

DOI: 10.24412/2077-8481-2026-3-14-21

УДК 621.83.06

С. А. ЗЫЛЬ

Е. С. ЛУСТЕНКОВА, канд. техн. наук

Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

ОЦЕНКА КПД ЦИКЛОИДАЛЬНО-ЦЕВОЧНЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ РЕЗУЛЬТАТОВ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Аннотация

Рассмотрены результаты компьютерного моделирования циклоидально-цевочных передач по схеме $k-h-v$, спроектированных по двум вариантам: с неподвижным цевочным колесом и с остановленным механизмом параллельных кривошипов. В системе Siemens созданы модели передач, разработан алгоритм определения среднего КПД за один оборот ведущего вала. Получены зависимости КПД от применяемого варианта кинематической схемы, коэффициента трения, числа сателлитов и момента на ведомом валу циклоидально-цевочной передачи.

Ключевые слова:

циклоидально-цевочная передача, сателлит, КПД передачи, компьютерное моделирование.

Для цитирования:

Зыль, С. А. Оценка КПД циклоидально-цевочных передач на основе результатов компьютерного моделирования / С. А. Зыль, Е. С. Лустенкова // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2026. – № 3 (92). – С. 14–21.

Введение

Циклоидально-цевочные передачи (ЦЦП) в современных приводах наиболее полно удовлетворяют требованиям компактности, надежности в работе, высокой производительности, обеспечения больших передаточных отношений. Они обладают длительным сроком службы, высокой надежностью и эффективностью, низким уровнем шума, небольшими массой и габаритами, что позволяет использовать их для создания мехатронных модулей в приводах роботов и манипуляторов.

Одной из наиболее важных характеристик любой механической передачи является ее КПД. Исследование способов повышения КПД в циклоидально-цевочном зацеплении рассмотрено в [2]. Анализу влияния геометрических параметров передачи на ее энергоэффективность посвящены [3, 4]. В [5, 6] исследовано влияние зазора в зацеплении циклоидально-цевочной передачи на потери мощности. Анализ потерь мощности на трение при зацеплении

циклоидально-цевочных передач с промежуточными телами качения и свободным сепаратором проведен в [7]. В [8] анализируется влияние конструктивных параметров, таких как входная мощность электродвигателя, скорость вращения ведущего вала, передаточное отношение, делительный диаметр цевочного колеса, диаметры окружностей расположения осей роликов центрального колеса, эксцентриситета, диаметр пальцев механизма параллельных кривошипов выходного вала, коэффициент трения скольжения и др., на КПД ЦЦП. Большинство работ носят теоретический характер. Экспериментальные исследования проводятся с опытными образцами передач.

Компьютерное моделирование с применением современных САЕ-модулей современных САПР позволяет оценить КПД механизма на стадии проектирования и сократить затраты на разработку, создание и испытания экспериментальных образцов редукторов. Целями исследований являлись оценка КПД и проведение сравнительного анализа в

системе Siemens NX для двух кинематических схем: наиболее часто применяемой с неподвижным центральным цевочным колесом [9] и обратной – с остановленным механизмом параллельных кривошипов. Кроме этого, экспериментальными исследованиями доказано повышение КПД ЦЦП при применении разделенного потока мощности [10]. В задачи исследования входила оценка влияния количества сателлитов на потери мощности.

Конструкция и принцип работы ЦЦП с неподвижным центральным колесом

Определение КПД циклоидально-цевочной передачи проводилось на

основе компьютерного моделирования с помощью системы автоматизированного проектирования Siemens NX. В системе Siemens NX в CAD-модуле была разработана модель ЦЦП по схеме $k-h-v$ (рис. 1, а). Первоначально исследовалась кинематическая схема передачи, наиболее часто применяемая на практике: с неподвижным центральным цевочным колесом и ведущим водилом (эксцентрик). С целью разделения потока мощности, снижения удельных нагрузок и повышения плавности работы на ведущем валу передачи с эксцентриситетом установлены три сателлита. Направления их смещений в плоскости, перпендикулярной оси ведущего вала, образуют между собой углы по 120° .

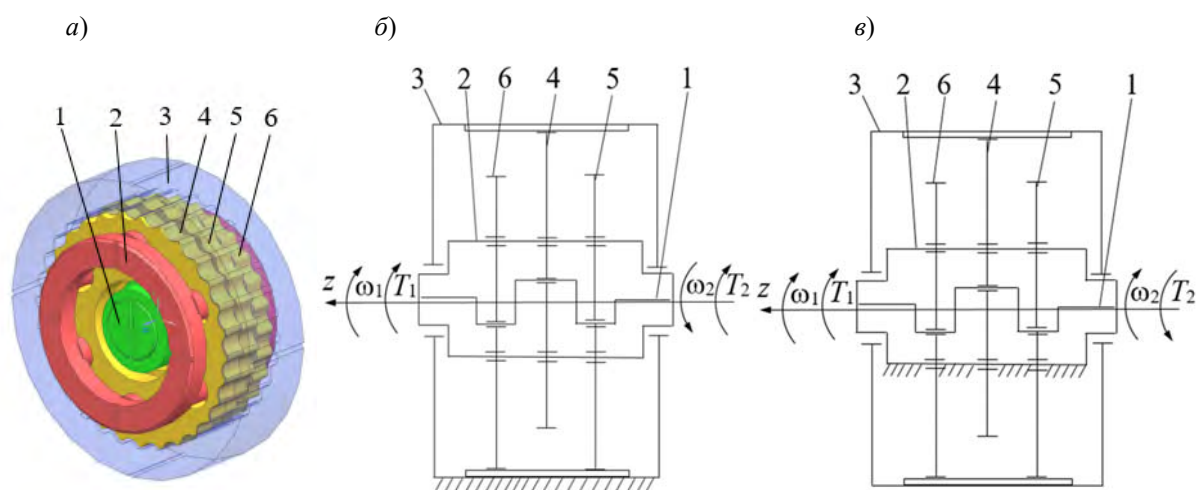


Рис. 1. Общий вид (а) и кинематические схемы компьютерных моделей циклоидально-цевочной передачи с остановленным центральным колесом (б) и остановленным механизмом параллельных кривошипов (в): 1 – ведущий вал; 2 – вал с пальцами; 3 – цевочное колесо; 4–6 – сателлиты

Вращение ведущего вала (эксцентрика) 1 передается на сателлиты 4–6 с циклоидальным профилем зубьев. Сателлиты, обкатываясь по цевкам центрального колеса 3, передают вращение валу с пальцами – ведомому валу 2 – с помощью механизма параллельных кривошипов. Передаточное отношение исследуемой передачи $U = 29$, число зубьев сателлитов равно модулю передаточного отношения ($z = 29$) и отличается

на единицу от числа роликов цевочного колеса ($n = 30$), число пальцев ведомого вала и число отверстий в сателлите равно 6, диаметр окружности расположения осей цевок $D_b = 90$ мм, диаметр цевок $d_s = 8$ мм, диаметр окружности расположения осей отверстий в сателлите $D_0 = 60$ мм и их диаметр $d_0 = 12$ мм.

Цевочное колесо моделировалось без возможности вращения цевок отно-

сительно собственных осей и представляло собой колесо с внутренними зубьями цилиндрической формы. Для формирования профиля зубьев сателлита использовалась укороченная эпициклоида с коэффициентом укорочения $\lambda = 0,7$. Параметрические уравнения профиля циклоидального колеса

$$x(\varphi) = R_b \cdot \sin(\varphi) + A \cdot \sin(z_b \cdot \varphi); \quad (1)$$

$$y(\varphi) = R_b \cdot \cos(\varphi) + A \cdot \cos(z_b \cdot \varphi), \quad (2)$$

где R_b – радиус окружности расположения цевок; A – эксцентриситет установки сателлитов на ведущем валу; z_b – число цевок цевочного колеса; φ – параметр (центральный угол), изменяемый от нуля до 2π рад.

В приложении Motion Simulation использовался решатель RecurDyn. В модели были установлены один фиксирующий шарнир для центрального колеса относительно неподвижной системы отсчета и пять вращательных шарниров: обеспечено вращение ведущего вала относительно стойки (с полиномиальным драйвером с постоянной

угловой скоростью $\omega_1 = 2\pi$ рад/с), вращение ведомого вала относительно стойки и относительное вращение сателлитов относительно эксцентриков. Также было установлено шесть 3D-контактов между цевочным колесом и тремя сателлитами и между сателлитами и ведомым валом. Параметры в 3D-контактах задавались следующие: коэффициент жесткости – 10^5 Н/мм, коэффициент демпфирования – 10 Н·с/мм, экспонента силы – 1 , глубина допустимого взаимопроникновения контактирующих деталей – $0,01$ мм. В 3D-контактах между сателлитами и цевочным колесом и между сателлитами и ведомым валом задавались коэффициенты трения: динамический – $0,02$ и статический – $0,03$. Векторный момент на ведомом валу относительно оси вращения был установлен равным по модулю $T_2 = 100$ Н·м и направленным в обратную сторону угловой скорости вращения ведомого вала. Среднее теоретическое значение угловой скорости $\omega_{2cp} = 2\pi/u$ рад/с и совпадает с расчетным (рис. 2, а). Характер колебаний относительно среднего значения зависит от параметров 3D-контактов.

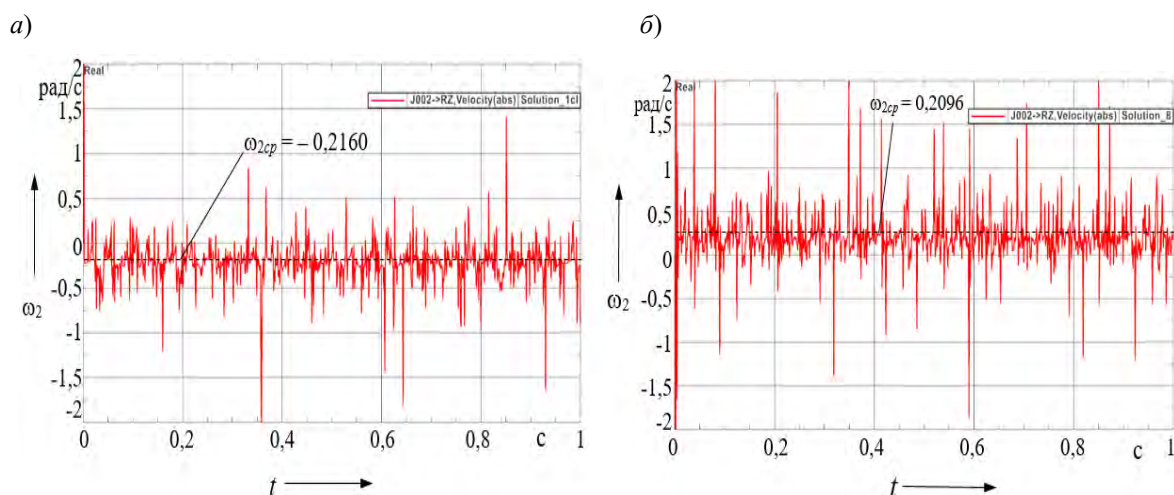


Рис. 3. Изменение момента на ведущем валу редуктора: а – для модели с остановленным цевочным колесом; б – для модели с остановленным механизмом параллельных кривошипов

Далее определялось среднее значение момента T_{1cp} на ведущем валу

редуктора, необходимое для обеспечения постоянного момента на ведомом

валу (рис. 3, а).

Среднее значение КПД рассчитывалось по формуле $\eta = T_2\omega_2/(T_{1cp}\omega_{1cp})$, где T_{1cp} , ω_{1cp} – средние значения момента и угловой скорости на ведущем валу; T_2 , ω_2 – значения момента и угловой скорости на ведомом валу соответственно.

При исследовании модели изменялись коэффициент трения скольжения f и коэффициент сцепления f_c . Последовательно изменяя коэффициент трения f (коэффициент сцепления при этом принимался $f_c = f + 0,01$), был полу-

чен набор средних значений КПД. Установлено, что при увеличении коэффициента трения КПД передачи снижается по приблизительно линейной зависимости. Увеличение коэффициента трения с $f = 0,02$ до $f = 0,14$ привело к снижению КПД на 22,64 % (с 85,96 % до 63,32%).

В дальнейшем при исследовании модель ЦЦП перестраивалась путем изменения количества сателлитов – на два и один. Для полученных моделей аналогично проводилось исследование зависимости КПД передачи от трения в 3D-контактах. Полученные зависимости показаны на рис. 4, а.

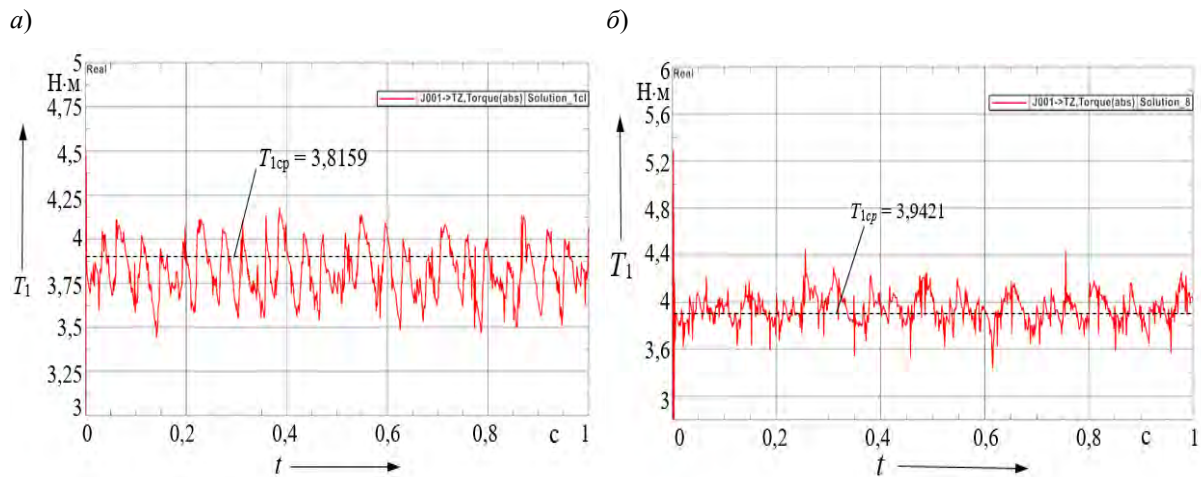


Рис. 3. Изменение момента на ведущем валу редуктора: а – для модели с остановленным цевочным колесом; б – для модели с остановленным механизмом параллельных кривошипов

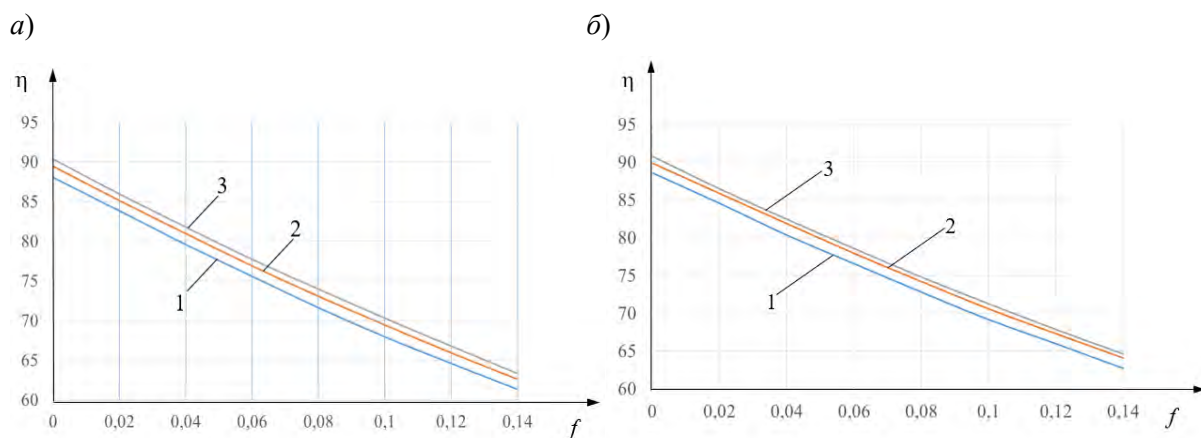


Рис. 4. Зависимость КПД передачи от коэффициента трения для циклоидально-цевочных передач: а – для модели с остановленным цевочным колесом; б – для модели с остановленным механизмом параллельных кривошипов; 1 – с одним сателлитом; 2 – с двумя сателлитами; 3 – с тремя сателлитами

Анализ результатов позволяет установить, что разделение потока мощности и увеличение количества этих потоков дает возможность получить более высокий КПД по сравнению с односателлитными механизмами.

Исследование КПД ЦЦП с остановленным механизмом параллельных кривошипов

Далее рассматривалась модель, в которой фиксирующий шарнир устанавливался на вал с пальцами механизма параллельных кривошипов, а на цевочное колесо – вращательный шарнир без драйвера (см. рис. 1, в). В этом случае движение на сателлиты передавалось через эксцентрик, сателлиты совершали поступательное движение, обкатываясь по пальцам неподвижного вала, при этом движение сателлитов передавалось на ролики центрального цевочного колеса. В результате центральное колесо выступало в качестве ведомого вала. Такую модель конструктивно сложнее реализовать на практике. Передаточное отношение передачи $U = 30$, направления вращения ведущего и ведомого валов совпадают, момент на ведомом валу, соответственно, изменил знак. Все остальные геометрические, кинематические и силовые параметры передачи и модели не изменялись.

Среднее теоретическое значение угловой скорости также совпало с расчетным. Графики изменения угловой скорости ведомого вала редуктора и момента на ведущем валу для модели с одним сателлитом показаны на рис. 2, б и 3, б соответственно. Из графиков видно, что при остановленном механизме параллельных кривошипов амплитуда колебаний угловой скорости ведомого вала несколько увеличилась, что свидетельствует о большей кинематической погрешности в зацеплении. В то же время амплитуда момента на ведущем валу значительно снизилась. Это свидетельствует о том, что работа передачи

становится более плавной, что ведет к повышению износостойкости и надежности привода.

Исследование КПД проводилось по тому же алгоритму, что и для модели, схема которой приведена на рис. 1, б. Анализировались три модели: с одним, двумя и тремя сателлитами. Коэффициент трения увеличивался с 0,02 до 0,14. Графики зависимостей $\eta(f)$ показаны на рис. 4, б.

Из графиков видно, что при увеличении коэффициента трения f КПД передачи также снижается по практически линейной зависимости. Так, например, увеличение коэффициента трения с 0,02 до 0,14 привело к уменьшению КПД модели с тремя сателлитами на 21,88 % (с 86,48 % до 64,60 %). Также установлено, что увеличение числа сателлитов с одного до трех приводит к повышению КПД передачи. Кроме этого, для моделей с остановленным механизмом параллельных кривошипов значения КПД превышают соответствующие значения для модели с неподвижным цевочным колесом. Соответствующие данные приведены в табл. 1 и 2.

Из таблицы видно, что при использовании модели с остановленным механизмом параллельных кривошипов КПД увеличивается на 0,54 %...1,38 % (один сателлит), на 0,41 %...1,47 % (два сателлита) и на 0,42 %...1,28 % (три сателлита) при изменении коэффициента трения с 0 до 0,14.

Из таблицы видно, что увеличение числа сателлитов с одного до двух позволяет повысить КПД передачи в среднем на 1,37 % для обеих моделей, увеличение сателлитов с двух до трех – на 0,84 % для модели с остановленным цевочным колесом и на 0,64 % для модели с остановленным механизмом параллельных кривошипов и увеличение числа сателлитов с одного до трех – на 2,21 % для модели с остановленным цевочным колесом и на 2,03 % для модели с остановленным механизмом параллельных кривошипов.

Далее устанавливалась зависимость КПД от вращающего момента на ведомом валу для передачи с остановленным механизмом параллельных кривошипов.

Последовательно изменяя момент T_2 с 25 до 125 Н·м для моделей с одним, двумя и тремя сателлитами, были получены наборы средних значений КПД (рис. 5).

Табл. 1. Значения КПД циклоидально-цевочной передачи с остановленным цевочным колесом (А) и механизмом параллельных кривошипов (В)

f	Один сателлит			Два сателлита			Три сателлита		
	А	В	Рост КПД, %	А	В	Рост КПД, %	А	В	Рост КПД, %
0	0,8805	0,8859	0,54	0,8947	0,8988	0,41	0,9037	0,9079	0,42
0,02	0,8384	0,8456	0,72	0,8513	0,8586	0,73	0,8596	0,8648	0,52
0,04	0,7959	0,8035	0,76	0,8097	0,8187	0,9	0,8179	0,8245	0,66
0,06	0,7558	0,7656	0,98	0,7689	0,7793	1,04	0,7772	0,7857	0,85
0,08	0,7162	0,7280	1,18	0,7306	0,7420	1,14	0,7397	0,7484	0,87
0,10	0,6795	0,6916	1,21	0,6945	0,7064	1,19	0,7031	0,7125	0,94
0,12	0,6459	0,6596	1,37	0,6593	0,6729	1,36	0,6678	0,6785	1,07
0,14	0,6132	0,6270	1,38	0,6260	0,6407	1,47	0,6332	0,6460	1,28

Табл. 2. Увеличение КПД циклоидально-цевочной передачи, %, с остановленным цевочным колесом (А) и механизмом параллельных кривошипов (В) при разделении потока мощности

f	Модель А			Модель В		
	Два сателлита по сравнению с одним	Три сателлита по сравнению с двумя	Три сателлита по сравнению с одним	Два сателлита по сравнению с одним	Три сателлита по сравнению с двумя	Три сателлита по сравнению с одним
0	1,42	0,9	2,32	1,29	0,91	2,2
0,02	1,29	0,83	2,12	1,3	0,62	1,99
0,04	1,38	0,82	2,2	1,52	0,58	2,1
0,06	1,31	0,83	2,14	1,37	0,64	2,01
0,08	1,44	0,91	2,35	1,4	0,64	2,04
0,1	1,5	0,86	2,36	1,48	0,61	2,12
0,12	1,34	0,85	2,19	1,33	0,56	1,89
0,14	1,28	0,72	2	1,37	0,53	1,9

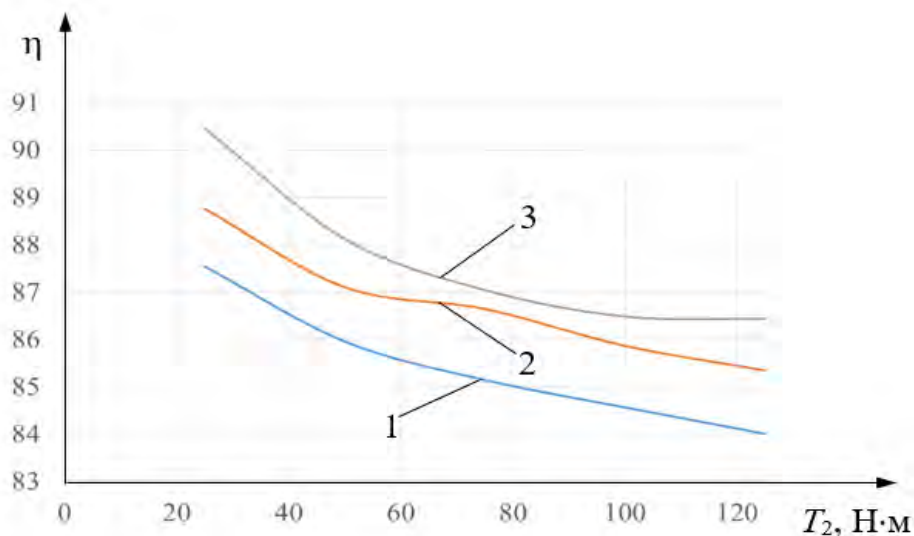


Рис. 5. Зависимость КПД от момента на ведомом валу для циклоидально-цевочных передач: 1 – с одним сателлитом; 2 – с двумя сателлитами; 3 – с тремя сателлитами

Анализ полученных результатов позволяет установить, что КПД уменьшается с увеличением момента на ведомом валу, что противоречит экспериментальным данным. Однако компьютерная модель не учитывает приработку деталей в зацеплении. При увеличении момента возрастают нормальные усилия, соответственно, силы трения. Кроме того, КПД в моделях повышается с увеличением числа сателлитов и разделением потока мощности в передаче. Это явление подтверждается экспериментально.

Заклучение

В результате проведенных компьютерных экспериментов в системе Siemens NX установлено, что применение схемы ЦЦП с остановленным механизмом параллельных кривошипов позволяет увеличить КПД, по сравнению со схемой с остановленным цевочным колесом, на 0,54 %...1,38 % для одного сателлита, на 0,41 %...1,47 % для двух сателлитов и на 0,42 %...1,28 % для трех сателлитов при изменении коэффициента трения с 0,02 до 0,14, действии вращающего момента на ведомом валу 100 Н·м

и передачи с габаритами: длина – 46 мм и диаметр корпуса – 108 мм. При этом увеличение числа сателлитов с одного до двух позволяет повысить КПД передачи в среднем на 1,37 % для обеих моделей, с двух до трех – на 0,84 % для модели с остановленным цевочным колесом и на 0,64 % для модели с остановленным механизмом параллельных кривошипов и увеличение числа сателлитов с одного до трех – на 2,21 % для модели с остановленным цевочным колесом и на 2,03 % для модели с остановленным механизмом параллельных кривошипов.

При увеличении коэффициента трения КПД передачи снижается по линейной зависимости. Увеличение коэффициента трения с 0,02 до 0,14 привело к уменьшению КПД для модели с остановленным механизмом параллельных кривошипов на 25,89 % для модели с одним сателлитом, на 25,81 % для модели с двумя сателлитами и на 21,88 % для модели с тремя сателлитами. КПД передачи с остановленным механизмом параллельных кривошипов также снижается при увеличении вращающего момента на ведомом валу. Так, увеличение момента с 25 до 125 Н·м привело к уменьшению КПД на 3,54 % для

модели с одним сателлитом, на 3,42 % с двумя сателлитами и на 4,03 % с тремя сателлитами. Причем увеличение числа

сателлитов приводит к повышению КПД (до двух – на 1,3 %, до трех – на 2 %).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Детали машин. Расчет и проектирование : учеб. пособие / М. Е. Лустенков. – Мн. : РИВШ, 2025. – 400 с.
2. **Петровский, А. Н.** Повышение коэффициента полезного действия внецентроидного циклоидального зацепления / А. Н. Петровский // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2021. – № 9 (738). – С. 3–14.
3. **Дегтерев, А. А.** Влияние геометрических особенностей модели циклоидального ротора на точность расчета тягово-энергетических характеристик / А. А. Дегтерев, А. В. Сентябов, Д. А. Дектерев // Известия вузов. Физика. – 2024. – Т. 67, № 12. – С. 125–131.
4. **Blagojević, M.** Comparative calculation of cycloid reducers efficiency between classic and non-pin wheel concepts / M. Blagojević, M. Vasić, M. Matejić // 18th International Conference on Tribology – Serbiatrib'23, Kragujevac, Serbia, 17–19 May 2023. – P. 507–517.
5. **Bednarczyk, S.** The influence of eccentricity changes on power losses in cycloidal gearing / S. Bednarczyk, L. Jankowski, J. Krawczyk // TRIBOLOGIA 3/2019. – P. 19–29.
6. Design principle and numerical analysis for cycloidal drive considering clearance, deformation, and friction / L. Qi, D. Yang, B. Cao [et al.] // Alexandria Engineering Journal. – 2024. – № 91. – P. 403–418.
7. An Analysis of Power Friction Losses in Gear Engagement with Intermediate Rolling Elements and a Free Cage / E. A. Efremkov, N. V. Martyushev, S. K. Efremenkova, E. S. Chavrov // Mathematics. – 2024. – Vol. 12, iss. 6. – Article number 873. – 15 p.
8. Influence of design parameters on cyclo drive efficiency / T. Mackic, M. Blagojevic, Z. Babic, N. Kostic // Journal of the Balkan Tribological Association. – 2013. – Vol. 19, № 4. – P. 497–507.
9. **Lustenkov, M. E.** Calculation of Geometric Parameters of an Eccentric Transmission with Intermediate Rolling Elements / M. E. Lustenkov, A. H. Sofiyev, I. A. Khalilov // J. Appl. Comput. Mech. – 2025. – Vol. 11, iss. 4. – P. 1207–1215.
10. **Лустенков, М. Е.** Силовой анализ передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – № 10. – С. 26–31.

Статья сдана в редакцию 22 мая 2026 года

Контакты:

serge070802@gmail.com (Зыль Сергей Андреевич);
fittsova@gmail.com (Лустенкова Екатерина Сергеевна).

S. A. ZYL, E. S. LUSTENKOVA

ASSESSMENT OF CYCLOIDAL-PIN GEAR EFFICIENCY BASED ON THE RESULTS OF COMPUTER SIMULATION

Abstract

The article examines the results of computer modeling of cycloidal-pin gears with a $k-h-v$ configuration, designed in two variants: with a stationary pin wheel and with a stopped parallel crank mechanism. Gear models were created in the Siemens system, and an algorithm for determining the average efficiency per revolution of the drive shaft was developed. Efficiency dependencies on the used kinematic configuration, the friction coefficient, the number of planet gears, and the driven shaft torque of the cycloidal-pin gear drive were obtained.

Keywords:

cycloidal-pin gear, planet gear, transmission efficiency, computer modeling.

For citation:

Zyl, S. A. Assessment of cycloidal-pin gear efficiency based on the results of computer simulation / S. A. Zyl, E. S. Lustenkova // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2026. – № 3 (92). – P. 14–21.