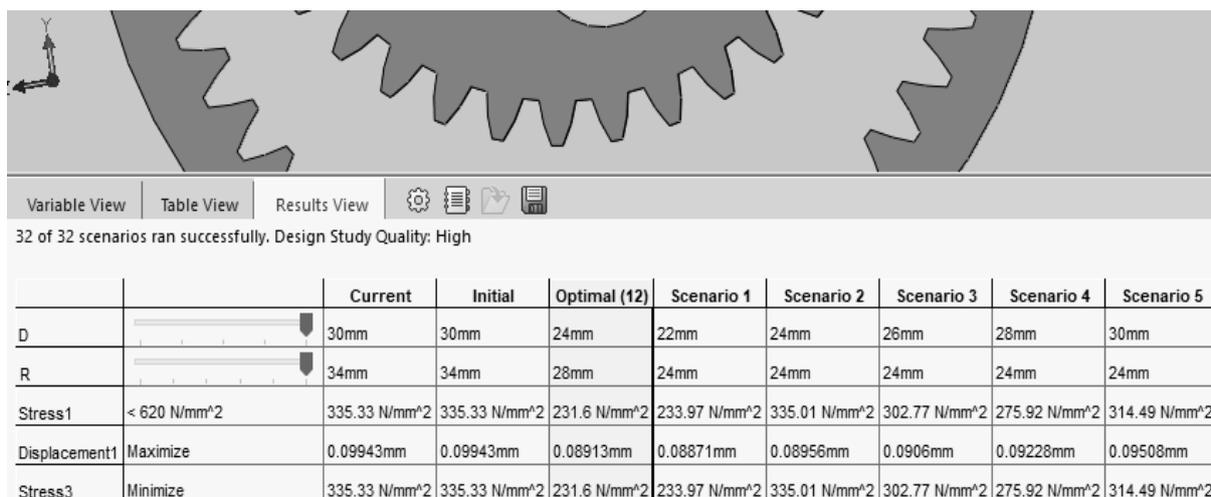
Анализ полученных результатов позволяет утверждать, что предложен-

ный механизм выравнивания распределения нагрузки между зубьями работоспособен. Для передачи с рассматриваемыми параметрами и оптимальными размерами предложенного механизма выравнивания распределения нагрузки рост величины перемещения зуба под нагрузкой (его деформируемости) составил:

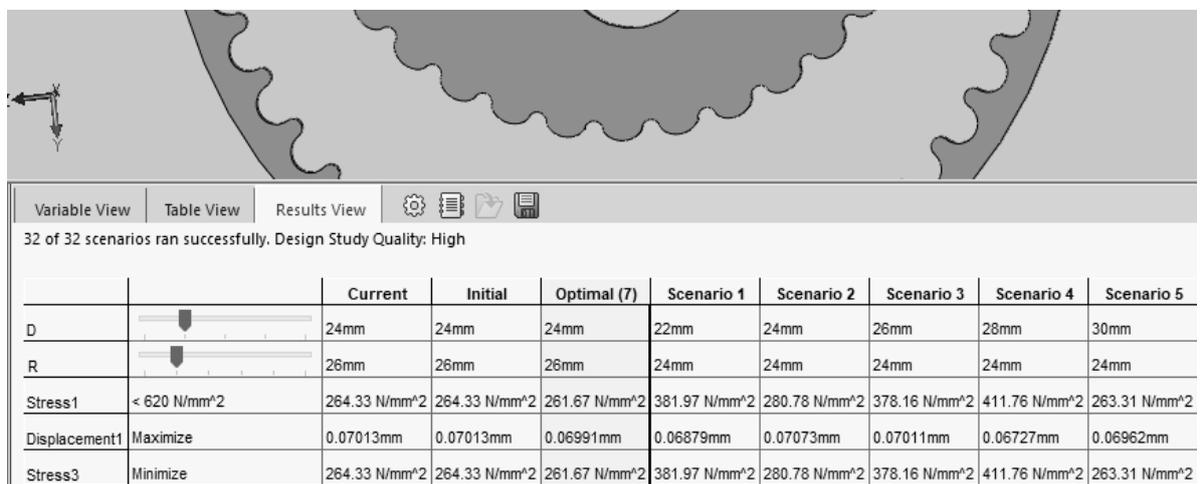
- для эвольвентного профиля зуба 2,92 %;
- для циклоидального профиля зуба 0,73 %;
- для кругового профиля зуба 16,28 %.

Наибольший эффект от применения предложенного механизма выравнивания распределения нагрузки между зубьями достигнут для передачи с круговым профилем зуба, для остальных рассмотренных видов зацепления эффект был незначителен.

a)



b)



в)

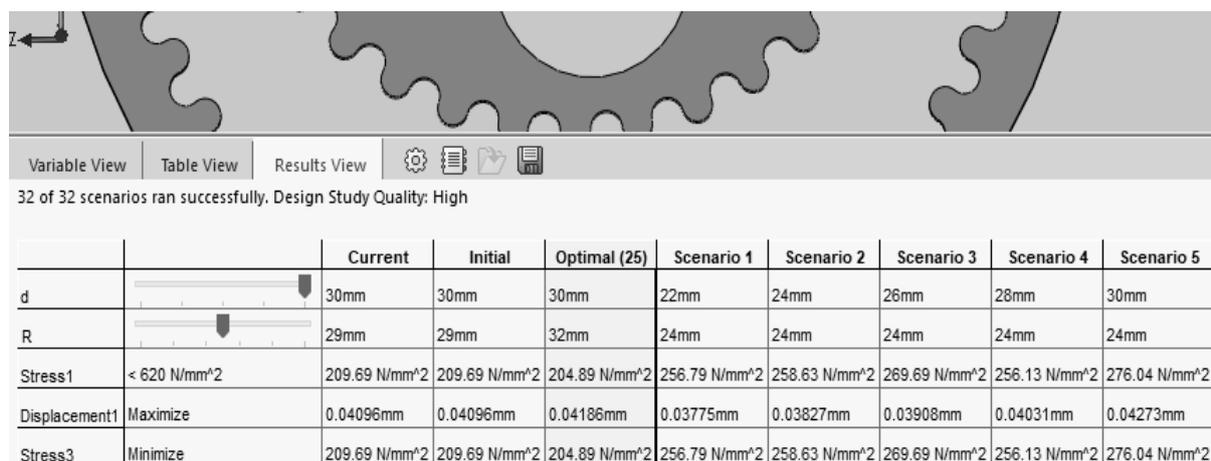


Рис. 8. Результаты оптимизации с использованием предложенного механизма выравнивания распределения нагрузок: а – с эвольвентным профилем зуба; б – с циклоидальным профилем зубьев; в – с круговым профилем зубьев

Таким образом, в результате проведенных исследований разработаны конструктивные схемы механизма выравнивания распределения нагрузки между телами качения (цевками) и получена зависимость перемещения вершины зуба сателлита (его деформируемость). Получены результаты компьютерного моделирования (величины де-

формаций зубьев) планетарной цевочной передачи типа К-Н-V с эвольвентным, циклоидальным и круговым профилями зубьев, подтверждающие работоспособность предложенных механизмов обеспечения равномерного распределения нагрузки между телами качения (цевками).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прудников, А. П. Мультипликатор на базе планетарной зубчатой передачи типа К-Н-V / А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 21–22 апр. 2022 г. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2022. – С. 95.

2. Прудников, А. П. Обеспечение равномерного распределения нагрузки в шлицевом соединении / А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 21–22 апр. 2022 г. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2022. – С. 96.

Статья сдана в редакцию 2 мая 2023 года

Контакты:
prudnikovar85@gmail.com (Прудников Александр Петрович).

A. P. PRUDNIKOV

MECHANISM FOR LEVELING LOAD DISTRIBUTION BETWEEN ROLLING BODIES OF KHV-TYPE PLANETARY LANTERN GEARING

Abstract

The article deals with the study and development of mechanisms for leveling load distribution between pins in the KHV type planetary gearing with an involute, cycloidal and circular profile of satellite teeth. The analysis of the dependency of displacement of the satellite tooth tip made it possible to determine the factors affecting tooth deformability. The efficiency of the proposed mechanisms for ensuring a uniform distribution of the load between the pins was confirmed by computer simulation of the transmission operation.

Keywords:

planetary gear, pin, load, multiplier.

For citation:

Prudnikov, A. P. Mechanism for leveling load distribution between rolling bodies of KHV-type planetary lantern gearing / A. P. Prudnikov // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 3 (80). – P. 85–94.