

УДК 621.833

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ РЕДУКТОРОВ НА ОСНОВЕ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА К-Н-V

**С. Н. ХАТЕТОВСКИЙ, П. Н. ГРОМЫКО, Р. А. БОНДАРЕВ,
В. Л. ЮРКОВА**

*Межгосударственное образовательное учреждение
высшего образования «Белорусско-Российский
университет», г. Могилев, Республика Беларусь*

Рассмотрены особенности разработки тяжело нагруженных редукторов на базе прецессионной передачи типа К-Н-V. Представлены различные варианты зубчатых венцов колес. Для каждого варианта методами компьютерного моделирования произведена оценка таких эксплуатационных характеристик, как КПД и точность вращения выходного вала.

Ключевые слова: тяжело нагруженная редукторная техника, плоская эксцентриковая передача, эвольвентная косозубая передача, угловая муфта, компьютерное моделирование, КПД зацепления, оценка механической мощности, процесс передачи движения, сателлитное колесо, двухступенчатый редуктор, угол прецессии.

SIMULATION MODELING OF HEAVY-DUTY GEARBOXES BASED ON PRECESSION TRANSMISSION TYPE K-H-V

**S. N. KHATETOVSKY, P. N. GROMYKO, R. A. BONDAREV,
V. L. YURKOVA**

*Inter-State Educational Institution of Higher Education
“Belarusian-Russian University”, Mogilev,
Republic of Belarus*

The article considers the peculiarities of development of heavy-load gearboxes based on precession transmission of K-H-V type. Various versions of gear rims are presented. For each embodiment, performance such as efficiency and output shaft rotation accuracy were evaluated by computer simulation techniques.

Keywords: heavy-loaded reduction equipment, flat eccentric gear, involute helical gear, angular clutch, computer simulation, engagement efficiency, mechanical power estimation, motion transmission process, satellite wheel, double-reduction speed reducer, precession angle.

Введение

При создании крупногабаритной тяжело нагруженной редукторной техники используют двигатели выходной мощностью до 32 кВт, выходной вал которых может вращаться с частотой до 10000 об/мин. Примером могут быть колесные редукторы с передаточным числом около 63, с выходным моментом на валу, не превышающем 15 кНм, при максимальном диаметре редуктора около 500 мм.

В данном случае для крупногабаритной тяжело нагруженной техники актуальной является задача выбора типа зубчатой передачи.

Если рассматривать плоскую эксцентриковую передачу типа К-Н-V, то можно воспользоваться многочисленными предложениями на рынке редукторной техники [1], [2]. Передачи указанного типа обычно разрабатываются на основе методик, предполагаю-

щих высокую точность изготовления и сборки и минимизацию упругих деформаций звеньев за счет увеличения их габаритов. При этом часто применяются достаточно дорогие материалы.

В настоящей статье предлагается особое зубчатое зацепление, которое обеспечивает низкую чувствительность эксплуатационных показателей передачи к точности изготовления и сборки и упругим деформациям звеньев [3], [4]. Такое зацепление позволяет снизить себестоимость изготовления передачи за счет расширения полей допусков, уменьшения габаритов и применения относительно дешевых материалов. Геометрические параметры зацепления и процесс его проектирования, дающие указанный положительный эффект, обуславливают переход от традиционной плоской передачи типа К-Н-V к передаче прецессионного типа.

Для крупногабаритной тяжелонагруженной техники актуальным является расчет основных параметров зацепления прецессионной передачи типа К-Н-V на основе угла конусности β зубьев центрального колеса.

Целью данной работы является сравнительные компьютерные исследования разработанных моделей редукторов с зацеплением с углами конусности β зубьев центрального колеса передачи, равными, как при расчетной зависимости по формуле (1) 49° , а также с точки зрения снижения себестоимости изготовления при угле β , равном 0° .

Разработка конструкции редуктора на основе прецессионной передачи типа К-Н-V

Для разработки тяжелонагруженного редуктора со значительной скоростью вращения входного вала необходимо добиться относительно высокого КПД при достаточно малой погрешности вращения выходного вала.

Исследования, результаты которых отражены в статье [5], показали, что повышение многопарности зацепления при наличии упругих деформаций звеньев приводит к резкому падению КПД. Поэтому высокое значение КПД при передаче значительных моментов возможно в случае уменьшения коэффициента перекрытия зацепления до минимально необходимого значения.

Учитывая вышеизложенное, был разработан двухступенчатый редуктор, кинематическая схема которого представлена на рис. 1. На первой ступени редуктора применена эвольвентная косозубая передача с передаточным отношением, равным трем. На второй ступени была использована прецессионная передача. На рис. 2 представлен вид модели рассматриваемого редуктора.

Работает редуктор следующим образом. Вращение от входного вала 1 передается на ведущую шестерню 2 и далее на ведомое колесо 3. С ведомым колесом 3 первой ступени жестко связана втулка 4. Втулка 4 имеет наклонное отверстие, в котором установлен на сферическом подшипнике наклонный вал 5 сателлитного колеса 6 с зубчатым венцом 7, выполненным на наружной конической зубчатой поверхности. Благодаря вращению втулки 4 наклонный вал 5 совершает сферическое движение вместе с сателлитным колесом 6. При этом наружный зубчатый венец 7 входит в контактное взаимодействие с внутренним зубчатым венцом 8 неподвижного центрального колеса 9. Указанное взаимодействие приводит во вращательное движение сателлитное колесо 6 вокруг оси наклонного вала 5 с передаточным отношением, равным числу зубьев сателлитного колеса 6. Далее вращательное движение с сателлитного колеса 6 передается на ведомый вал 10 посредством угловой муфты 11, которая конструктивно может быть выполнена в виде муфты Гука.

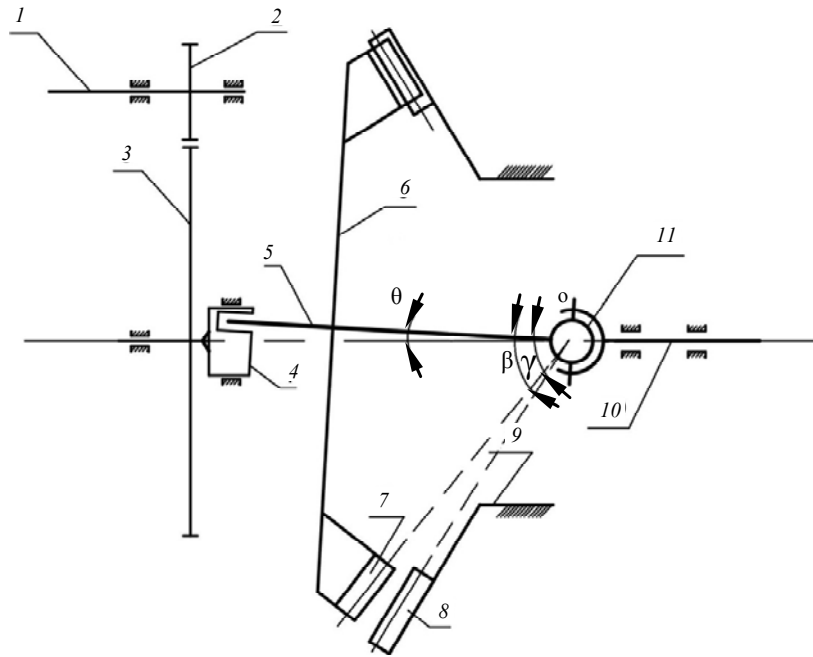


Рис. 1. Кинематическая схема двухступенчатого редуктора, состоящего из эвольвентной косозубой и прецессионной передач:

1 – входной вал; 2 – ведущая шестерня; 3 – ведомое колесо; 4 – втулка;
 5 – наклонный вал; 6 – сателлитное колесо; 7 – наружный зубчатый венец;
 8 – внутренний зубчатый венец; 9 – центральное колесо; 10 – ведомый вал;
 11 – угловая муфта

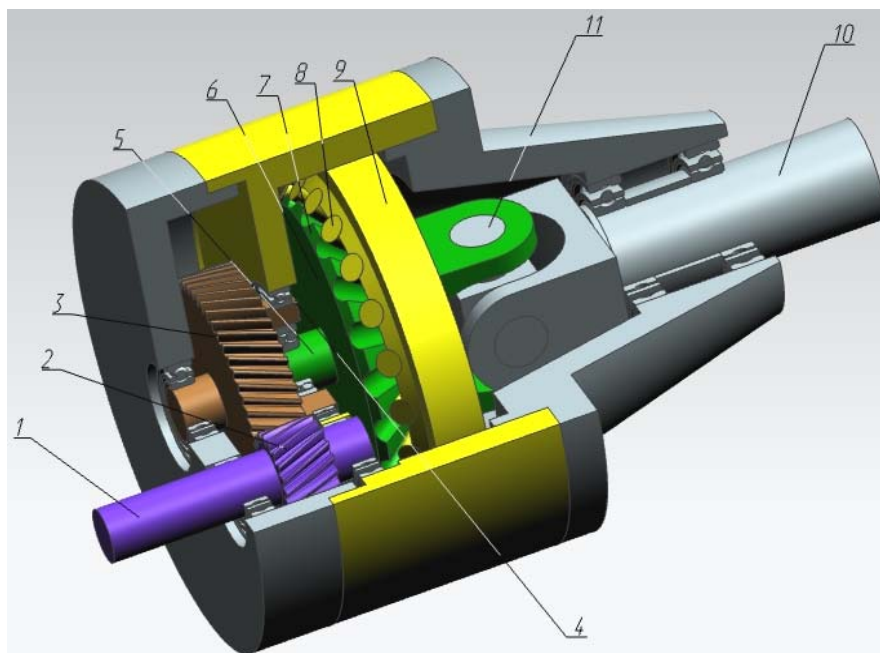


Рис. 2. Вид модели двухступенчатого редуктора:

1 – входной вал; 2 – ведущая шестерня; 3 – ведомое колесо; 4 – втулка;
 5 – наклонный вал; 6 – сателлитное колесо; 7 – наружный зубчатый венец;
 8 – внутренний зубчатый венец; 9 – центральное колесо; 10 – ведомый вал;
 11 – угловая муфта

Размещенное на наклонном валу 5 и составляющее с ним вращательную пару сателлитное колесо 6 совершает относительно точки прецессии O сферическое движение. При этом наружные зубчатые поверхности сателлитного колеса 7 обкатываются по внутренней зубчатой поверхности центрального колеса 8, жестко закрепленного относительно корпуса передачи 9.

В разработанном редукторе используется конический зубчатый венец 7 сателлитного колеса 6, который взаимодействует с внутренним зубчатым венцом 8, расположенным на центральном колесе 9. Необходимым условием обкатки сателлитного колеса 6 и центрального колеса 9 является сочетание углов γ и β , а также угла прецессии θ . В [6] получено выражение, связывающее указанные углы и передаточное отношение:

$$u \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta = \sin \gamma. \quad (1)$$

Значение КПД и точности вращения выходного вала будет зависеть от углов γ и β , что исследовано в данной работе ниже при помощи использования методов компьютерного моделирования.

Оценка точности вращения выходного вала и КПД двухступенчатого редуктора на основе методов компьютерного моделирования

На основе кинематической схемы двухступенчатого редуктора была разработана компьютерная модель, представленная на рис. 3. Параметры зацепления колес прецессионной передачи были рассчитаны на основе методики, приведенной в работе [7]. Методика исследований передач методами компьютерного моделирования рассмотрена в [8].

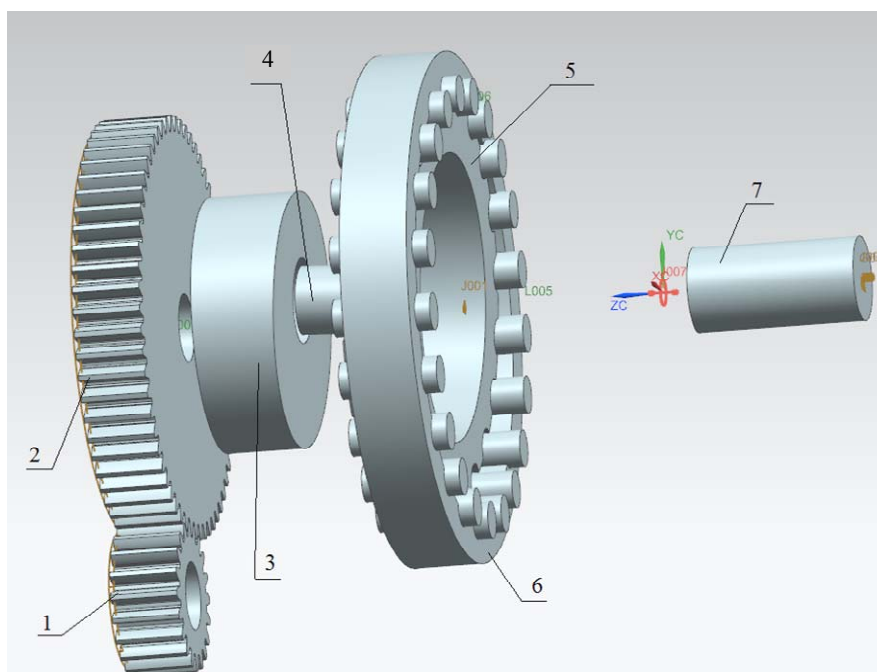


Рис. 3. Вид компьютерной модели двухступенчатого редуктора:
 1 – ведущая эвольвентная шестерня; 2 – ведомое эвольвентное колесо;
 3 – косая втулка; 4 – наклонный вал; 5 – сателлитное колесо;
 6 – центральный зубчатый венец с роликами; 7 – ведомый вал

Методами компьютерного моделирования были получены графические зависимости точности вращения выходного вала и КПД от угла поворота ведущей эвольвентной шестерни l при определенных значениях угла γ и угла β . При этом передаточное отношение прецессионного редуктора было равно 21, а угол прецессии θ был принят, равным 3° . Указанные зависимости показаны на рис. 4 и 5.

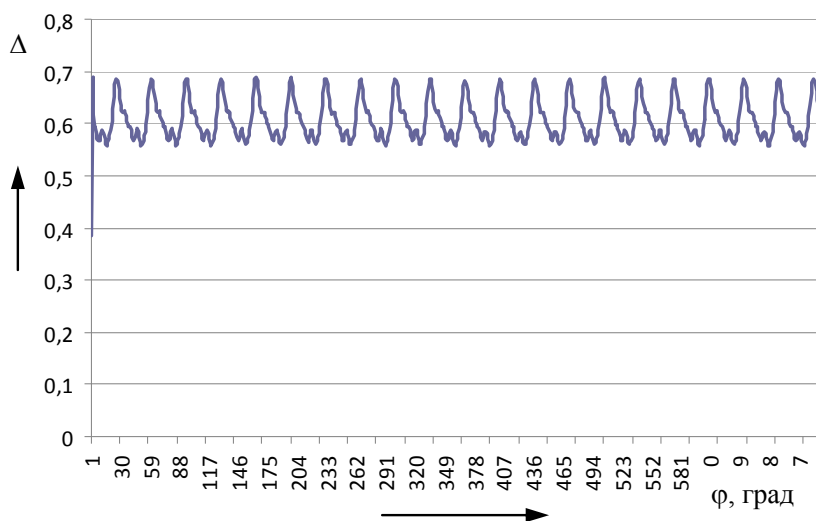


Рис. 4. График зависимости погрешности вращения выходного вала от угла поворота ведущей эвольвентной шестерни при угле β , равном 49°

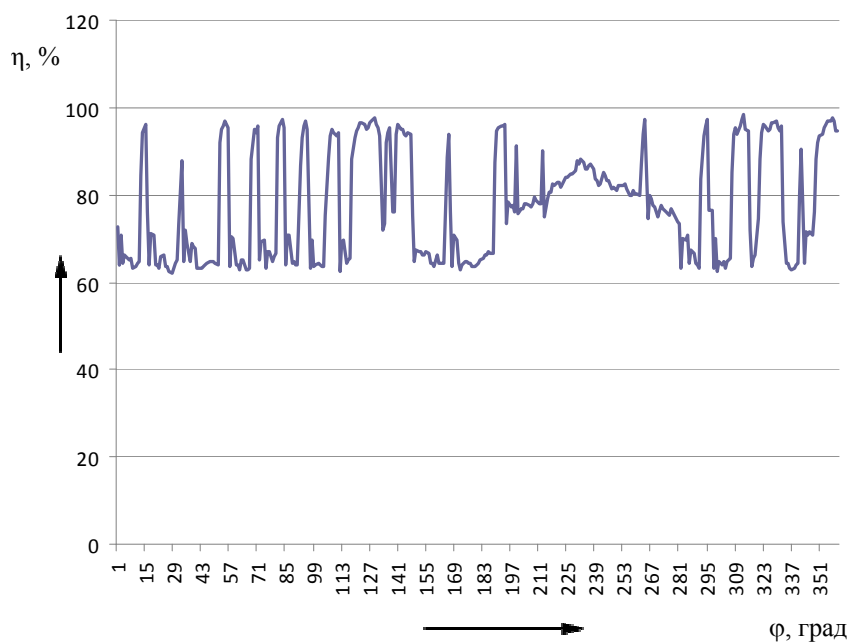


Рис. 5. График зависимости КПД от угла поворота ведущей эвольвентной шестерни при угле β , равном 49°

Графические зависимости, показанные на рис. 4 и 5, позволяют сделать следующие выводы. Значение точности вращения выходного вала находится в пределах от 0,55 до 0,7 угловых минут. КПД колеблется в пределах от 62 до 90 %, т. е. среднее значение коэффициента полезного действия находится на уровне 71 %, что

не соответствует требованиям по указанному показателю для тяжело нагруженной колесной редукторной техники.

Другим исследуемым вариантом редуктора стал вариант со значением угла β , равном 0° .

По результатам компьютерных исследований были получены графические зависимости погрешности вращения выходного вала (рис. 6) и КПД (рис. 7) от угла поворота ведущей эвольвентной шестерни.

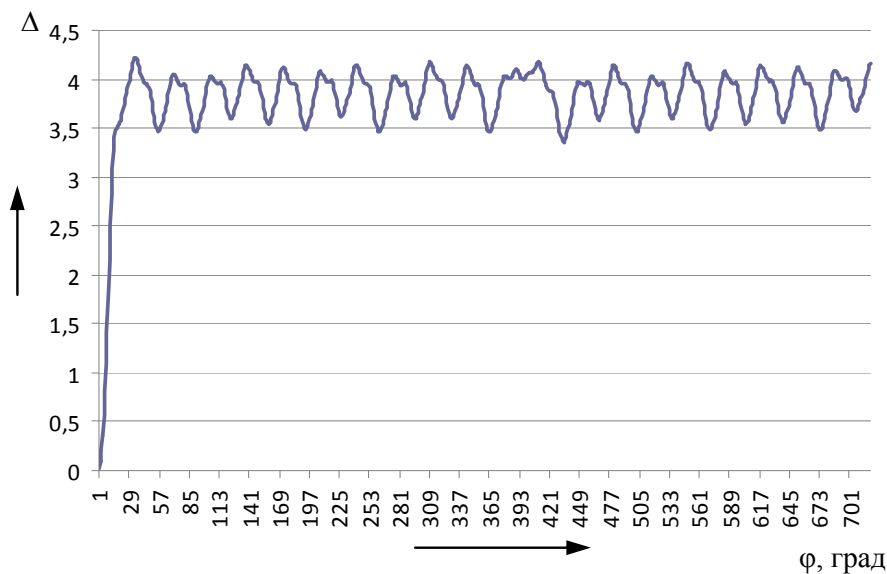


Рис. 6. График зависимости погрешности вращения выходного вала от угла поворота ведущей шестерни при угле β , равном 0°

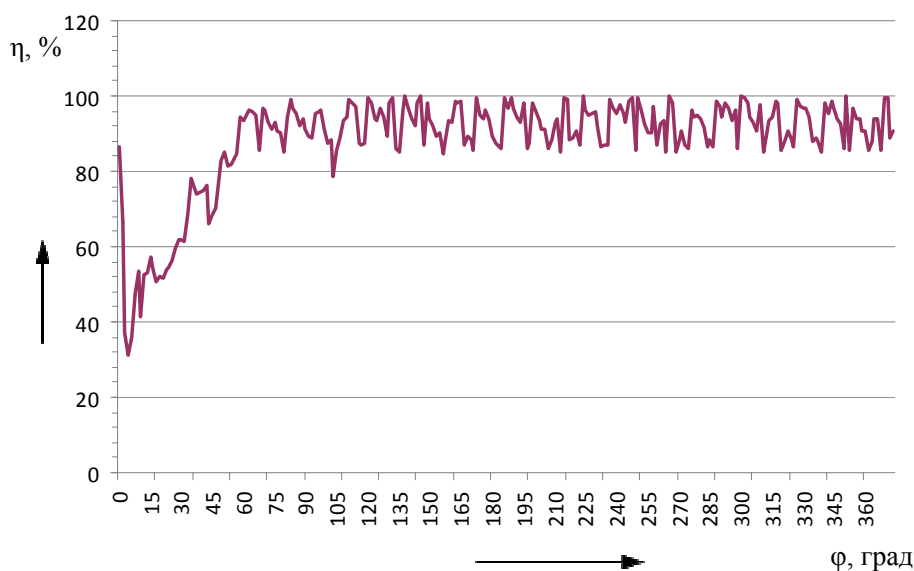


Рис. 7. График зависимости КПД вращения выходного вала от угла поворота ведущей шестерни при угле β , равном 0°

Как видно из этих графиков, значение погрешности вращения выходного вала колеблется от 3,2 до 4,3 угловых минут. Значение КПД находится в интервале от 90 до 100 %.

Графические зависимости на рис. 4–7 отражают интервалы значений как кинематической погрешности вращения, так и КПД при угле поворота ведущей шестерни. Так, при угле конусности β зубьев центрального колеса, равном 49° , значения кинематической погрешности вращения выходного вала находятся в пределах от 0,55 до 0,7 угловых минут, а КПД – в пределах от 62 до 90 %. При угле конусности β зубьев центрального колеса, равном 49° , значение погрешности вращения выходного вала колеблется от 3,2 до 4,3 угловых минут, а значения КПД лежат в интервале от 90 до 100 %.

На графиках рис. 6 и 7 изменение кинематической погрешности вращения выходного вала, а также КПД при углах φ ведущей шестерни до 70° можно объяснить из-за начального зазора в звеньях при работе эксцентриковой передачи. Следует отметить, что указанный выше начальный зазор при работе звеньев передачи влияния не имеет. Указанный зазор в зацеплении позволяет отследить значения основных показателей при начале ее работы. Начальную часть графиков на рис. 6 и 7 можно и убрать, если вам будет необходимо.

Профили кривых графических зависимостей при наложении различных видов механических передач, т. е. эвольвентная косозубая передача и прецессионная передача, можно получить только методами компьютерного моделирования.

Заключение

Цилиндрический зубчатый венец центрального колеса прецессионной передачи является предпочтительным по сравнению с коническим зубчатым венцом. Показано, что компьютерные исследования прецессионной передачи при угле β , равном 0° , показали, что прогнозируемое среднее значение КПД не ниже 95 % при требуемых скоростных и силовых режимах работы.

Таким образом, тяжелонагруженный редуктор для колесных машин, выполненный на основе прецессионной передачи типа К-Н-V, по ряду параметров, таких как радиальные габариты, высокая частота вращения входного вала, КПД, точность вращения выходного вала, может конкурировать с традиционными редукторами, широко используемыми в настоящее время.

Литература

1. Шанников, В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением / В. М. Шанников. – М. : Машгиз, 1948. – 172 с.
2. Борисенко, Л. А. Малогабаритные передаточные механизмы для мехатронных устройств : монография / Л. А. Борисенко. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2013. – 187 с.
3. Gromyko, P. N. Modeling of eccentric transmission operation in presence of elastic deformations of contacting links / P. N. Gromyko, S. N. Khatetovsky // Proceedings of the International Conference “Aviamechanical Engineering and Transport” (AviaENT 2018). – Vol. 158. – P. 160–164.
4. Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения : монография / П. Н. Громько [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громько. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2013. – 270 с.
5. Влияние погрешности звеньев прецессионной передачи на кинематическую погрешность / С. Н. Хатетовский [и др.] // Вестн. Беларус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 4. – С. 107–115.

6. Проектирование прецессионной передачи с различными типами взаимодействия звеньев зацепления : монография / П. Н. Громько [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громько. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2016. – 273 с. : ил.
7. Хатетовский, С. Н. Модификация зубьев колес передач эксцентрикового типа : монография / С. Н. Хатетовский, П. Н. Громько. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2020. – 182 с.
8. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач : монография / П. Н. Громько [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громько. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с. : ил.

Получено 09.11.2021 г.