

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.83, 621.9.08

doi: 10.30987/2782-5957-2026-8-23-38

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА И СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ПЕРЕДАЧ В СБОРЕ

Александр Валентинович Капитонов^{1✉}, Виктор Михайлович Пашкевич²

^{1,2} Белорусско-Российский университет, Могилев, Беларусь

¹ kavbru@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0001-8213-6320>

² pashkevich@exec.bru.by; <https://orcid.org/0009-0001-1243-7387>

Аннотация

Расчет, установление допусков и контроль кинематической погрешности передач в сборе необходим для механизмов разного назначения, так как от этого показателя зависит качество изготовления собранного механизма, его надежность и ресурс работы. Основной задачей являлась разработка методов расчета и системы допусков кинематической погрешности цилиндрических зубчатых передач в сборе с определением соотношений этих допусков с кинематической погрешностью новых перспективных малогабаритных планетарных передач с телами качения. В исследованиях использовались методы взаимозаменяемости при суммировании показателей точности и амплитуд гармонических составляющих, метод спектрального анализа кинематической погрешности. В статье представлены методы, формулы расчета и разработанная на их основе система допусков кинематической погрешности цилиндрических зубчатых передач в сборе. В результате экспериментальных исследований испытуемых редукторов получены амплитуд-

но-частотные спектры с наиболее значимыми гармоническими составляющими кинематической погрешности, характеризующими погрешности изготовления и сборки деталей передачи. Установлена зависимость между наиболее значимыми гармоническими составляющими, геометрическими параметрами передач и погрешностями их изготовления, которая позволяет рассчитывать кинематическую погрешность цилиндрических зубчатых и планетарных с телами качения передач по единому методу. Экспериментально подтверждены рассчитанные допуски на кинематическую погрешность цилиндрических зубчатых передач в сборе. Получена возможность сравнения точности изготовления планетарных передач с телами качения и цилиндрических зубчатых передач по допускам на кинематическую погрешность.

Ключевые слова: методы, расчет, система допусков, погрешность, исследования.

Ссылка для цитирования:

Капитонов А.В. Разработка методов расчета и системы допусков для оценки кинематической погрешности передач в сборе / А.В. Капитонов, В.М. Пашкевич // Транспортное машиностроение. – 2026. – № 8. – С. 23-38. doi: 10.30987/2782-5957-2026-8-23-38.

Original article

Open Access Article

DEVELOPMENT OF CALCULATION METHODS AND TOLERANCES FOR EVALUATING CONJUGATE ERRORS OF GEARBOX ASSEMBLY

Aleksandr Valentinovich Kapitonov^{1✉}, Viktor Mikhailovich Pashkevich²

^{1,2} Belarusian-Russian University, Mogilev, Belarus

¹ kavbru@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0001-8213-6320>

² pashkevich@exec.bru.by; <https://orcid.org/0009-0001-1243-7387>

Abstract

Calculation, tolerances determination and control of conjugate error of gear assemblies is necessary for mechanisms for various purposes, since the quality of manufacture of the assembled mechanism, its reliability

and service life depend on this indicator. The main task is to develop calculation methods and a system of conjugate error tolerances for cylindrical gear assemblies with the determination of the ratios of these

tolerances with the conjugate error of new promising small-sized planetary gears with rolling elements. The research used interchangeability methods for summing accuracy indicators and amplitudes of harmonic components, as well as the method of spectral analysis of conjugate error. The paper presents methods, calculation formulas and a conjugate error tolerance system for cylindrical gear assemblies developed on their basis. As a result of experimental studies of the tested gearboxes, amplitude-frequency spectra with the most significant harmonic components of the conjugate error are obtained, characterizing the manufacturing and assembly errors of transmission parts. The relationship

between the most significant harmonic components, geometric parameters of gears and manufacturing errors are found out, which makes it possible to calculate the conjugate error of cylindrical gear and planetary gears with rolling elements using a single method. The calculated tolerances for the conjugate error of cylindrical gear assemblies have been experimentally confirmed. It is possible to compare the manufacturing accuracy of planetary gears with rolling elements and cylindrical gears according to conjugate error tolerances.

Keywords: methods, calculation, tolerance system, error, research.

Reference for citing:

Kapitonov AV, Pashkevich VM. Development of calculation methods and tolerances for evaluating conjugate errors of gearbox assembly. *Transport Engineering*. 2026;8:23-38. doi: 10.30987/2782-5957-2026-8-23-38.

Анализ и актуальность исследований точности механических передач

Для разработанных и используемых в мировой промышленности различных видов зубчатых передач и построенных на их основе механизмов используются показатели точности на основе ISO, ГОСТ, DIN, ANSI/AGMA и др. В этих стандартах не установлены допуски на такой комплексный кинематический показатель передачи в сборе с валами, подшипниками и корпусом, как кинематическая погрешность, который характеризует кинематическую точность и плавность работы собранной передачи и влияет на полноту контакта. Контроль кинематической погрешности передач в сборе (готовых механизмов) необходим для оценки качества сборки механизма и обеспечения его работоспособности в соответствии с эксплуатационными требованиями. Такой контроль нужен не только для кинематических передач, используемых для точного перемещения, но также для передач, работающих с повышенными скоростями, передающими большие вращающие моменты, для передач общего назначения, так как качество изготовления связано с надежностью и ресурсом работы механизма. При отсутствии допусков и контроля кинематической погрешности передачи в сборе не обеспечится одинаковое качество изготовления одного и того же механизма разными производителями при одинаковой точности зубчатых колес, так как сборка будет выполнена с разной точностью деталей монтажа и с разной технологией. Кроме того, контроль передачи в сборе готового механизма позволяет определять и устранять неточности его изготовления на всех этапах

технологических процессов и производства.

На производстве по стандартам ГОСТ для готовых зубчатых механизмов (если это не кинематические механизмы) проводят испытания динамических и силовых характеристик, таких как уровень шума, вибрации, крутящий момент, передаточное отношение, которые косвенно характеризуют кинематическую точность и плавность работы передачи. Кинематическую погрешность механизма в сборе не контролируют, так как к настоящему времени не разработаны стандарты и допуски на кинематическую погрешность передач в сборе и не стандартизованы методы и средства контроля на этот показатель. Однако при производстве по стандартам DIN при испытаниях редукторов используется контроль кинематической погрешности, допуск на который получают расчетом. По стандартам ГОСТ кинематическую погрешность рассчитывают и контролируют в основном для кинематических передач. При этом используют разные методики расчета, дающие неодинаковые результаты при одних и тех же исходных данных. В этом случае одинаковые типы и конструкции зубчатых передач имеют разную кинематическую погрешность и, соответственно, не один уровень качества даже при одинаковой степени точности зубчатых колес.

В Белорусско-Российском университете разрабатывают новые конструкции и проводят исследования перспективных ма-

логабаритных планетарных передач с телами качения [1–5]. На рис. 1 показана схема планетарной передачи с телами качения – шариками и беговыми дорожками, замкнутыми на плоскости.

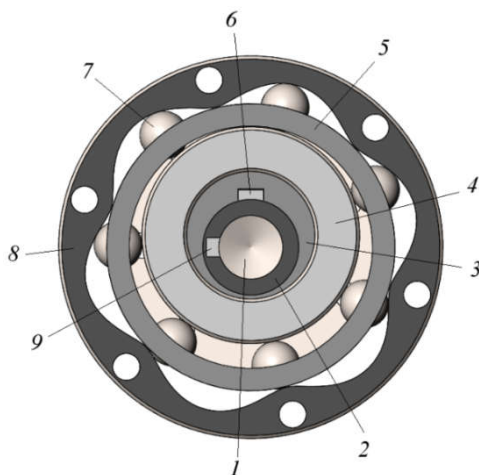


Рис. 1. Схема планетарной передачи с телами качения

Fig. 1. Planetary gear diagram with rolling elements

На рис. 1 показан входной вал 2 передачи со шпонкой 9 для соединения с валом двигателя 1, эксцентрик 3 со шпонкой 6 и кольцо 4 ведущего звена; водило 5 и шары-сателлиты 7 ведомого звена; колесо 8 с многопериодной дорожкой неподвижного звена. При вращении ведущего звена, установленного эксцентрично, шары-сателлиты 7 обкатываются по однопериодной и многопериодной дорожкам кольца 4 и колеса 8 и передают вращение на водило 5 через его радиальные пазы, связанное с выходным валом передачи.

Сходство в принципе работы планетарных передач с телами качения и зубчатых передач заключается в том, что тело качения, также, как и отдельный зуб колеса лишь периодически входит в зацепление, после чего имеет холостой ход. Передачи с телами качения имеют свои преимущества: небольшую массу и размеры, большие передаточные отношения, модульный принцип сборки, невысокую стоимость. Они используются, как редукторы общего и специального назначения, в мехатронных и роботизированных системах. Эффективная оценка точности этих передач возможна только при контроле ком-

плексных кинематических показателей передачи в сборе, в виду наличия многих деталей в зацеплении. Для этих передач пока не разработаны стандарты на показатели точности и допуски на изготовление. Для оценки уровня качества их изготовления необходимо сравнить их точность с зубчатыми передачами. Это сравнение наиболее эффективно можно провести только по комплексному показателю – кинематической погрешности передачи в сборе.

Целью исследований являлась разработка методов расчета и системы допусков кинематической погрешности цилиндрических зубчатых передач в сборе с установлением соотношений этих допусков со значениями кинематической погрешности планетарных передач с телами качения.

Для достижения этой цели вначале проведен анализ исследований кинематических и точностных характеристик разных типов механических передач, изучены результаты исследований, стандарты на зубчатые передачи ведущих стран в области машиностроения. В [6] проведено моделирование многоисточниковых ошибок в разработанном циклоидальном редукторе. Предложены алгоритмы анализа сил с учетом ошибок для циклоидального приводного механизма, выходного механизма и подшипников. В работе [7] рассмотрены вопросы, связанные с оценкой упругих деформаций и их влиянием на кинематическую точность планетарных шариковых и роликовых передач. В [8] исследуется эффективность вращательного векторного редуктора промышленного робота. Рассматриваются зазоры между деталями в сборочной цепи размеров методом экстремальных значений. В [9] рассмотрен принцип и контроль качества сборки мелко-модульных цилиндрических зубчатых передач, обеспечивающих минимизацию кинематической погрешности. Даны оценки кинематической погрешности, приведены рекомендации по выбору взаимного положения зубчатых колес в процессе сборки передач. В работе [10] определялось чувствительность эксцентриковой роликовой передачи к производственным дефектам кулачкового колеса. В [11] исследовалась циклоидально-зубчатая передача, исполь-

зубчатой передачи в шарнирах промышленных роботов и прецизионных станках. Решалась проблема погрешности обработки и упругой деформации компонентов на полноту контакта зубчатого колеса с зубьями циклоидальной шестерни. В [12] проведена модификация профиля зубьев циклоидальной зубчатой передачи с на основе контроля производственных погрешностей. В [13] представлен метод анализа кинематических ошибок и проектирования допусков циклоидальных редукторов. Введены и исследованы взаимосвязи между параметрами геометрии и точности изготовления циклоидального редуктора с помощью теории зубчатых передач. Разработана автоматизированная процедура с использованием метода Монте-Карло для анализа распределения кинематических ошибок после определения распределения допусков геометрических и производственных параметров. В работе [14] проведен анализ влияния кинематических параметров на характеристики штифтового циклоидального планетарного механизма с разницей в один зуб. Разработана математическая модель, которая может служить основой для дальнейших исследований влияния профиля зуба и погрешности обработки на характеристики передачи. В [15] изучено влияние конструктивных и технологических ошибок на точность передачи штифтово-циклоидного привода. Определены способы контроля и регулирования основных ошибок, что позволяет повысить точность передачи. В работе [16] представлены исследования, связанные с повышением КПД и контролем качества новых конструкций планетарных передач с промежуточными телами качения, имеющих более высокие кинематические и динамические характеристики. В [17] изложены сведения о нормах и показателях точности зубчатых передач. Показана взаимосвязь погрешностей изготовления, выявленных при контроле, с причинами их появления. Указаны области применения измерительных средств в зависимости от требования к точности изготовления зубчатых колес, их размеров, особенностей технологических процессов.

В этих работах проводились исследо-

вания, которые показывают актуальность проблемы, связанной с повышением точности механических передач разных типов при их проектировании, изготовлении и контроле. Однако в этих исследованиях не рассмотрены вопросы систематизации методов расчета кинематических комплексных показателей точности и разработки допусков на изготовление передач в сборе.

Зарубежные и международные стандарты, разработанные для зубчатых передач, устанавливающие геометрические параметры, показатели точности и допуски на изготовление: *ISO 1328-2:2020*, *DIN ISO 1328-1-2018*, *DIN ISO 1328-2-2021*, *ANSI/AGMA ISO 1328-1-B14*, *ANSI/AGMA ISO 1328-2-A21*, применимы только к отдельным зубчатым колесам или к паре колес и не применимы к расчету передачи в сборе. Они не содержат математических зависимостей, связывающих между собой отдельные показатели точности колеса и передачи. Однако по примеру этих стандартов можно использовать коэффициенты для перехода к разным степеням точности, которые меньше, чем в ГОСТах, и тем самым несколько уменьшить допуски, учитывая использование современного технологического оборудования, повысив при этом точность производства зубчатых передач, а также рассматривать допуски показателей точности без пересчета рабочих осей и учитывать возможность контроля с разной частотой вращения и нагрузкой.

В соответствии с поставленной целью, разработка системы допусков на кинематическую погрешность цилиндрических зубчатых передач в сборе выполнялась на базе стандартов ГОСТ-1643-81, ГОСТ 21098-82 и ГОСТ *ISO 1328-1-2017*, так как эти стандарты приводят формулы и методики расчета кинематической погрешности передачи, используются в странах СНГ при производстве зубчатых колес и передач.

По результатам анализа этих стандартов сделаны следующие выводы. В ГОСТ 1643-81 указано, что допуски на показатели относятся к колесам, установленным на рабочих осях, при этом не указаны допуски монтажа или допуски на показатели передачи без монтажа колес на тех-

нологических или измерительных осях. На производстве при изготовлении зубчатых колес принимаются допуски из таблиц стандарта от измерительных осей и, таким образом, при изготовлении зубчатых передач не учитываются погрешности монтажа. Методика расчета кинематической погрешности, представленная в ГОСТ 21098-82, учитывает коэффициенты компенсации показателей точности колес при сборке передачи. Эти коэффициенты чрезмерно

уменьшают кинематическую погрешность передачи в сборе и практически не изменяют ее значение по сравнению с расчетом без монтажа. При расчете кинематической погрешности передачи по ГОСТ-1643-81, ГОСТ 21098-82 и ГОСТ ISO 1328-1-2017 не учтены циклические погрешности гармонического спектра, которые имеют частоты отличные от частот показателей, входящих в формулы расчета.

Теоретические положения для расчета кинематической погрешности цилиндрической зубчатой передачи в сборе

В ГОСТе 1643-81 с установленными допусками на цилиндрические зубчатые колеса, кинематическая погрешность пе-

$$F_{io} = F_{i1} + F_{i2} = F_{p1} + f_{f1} + F_{p2} + f_{f2}, \quad (1)$$

где F_{io} – допуск на кинематическую погрешность передачи; F_{i1} – допуск на кинематическую погрешность ведущего колеса (шестерни); F_{i2} – допуск на кинематическую погрешность ведомого колеса; F_{p1} – допуск на накопленную погрешность шага ведущего колеса; f_{f1} – допуск на погрешность профиля ведущего колеса; F_{p2} – допуск на накопленную погрешность шага ведомого колеса; f_{f2} – допуск на погрешность профиля ведомого колеса.

В стандарте ГОСТ ISO 1328-1-2017 допуск на кинематическую погрешность цилиндрического зубчатого колеса F_{isT} определяется по формуле

$$F_{isT} = F_{pT} + f_{isT,max}, \quad (2)$$

где F_{pT} – допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса; $f_{isT,max}$ – допуск на местную кинематическую погрешность зубчатого колеса.

В этом стандарте приводится формула для расчета измерений на испытательном приборе зубчатой пары, включающая углы поворота шестерни и колеса:

$$\theta_e = \theta_2 - \frac{z_1}{z_2} \theta_1, \quad (3)$$

где θ_e – кинематическая погрешность зубчатой пары в угловых величинах; θ_2 – угол поворота колеса; z_1 – число зубьев шестерни; z_2 – число зубьев колеса; θ_1 – угол поворота шестерни.

Формула (1) не полностью характе-

редачи определяется суммой допусков на кинематическую погрешность ее зубчатых колес, находящихся в зацеплении:

ризует кинематическую погрешность передачи. Это установлено из гармонического анализа амплитудно-частотного спектра кинематической погрешности при экспериментальных исследованиях. ГОСТ 1643-81 устанавливает допуски на циклические погрешности, но не учитывает их при расчете кинематической погрешности передачи. В (1) допуски на накопленную погрешность шага и погрешность профиля зубчатых колес не характеризуют зубцовую частоту и кратные ей частоты, которые проявляются в спектре кинематической погрешности передачи при зацеплении пары колес. Также в (1) не учитываются погрешности монтажа при сборке передачи или редуктора. Формула (2) учитывает накопленную погрешность шага и местную кинематическую погрешность колеса. Формулу (2) с учетом (3) предложено использовать для расчета кинематической погрешности передачи. При этом в ГОСТ ISO 1328-1-2017 при расчете кинематической погрешности передачи по формуле (2) указано, что нужно учитывать погрешности монтажа валов, подшипников, корпуса при расчете допуска на местную кинематическую погрешность. Однако этот стандарт не приводит методик расчета и численных значений этих погрешностей.

На основе проведенного анализа разработан метод расчета допусков на кинематическую погрешность цилиндрической

зубчатой передачи в сборе. Метод заключается в суммировании показателей точности с учетом погрешностей монтажа и циклических погрешностей и рассмотрении их как гармонических составляющих кинематической погрешности передачи. При разработке формулы расчета кинематической погрешности передачи в сборе с учетом (1) приняты допуски по ГОСТ 1643-81: F_p – допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса; f_f – допуск на погрешность профиля зуба. Так как допуски на накопленную погрешность шага F_p и погрешность профиля f_f при расчете кинематической погрешности колеса по (1) не характеризует в гармоническом спектре зубцовую частоту, а последняя может иметь большие амплитуды гармоник с разной частотой, равной или кратной числу зубьев колеса, и определяет плавность работы передачи, предложено кроме базовых допусков F_p и f_f в разрабатываемую формулу ввести из ГОСТ 1643-81 допуски на циклическую погрешность зубцовой частоты ведомого колеса f_{z20} с частотой гармоник $k = z_2, 2z_2, 3z_2, 4z_2$, а также ввести допуски на погрешности монтажа $E_{\Sigma M1}$ и $E_{\Sigma M2}$ ведущего (шестерни) и ведомого колеса, которые рассчитывались с применением методики из ГОСТ 21098-82.

Таким образом, для расчета допуска на кинематическую погрешность цилиндрической зубчатой передачи, из ГОСТ 1643-81 к параметрам F_p и f_f добавлены допуски на циклические погрешности зубцовой частоты k для передачи f_{z20} (по ведомому колесу z_2): f_{z20} ($k = z_2$), $0,5f_{z20}$ ($k = 2z_2$), $0,4f_{z20}$ ($k = 3z_2$), $0,35f_{z20}$ ($k = 4z_2$), а также погрешности монтажа шестерни и колеса $E_{\Sigma M1}$ и $E_{\Sigma M2}$. При этом накопленную погрешность шага колеса F_{p2} и погрешности его монтажа $E_{\Sigma M2}$ характеризуют в амплитудно-частотном спектре кинематической погрешности передачи гармоники с частотой $k = 1, 2, 3$; накопленную погрешность шестерни F_{p1} и погрешности ее монтажа характеризуют гармоники с частотой $k = u, 2u, 3u$ (u – передаточное число). Погрешность профиля зуба f_f может проявляться в гармониках более высокой частоты, чем зубцовая частота. Циклическая погрешность зубцовой частоты передачи f_{z20} учитывает жесткий контакт при вхождении зубьев в зацепление, что происходит из-за погрешности шага, радиального и торцового биения, геометрических параметров и формы зубьев, частоты вращения и динамических нагрузок, создает колебание зубьев и их дополнительное угловое перемещение. В результате выведена формула в векторном виде расчета допуска на кинематическую погрешность цилиндрической зубчатой передачи в сборе:

$$\vec{F}_{к.п} = \vec{F}_{p1} + \vec{F}_{p2} + \vec{f}_{f1} + \vec{f}_{f2} + \vec{f}_{z20} + 0,5\vec{f}_{z20} + 0,4\vec{f}_{z20} + 0,35\vec{f}_{z20} + \vec{E}_{\Sigma M1} + \vec{E}_{\Sigma M2} \quad (4)$$

Предложено рассчитывать допуск на кинематическую погрешность цилиндрической зубчатой передачи в сборе, используя методы полной и неполной взаимозаменяемости (вероятностный метод). При использовании метода неполной взаимозаменяемости геометрическое суммирование с коэффициентами относительного рассеяния k_1 и k_2 относится только к допускам на показатели, характеризующие низкочастотный и среднечастотный участки гармоник, с близкими частотами в ам-

плитудно-частотном спектре кинематической погрешности передачи. К таким показателям относятся F_{p1} и $E_{\Sigma M1}$, F_{p2} и $E_{\Sigma M2}$. Показатели, характеризующие высокочастотный участок гармоник f_{z20} , $0,5f_{z20}$, $0,4f_{z20}$, $0,35f_{z20}$, f_{f1} , f_{f2} со значительной разницей частот, предложено суммировать арифметически методом полной взаимозаменяемости. Тогда формула для расчета допуска на кинематическую погрешность цилиндрической зубчатой передачи в сборе на основе (4) имеет вид:

$$F_{к.п} = k_1 \sqrt{F_{p1}^2 + E_{\Sigma M1}^2} + k_2 \sqrt{F_{p2}^2 + E_{\Sigma M2}^2} + f_{z20} + 0,5f_{z20} + 0,4f_{z20} + 0,35f_{z20} + f_{f1} + f_{f2}. \quad (5)$$

Разработка системы допусков на кинематическую погрешность цилиндрических зубчатых передач в сборе

На основе анализа и полученных математических зависимостей (4) и (5), допусков на показатели точности зубчатых колес по ГОСТ 1643-81, определения рабочих и технологических осей при расчете погрешностей монтажа с использованием методики из ГОСТ 21098-82, коэффициентов перехода к другим степеням точности по ISO 1328-2:2020 и ГОСТ ISO 1328-1-2017, а также предполагаемого контроля собранной передачи с нагрузкой и частотой вращения до 1800 об/мин на основании ГОСТ 31592-2012 разработана система допусков на наибольшую кинематическую погрешность цилиндрической зубчатой передачи в сборе. Предлагаемая система допусков включает 10 степеней точности с третьей по двенадцатую. В качестве расчетной (базовой) принята 7-я степень точности. Эта же степень точности являлась базовой в разработке ГОСТ 1643-81 [17].

При установлении допусков на кинематическую погрешность цилиндрической зубчатой передачи в сборе расчетным размером принят делительный диаметр ведомого колеса. Расчетный размер позволяет дифференцировать допуски в зависимости от геометрических размеров деталей зацепления передачи. При этом большему размеру соответствует больший допуск. В разработанной системе допусков приняты интервалы, в которые входят расчетные размеры с 13 мм по 1019 мм, на основе интервалов делительных диаметров зубчатых колес по ГОСТ 1643-81. Диапазон размеров интервалов уменьшен по сравнению с таблицами ГОСТ 1643-81, коэффициенты отношений наибольшего к наименьшему размеру интервала составляют 1,4; 1,5 и 1,6. Уменьшение диапазонов размеров интервалов позволяет получать более точное соответствие устанавливаемых допусков расчетным размерам и, соответственно, геометрическим параметрам деталей зацепления и передачи.

В табл. 1 представлены допуски на показатели и кинематическую погрешность расчетной (базовой) 7-й степени точности цилиндрической зубчатой передачи в сборе для интервалов расчетных

размеров.

Значения кинематической погрешности цилиндрической зубчатой передачи в сборе в каждом интервале рассчитано в соответствии с разработанными теоретическими положениями и формулами (4) и (5) с коэффициентами относительного рассеяния $k_1 = k_2 = 1$, учитывая фазовую компенсацию погрешностей. Значения допусков на расчетные показатели по нормам кинематической точности и плавности работы для зубчатых колес в табл. 1 приняты по ГОСТ 1643-81. Для расчета допусков F_{p1} и f_{f1} шестерни (ведущее звено) приняты допуски F_{p2} и f_{f2} для колеса (ведомое звено) умноженные на 0,8, учитывая меньшие размеры шестерни в передаче по отношению к колесу. Значения допусков f_{f1} , f_{f2} , f_{zzo} , $0,5f_{zzo}$, $0,4f_{zzo}$, $0,35f_{zzo}$ взяты из ГОСТ 1643-81 для модуля свыше 3,5 мм до 6,3 мм, как средних модулей в таблицах стандарта. Погрешности монтажа рассчитывались с применением вероятностного метода расчета размерных цепей сборки деталей передачи, с назначением допусков по 6-му и 7-му квалитетам точности на ответственные поверхности валов и отверстий корпуса, а также с назначением допусков по 5-ой и 6-ой степени точности расположения поверхностей и осей деталей монтажа. В табл. 1 кинематическая погрешность передачи в сборе, выраженная в линейных величинах, относится к длине дуги делительной окружности, соответствующей расчетному размеру. Для расчета кинематической погрешности в сборе в угловых величинах расчетный размер (радиус делительной окружности) взят из меньших граничных значений интервалов расчетных размеров, чтобы обеспечить технологический запас точности. В табл. 1 представлены коэффициенты сравнения кинематической погрешности, рассчитанной по (1), соответствующей ГОСТ 1643-81, и по (5) для передач в сборе. Коэффициенты показывают, что кинематическая погрешность передач в сборе превышает кинематическую погрешность по ГОСТ 1643-81 в 1,21...1,63 раз в зависимости от расчетного размера, так как учитывает погрешности

монтажа, а также циклические погрешности, характеризующие динамические

нагрузки близкие к эксплуатационным.

Таблица 1

Допуски на показатели и кинематическую погрешность 7-й степени точности цилиндрической зубчатой передачи в сборе

Table 1

Tolerances for indicators and conjugate error of the 7th degree accuracy of cylindrical gear assembly

Номер интервала расчетного размера										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Расчетный размер, мм										
13...21	21...32	32...51	51...72	72...102	102...144	144...201	201...284	284...401	401...637	637..1019
Значение F_{p2} в мкм по ГОСТ 1643-81, модуль 1...25 мм, колесо (ведомое звено)										
28	32	36	45	45	63	63	90	90	112	140
Значение f_2 в мкм по ГОСТ 1643-81, модуль св.3,5 до 6,3 мм, колесо (ведомое звено)										
14	14	14	14	14	16	16	16	16	20	28
Значение f_{z0} в мкм по ГОСТ 1643-81, модуль св.3,5 до 6,3 мм, колесо (ведомое звено)										
18	18	18	19	19	20	20	22	22	24	28
Значение $0,5f_{z0}$ в мкм по ГОСТ 1643-81, модуль св.3,5 до 6,3 мм, колесо (ведомое звено)										
9	9	9	9,5	9,5	10	10	11	11	12	14
Значение $0,4f_{z0}$ в мкм по ГОСТ 1643-81, модуль св.3,5 до 6,3 мм, колесо (ведомое звено)										
7,2	7,2	7,2	7,6	7,6	8	8	8,8	8,8	9,6	11,2
Значение $0,35f_{z0}$ в мкм по ГОСТ 1643-81, модуль св.3,5 до 6,3 мм, колесо (ведомое звено)										
6,3	6,3	6,3	6,65	6,65	7	7	7,7	7,7	8,4	9,8
Погрешность монтажа $E_{\Sigma M1}$, шестерня (ведущее звено)										
13	13	13	19	19	19	19	19	19	27	27
Погрешность монтажа $E_{\Sigma M2}$, колесо (ведомое звено)										
14	14	14	20	20	20	20	20	20	28	28
Кинематическая погрешность передачи F_{i0} по ГОСТ 1643-81, мкм										
82	89	95	115	115	149	149	195	195	245	308
Кинематическая погрешность передачи в сборе $F_{к.п.}$, мкм										
123	129	136	158	158	194	194	245	245	299	371
Кинематическая погрешность передачи F_{i0} по ГОСТ 1643-81, угл. мин										
40,0	27,1	19,3	14,3	10,1	9,6	6,8	6,5	4,6	4,1	3,3
Кинематическая погрешность передачи в сборе $F_{к.п.}$, угл. мин										
65,0	42,3	29,2	21,3	15,1	13,1	9,3	8,4	5,9	5,1	4,0
Коэффициент соответствия кинематической погрешности в сборе и по ГОСТ 1643-81										
1,63	1,56	1,51	1,49	1,5	1,36	1,37	1,29	1,28	1,24	1,21

На рис. 2 представлены графики числовых значений допусков на кинематическую погрешность 5–9 степеней точности цилиндрической зубчатой передачи в сборе $F_{к.п.}$, полученных на основе допусков 7-ой степени точности для интервалов расчетных размеров с номерами n в соответствии с табл. 1.

При переходе от одной степени точности к другой в каждом отдельном интервале (рис. 2) использовался коэффициент равный $\sqrt{2}$, такой же, как в международ-

ных стандартах на допуски зубчатых колес. Допуск для искомой степени точности в каждом интервале определяется путем умножения значения допуска для 7-й степени точности на $(\sqrt{2})^{(C-7)}$, где C – искомая степень точности.

Допуски в табл. 1 и на рис. 2 можно использовать при оценке кинематической погрешности готового механизма (редуктора) при его испытаниях близких к реальным условиям эксплуатации.

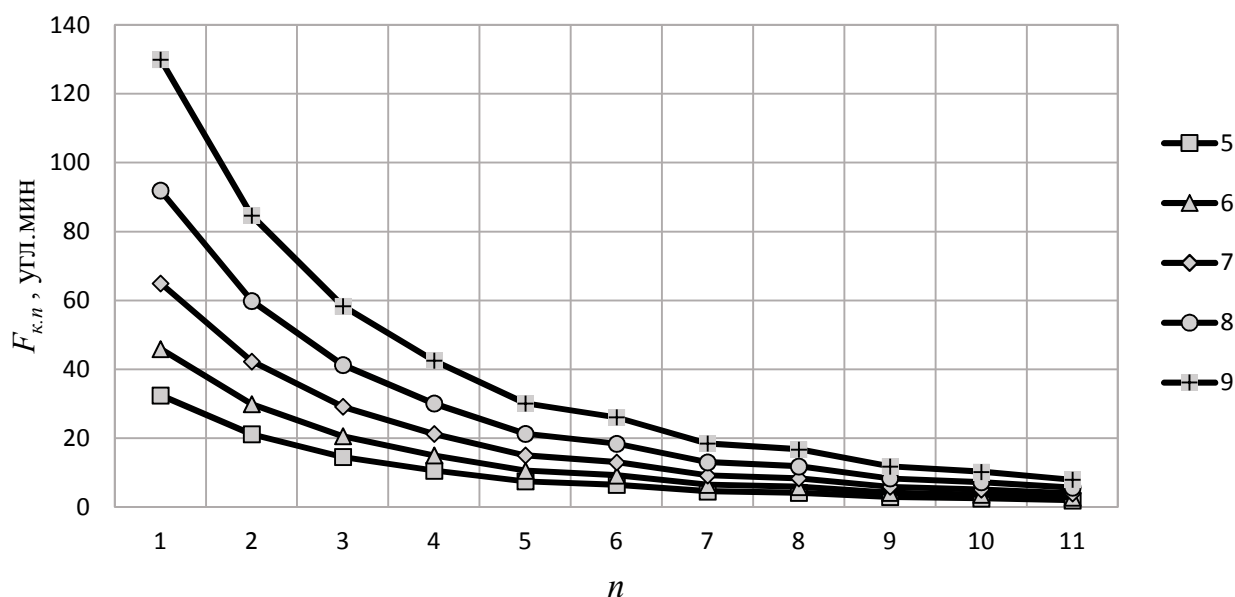


Рис. 2. Графики допусков на кинематическую погрешность цилиндрической зубчатой передачи в сборе
 Fig. 2. Graphs of kinematic error tolerance of cylindrical gear assembly

Экспериментальные методы измерений и оценки точности передач в сборе

Экспериментальные исследования проводились для подтверждения рассчитанных допусков на кинематическую погрешность цилиндрических зубчатых передач в сборе, представленных в табл. 1 и на рис. 2, а также для оценки точности планетарных передач с телами качения и

ее сравнения с точностью цилиндрических зубчатых передач в сборе.

Для проведения экспериментальных исследований использовался стенд, представленный на рис. 3, и методика измерений кинематической погрешности передач в сборе [2, 18].

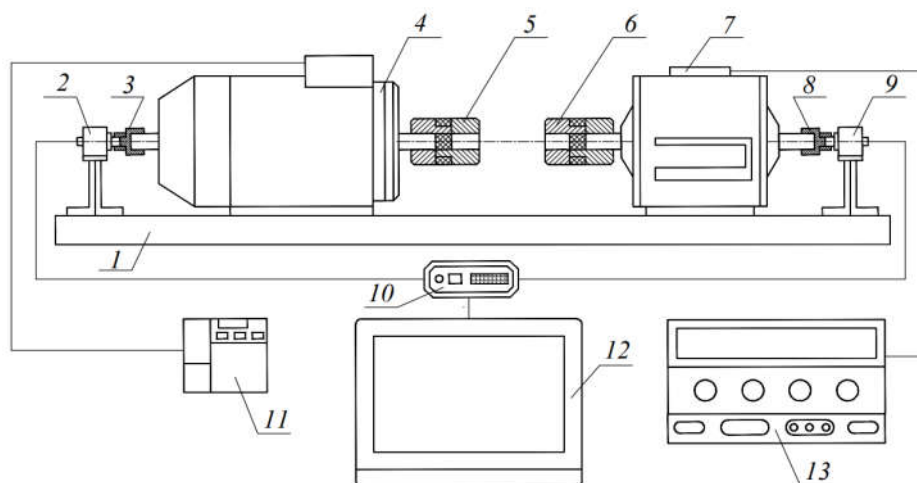


Рис. 3. Схема автоматизированного стенда
 Fig. 3. Diagram of the automated stand

Стенд состоит из основания 1; входного датчика угловых перемещений 2; муфт 3, 5, 6, 8; электродвигателя 4; электромагнитного тормоза 7; выходного датчика угловых перемещений 9; аналого-цифрового преобразователя 10; регулятора

скорости электродвигателя 11; компьютера 12; источника питания 13. Испытуемый редуктор (передача в сборе) соединяется ведущим валом с валом электродвигателя 4 муфтой 5 и ведомым валом – с валом электромагнитного тормоза 7 муфтой 6.

Стенд работает следующим образом. При включении электродвигателя, вращении ведущего и ведомого валов испытуемой передачи, а также вала электромагнитного тормоза сигналы с датчиков угловых перемещений 2 и 9 поступают на аналого-цифровой преобразователь 10 и ЭВМ 12. Затем с помощью разработанного программного обеспечения по значениям цифрового сигнала рассчитывается кинематическая погрешность редуктора и представляется в виде графика. Регулятор скорости служит для испытаний с разной частотой вращения электродвигателя. Электромагнитный тормоз задает нагружающий момент на ведомом валу редуктора.

На стенде проводилась оценка кинематической погрешности цилиндрических зубчатых и планетарных с телами качения редукторов с частотой вращения ведущего вала 1500 мин^{-1} и нагрузкой на ведомом валу до 40 Нм для выборки зазоров. В табл. 2 представлены геометрические и точностные параметры исследуемых редукторов, а также их кинематическая погрешность, полученная в результате экспериментальных исследований на стенде.

В результате измерений на стенде и обработки экспериментальных данных получены значения кинематической погреш-

ности опытных образцов цилиндрических зубчатых редукторов, которые были близки и не превышали допусков на кинематическую погрешность передачи в сборе, представленных в табл. 1 и на графиках рис. 2. При этом кинематическая погрешность испытуемых редукторов превышала значения, полученные расчетом по ГОСТ 1643-81 и представленные в табл. 1 и на графиках рис. 2, так как этот стандарт не учитывает погрешности циклические и монтажа. В табл. 2 показано, что для цилиндрического зубчатого редуктора с передаточным числом $u = 4$ и зубчатыми колесами, изготовленными по 7-ой степени точности, кинематическая погрешность составила 7,17 угловых минут, что не превышает установленной допустимой – 8,4 угловых минут и соответствует 7-ой степени точности для передач в сборе по табл. 1. Редуктор с передаточным числом $u = 2$ с зубчатыми колесами 8-ой степени точности соответствовал 8-ой степени точности передачи в сборе, определяемой по графику на рис. 2. На рис. 4 представлен график кинематической погрешности цилиндрического зубчатого редуктора с $u = 4$, полученный экспериментально на стенде. Кинематическая погрешность на графике составила 7,17 угловых минут (табл. 2).

Таблица 2

Геометрические и точностные параметры исследуемых редукторов

Table 2

Geometric and precision parameters of gearboxes under study

Название параметра	Передаточное число		Передаточное отношение	
	$u = 2$	$u = 4$	$i = 7$	$i = 14$
Модуль, мм	3	3	–	–
Число зубьев шестерни	22	23	–	–
Число зубьев колеса	44	92	–	–
Делительный диаметр шестерни, мм	66	69	–	–
Делительный диаметр колеса, мм	132	276	–	–
Число периодов беговой дорожки			6	13
Расчетный диаметр, мм	–	–	98,5	120
Степень точности шестерни и колеса	8	7	–	–
Отклонение профиля беговой дорожки	–	–	$\pm 0,04$	$\pm 0,025$
Квалитет точности размеров монтажа	7,8	6, 7	8, 9	7, 8
Кинематическая погрешность редуктора, мм	0,353	0,288	0,402	0,314
Кинематическая погрешность редуктора, угл. мин	18,37	7,17	28,08	18,01
Допускаемая кинематическая погрешность, угл. мин	18,5	8,4	30,2	18,5
Степень точности	8	7	9	8

В табл. 2 представлены экспериментальные значения кинематической погрешности (18,01 и 28,08 угловых минут) планетарных редукторов с телами качения с передаточными отношениями $i = 14$ и $i = 7$. Эти значения соответствуют значениям кинематической погрешности 8-ой и 9-ой степени точности цилиндрических зубчатых передач в сборе в разработанной табл. 1. При этом беговые дорожки выполнены по 8-му ($\pm 0,025$ мм) и 9-му ($\pm 0,04$ мм) квалитетам точности фрезерованием, без шлифования. Как видно из табл. 2, для ци-

линдрического зубчатого редуктора с $u = 2$ и планетарного редуктора с телами качения с $i = 14$ с расчетными размерами, входящими в один интервал, получены практически одинаковые значения кинематической погрешности 18,37 и 18,01 угловых минут, которые можно отнести к 8-ой степени точности табл. 1. На рису. 5 представлен экспериментальный график кинематической погрешности (18,01 угловых минут) планетарного редуктора с телами качения – роликами с передаточным отношением $i = 14$.

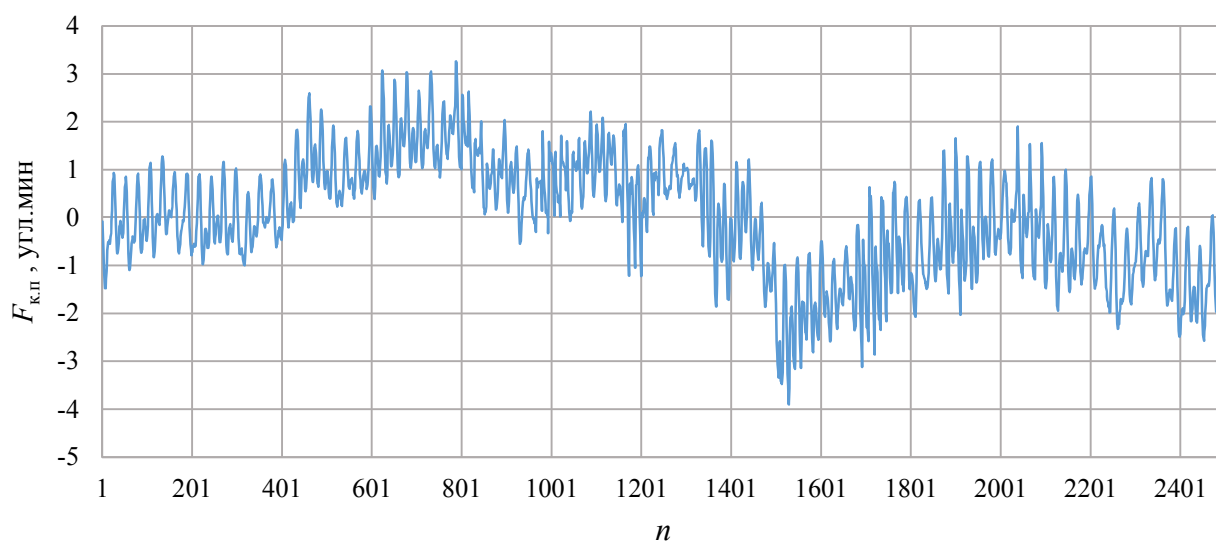


Рис. 4. График кинематической погрешности цилиндрического зубчатого редуктора
Fig. 4. Graph of the kinematic error of a cylindrical gear gearbox

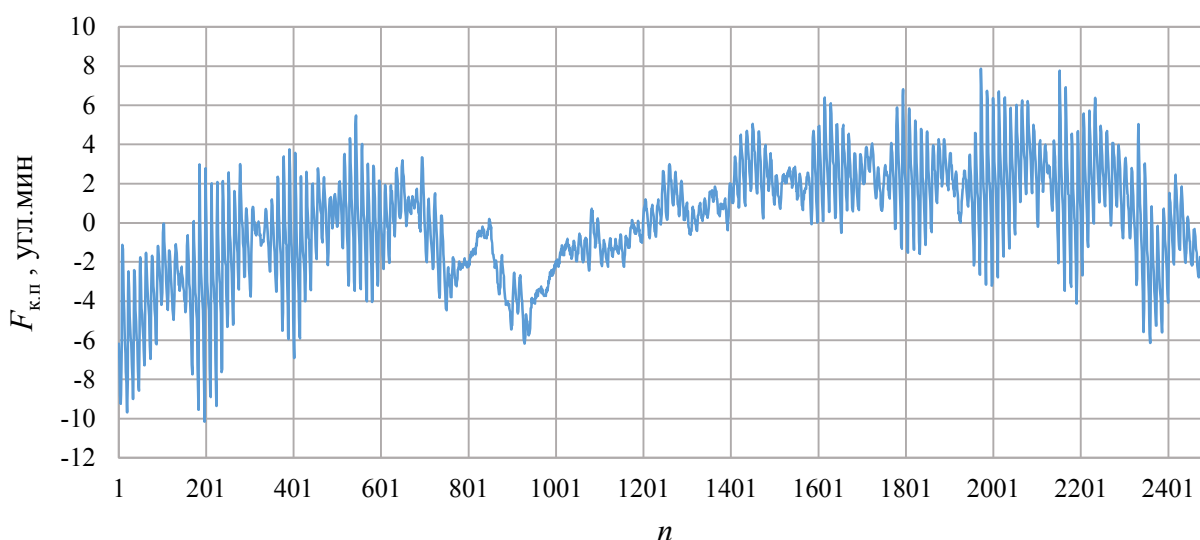


Рис. 5. График кинематической погрешности планетарного редуктора с телами качения
Fig. 5. Graph of the kinematic error of a planetary gearbox with rolling elements

В табл. 2 также показаны значения кинематической погрешности в линейных величинах (мм) после приведения угловых величин к радиусам делительной и расчетной окружностей. Как показали исследования, табл. 1 и графики на рис. 2, разработанные для цилиндрических зубчатых передач в сборе, можно применить и для планетарных передач (редукторов) с телами качения.

Используя метод преобразования

Фурье [18–20] и полученные экспериментальные значения кинематической погрешности исследуемых редукторов, рассчитаны ее амплитудно-частотные спектры. На рис. 6 и 7 представлены амплитудно-частотные спектры со значениями амплитуд A гармонических составляющих кинематической погрешности (которая показана на рис. 4 и 5) редукторов с $u = 4$ и $i = 14$. На спектрах n – номер гармонической составляющей.

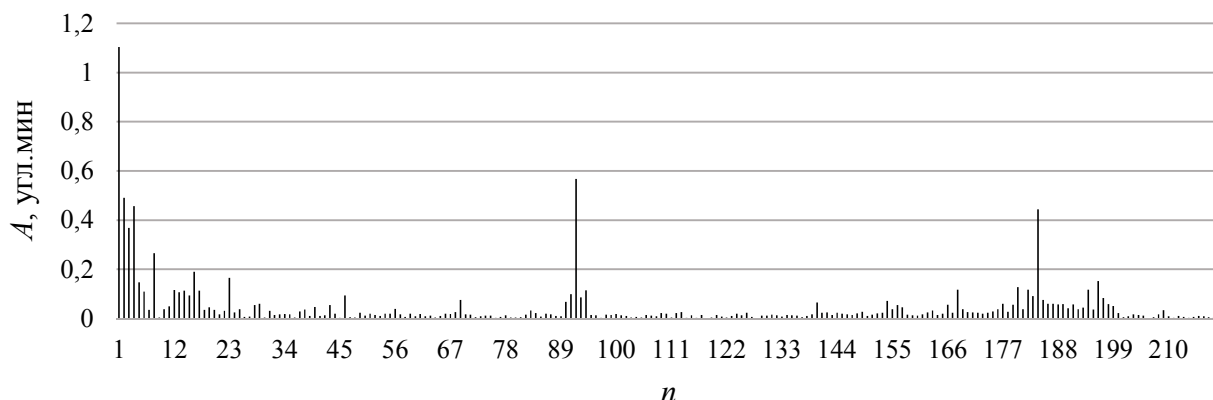


Рис. 6. Амплитудно-частотный спектр кинематической погрешности цилиндрического зубчатого редуктора
Fig. 6. Amplitude-frequency spectrum of the kinematic error of a cylindrical gear reducer

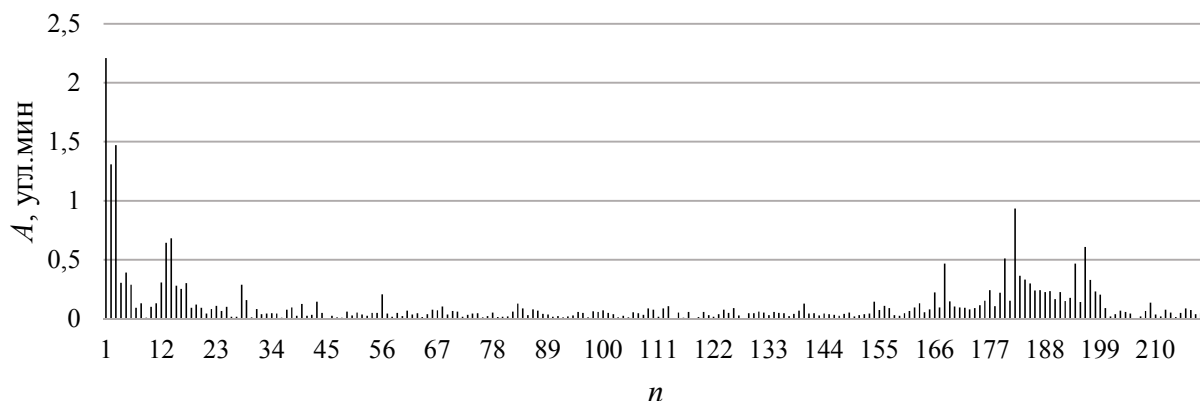


Рис. 7. Амплитудно-частотный спектр кинематической погрешности планетарного редуктора с телами качения
Fig. 7. Amplitude-frequency spectrum of the kinematic error of a planetary gearbox with rolling elements

Проведя анализ амплитудно-частотных спектров установлено, что наибольшие амплитуды имеют гармонические составляющие с номерами 1, 2 и 3, а также с номерами равными и кратными числу зубьев колес (периоду беговых дорожек) и передаточному числу (передаточному отношению) цилиндрических зубчатых и планетарных с телами качения редукторов. Для цилиндрического зубча-

того редуктора (рис. 6) наибольшие амплитуды имеют 1–4, 8, 16, 23, 92, 184 гармонические составляющие. Наибольшие их амплитуды связаны с погрешностями изготовления и сборки деталей передачи. Из них 1–3 гармонические составляющие характеризуют радиальные и торцовые биения ведомого зубчатого колеса и ведомого вала редуктора, возникающие из-за погрешностей их изготовления и монтажа.

Гармонические составляющие с номерами 4, 8 и 16 равны или кратны передаточному числу и проявляются вследствие радиального биения, вызванного погрешностями изготовления и монтажа ведущего звена, а с номерами 23, 92, и 184 равны или кратны числам зубьев передачи и характеризуют циклические погрешности, амплитуды которых зависят в основном от отклонения шага зубчатых колес. Для планетарного редуктора с промежуточными телами качения (рис. 7) наибольшие амплитуды имеют гармонические составляющие с номерами 1–3, 13, 14, 182, 196. Из них 1–3 характеризуют радиальные биения ведомого звена с учетом погрешностей изготовления и монтажа его деталей. Гармонические составляющие с номерами 13 и 14 равны числу периодов беговой дорожки и передаточному отношению. Они связаны с погрешностями беговой дорожки и радиальным биением ведущего звена. Гармонические составляющие с номерами 182 и 196 кратны числу периодов (13) или передаточному отношению (14) планетарного редуктора с телами качения.

При оценке точности цилиндрических зубчатых и планетарных с телами качения передач в сборе установлена общая

$$F_{\text{к.п}} = k \left(\sqrt{\sum_{j=1}^n A_j^2} + \sqrt{A_z^2 + A_i^2} + \sqrt{A_{2z}^2 + A_{2i}^2} \right) + A_{zi}. \quad (6)$$

где k – коэффициент относительно рассеяния параметров; j – номер низкочастотной гармонической составляющей, $j = 1, 2, 3$; n – количество низкочастотных гармонических составляющих; A_j – амплитуда j -ой низкочастотной гармонической составляющей; z – число периодов беговой дорожки; i – передаточное отношение.

Разработанный метод можно использовать и для расчета кинематической по-

зависимость между наиболее значимыми гармоническими составляющими кинематической погрешности, основными геометрическими параметрами (числом зубьев или периодов беговой дорожки, передаточным числом или отношением) и погрешностями изготовления. Поэтому кинематическую погрешность этих передач можно рассчитывать и оценивать, используя гармонические составляющие амплитудно-частотного спектра.

Так как для планетарных передач с телами качения нет стандартов на допуски изготовления, то разработан метод расчета кинематической погрешности этих передач на основе наиболее значимых гармонических составляющих, имеющих наибольшие амплитуды в амплитудно-частотном спектре кинематической погрешности. Учитывались в основном гармонические составляющие, имеющие значения удвоенных амплитуд, не превышающие 10 процентов от кинематической погрешности редуктора. Согласно разработанному методу, кинематическая погрешность планетарной передачи с телами качения в сборе, учитывающая влияние наиболее значимых гармонических составляющих, определяется по формуле:

грешности цилиндрических зубчатых передач в сборе (редукторов), принимая параметр z за число зубьев ведомого колеса. Значения кинематической погрешности, полученные по (6) с учетом только амплитуд наиболее значимых ее гармонических составляющих, отличаются от экспериментальных значений исследуемых редукторов не более, чем на 7 %.

Заключение

Разработаны методы и формулы расчета кинематической погрешности цилиндрических зубчатых передач и планетарных передач с телами качения в сборе, заключающиеся в суммировании показателей точности и гармонических составляющих с наибольшими амплитудами. Разработана система допусков на кинематиче-

скую погрешность цилиндрических зубчатых передач, позволяющая контролировать и оценивать точность изготовления собранной передачи в условиях близких к эксплуатационным. Определены соотношения значений кинематической погрешности планетарных передач с телами качения с допусками на кинематическую по-

грешность цилиндрических зубчатых передач в сборе, что дает возможность сравнивать точность изготовления этих типов передач. Рассчитано и экспериментально подтверждено, что значения кинематической погрешности цилиндрических зубчатых передач в сборе превышают допуски на кинематическую погрешность передачи, рассчитанные по ГОСТ 1643-81, в 1,21...1,63 раз, в зависимости от делительного диаметра ведомого колеса, так как дополнительно учитывают погрешности монтажа и циклические погрешности, характеризующие динамические нагрузки. Экспериментально установлено, что значения кинематической погрешности испытуемых планетарных редукторов с телами качения с передаточными отношениями $i = 14$ и $i = 7$ составляют 18,01 и 28,08 угловых минут для расчетных диаметров 98,5 мм и 120 мм, что соответствует 8-ой и 9-ой степеням точности цилиндрических зубчатых передач в сборе при сравнении с разработанной системой допусков. Экспериментально получены амплитудно-частотные спектры кинематической погрешности исследуемых редукторов с наиболее значи-

мыми амплитудами гармонических составляющих, характеризующих погрешности изготовления и сборки деталей передач. Установлена зависимость, которая показывает связь наиболее значимых гармонических составляющих кинематической погрешности передачи с ее основными геометрическими параметрами, погрешностями изготовления и позволяет использовать единый метод расчета кинематической погрешности для цилиндрических зубчатых и планетарных с телами качения передач в сборе. Установленные в ходе исследований допуски можно использовать при контроле и испытаниях кинематической погрешности цилиндрических зубчатых и планетарных с телами качения передач в сборе с частотой вращения ведущего вала 1500 мин⁻¹ и нагружающим моментом на ведомом валу 40 Нм. Разработанную и предложенную систему допусков на кинематическую погрешность передачи в сборе можно взять за основу для применения к другим типам передач зацеплением, для которых кинематическая погрешность является значимым показателем.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Lustenkov M. E., Khalilov, I. A., Moiseenko A. N. Comparative analysis of dynamic characteristics of spherical and eccentric transmissions with a double-ring satellite. *Advances in Science and Technology*. 2024; 148: 103-110. DOI: 10.22055/jacm.2025.48089.4972.
2. Капитонов А. В. Точность и контроль малогабаритных планетарных механизмов: монография. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2021. 160 с. ISBN: 978-985-492-269-0.
3. Сасковец К. В., Капитонов А. В., Лебедев М. В. Новые конструкции и методы оценки точности планетарных радиально-плунжерных передач. *Вестник Гомельского государственного технического университета им. П. О. Сухого*. 2019. № 1 (76). С. 3-9.
4. Lustenkova E. S. Experimental estimation of efficiency and kinematic accuracy of a spherical roller transmission. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. International Conference on Mechanical Engineering and Modern Technologies (MEMT 2020)*, 26–30 October 2020, Tomsk, Russia; 2020 Vol. 1118. 6 p. DOI: 10.1088/1757-899X/1118/1/012007.
5. Kapitonov A. V. Optimization of geometrical parameters and estimation of kinematic accuracy of resource effective planetary transmission. *Advances in Engineering Research. [International Conference on AviaMechanical Engineering and Transport (AviaENT 2018)]*, 2018, Vol. 158, P. 165-168. DOI: 10.2991/avent-18.2018.32.
6. Wang X., Wang H., Li L., Hao L. An improved transmission efficiency prediction method for non-linear characteristics of the cycloid reducer, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2024; 238 (20): 10266-10284. DOI: 10.1177/09544062241258908.
7. Капитонов А. В. Расчет и компьютерное моделирование напряжений и деформаций планетарных шариковых и роликовых передач, *Вестник Брестского государственного технического университета*. 2024. № 1 (133). С. 120–124. DOI: 10.36773/1818-1112-2024-133-1-120-124.
8. Jiang N. Transmission Efficiency of Cycloid-Pinion System Considering the Assembly Dimensional Chain. *Applied Sciences*. 2022; 12 (23): 11917. DOI: 10.3390/app122311917.
9. Тимофеев, Б. П. Метод повышения точности мелко модульных зубчатых передач при сборке. *Известия высших учебных заведений. Приборостроение*. 2019. № 10 (62). С. 941–946. DOI: 10.17586/0021-3454-2019-62-10-941-946.

10. Pabiszczak S. Effect of Manufacturing Errors on the Operation of the Eccentric Rolling Transmission. *Advances in Science and Technology–Research Journal*. 2020; 14 (3): 213–222. DOI: 10.12913/22998624/122604.
11. LiXin X., YuHu Y. Dynamic modeling and contact analysis of a cycloid-pin gear mechanism with a turning arm cylindrical roller bearing. *Mechanism and Machine Theory*. 2016; 104: 327–349. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.018.
12. XiaoXiao S., Liang H., Kaiwei M., Luyang L., Jian W. Lost motion analysis of CBR reducer. *Mechanism and Machine Theory*. 2018; 120: 89–106. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.09.019.
13. Ken-Shin L., Kuei-Yuan C., Jyh-Jone L. Kinematic error analysis and tolerance allocation of cycloidal gear reducers. *Mechanism and Machine Theory*. 2018; 124: 73–91. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.12.028.
14. Yunhong M., Changlin W., Liping, L. Mathematical modeling of the transmission performance of 2K–H pin cycloid planetary mechanism. *Mechanism and Machine Theory*. 2007; 42(7): 776–790. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2006.07.003.
15. Linshan H., Fei G. Global sensitivity analysis of transmission accuracy for RV-type cycloid-pin drive. *Journal of Mechanical Science and Technol-*

ogy. 2016; 30 (3): 1225–1231. DOI: 10.1007/s12206-016-0226-2

16. Капитонов А. В. Повышение КПД шариковых и роликовых передач путем оптимизации геометрических параметров деталей зацепления. *Транспортное машиностроение*. 2024. № 3 (27). С. 20–30. DOI: 10.30987/2782-5957-2024-3-20-30
17. Антонюк В. Е., Кане М. М., Старжинский В. Е. и др. *Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач: учебное пособие*. Минск: УП «Технопринт», 2003. 766 с. ISBN 985-464-371-9.
18. Капитонов А. В., Черняков С. Г. Исследование кинематической точности планетарных роликовых передач методами гармонического анализа и контроля в сборе. *Вестник Белорусско-Российского университета*. 2011. № 4. С. 40–50. DOI: 10.53078/20778481-2011-4-40.
19. Юнаковский А. Д. *Гармонический анализ. Ряды Фурье, преобразование Фурье и приложения БПФ*. М: Интеллект, 2024. 264 с. ISBN: 978-5-91559-318-2.
20. Капитонов А. В. Методика оценки и анализ кинематических погрешностей планетарных роликовых передач. *Вестник Белорусско-Российского университета*. 2009. № 2. С.88–97. DOI: 10.53078/20778481-2009-2-88.

REFERENCES

1. Lustenkov ME, Khalilov IA, Moiseenko AN. Comparative analysis of dynamic characteristics of spherical and eccentric transmissions with a doubling satellite. *Advances in Science and Technology*. 2024;148:103–110. DOI: 10.22055/jacm.2025.48089.4972.
2. Kapitonov AV. Precision and control of small-sized planetary mechanisms: monograph. Mogilev: The Belarusian-Russian University; 2021.
3. Saskovets. KV, Kapitonov AV, Lebedev MV. New designs and methods for estimating the accuracy of planetary radial plunger gears. *Bulletin of Sukhoi State Technical University of Gomel*. 2019;1(76):3–9.
4. Lustenkova ES. Experimental estimation of efficiency and kinematic accuracy of a spherical roller transmission. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. International Conference on Mechanical Engineering and Modern Technologies (MEMT 2020), 26–30 October 2020. Tomsk (RF); 2020. DOI: 10.1088/1757-899X/1118/1/012007.
5. Kapitonov AV. Optimization of geometrical parameters and estimation of kinematic accuracy of resource effective planetary transmission. *International Conference on AviaMechanical Engineering and Transport (AviaENT 2018)*, 2018: *Advances in Engineering Research*. 2018;158:165–168. DOI: 10.2991/avent-18.2018.32.
6. Wang X, Wang H, Li L, Hao L. An improved transmission efficiency prediction method for non-linear characteristics of the cycloid reducer, *Pro-*

ceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Journal of Mechanical Engineering Science. 2024;238(20):10266–10284. DOI: 10.1177/09544062241258908.

7. Kapitonov AV. Calculation and computer modeling of stresses and deformations of planetary ball and roller gears. *Vestnik of Brest State Technical University*. 2024;1(133):120–124. DOI: 10.36773/1818-1112-2024-133-1-120-124.
8. Jiang N. Transmission Efficiency of Cycloid-Pinion System Considering the Assembly Dimensional Chain. *Applied Sciences*. 2022;12(23):11917. DOI: 10.3390/app122311917.
9. Timofeev BP. Method of improving the accuracy in the assembly of small-module gears. *Journal of Instrument Engineering*. 2019;10(62):941–946. DOI: 10.17586/0021-3454-2019-62-10-941-946.
10. Pabiszczak S. Effect of Manufacturing Errors on the Operation of the Eccentric Rolling Transmission. *Advances in Science and Technology–Research Journal*. 2020;14(3):213–222. DOI: 10.12913/22998624/122604.
11. LiXin X, YuHu Y. Dynamic modeling and contact analysis of a cycloid-pin gear mechanism with a turning arm cylindrical roller bearing. *Mechanism and Machine Theory*. 2016;104:327–349. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.018.
12. XiaoXiao S, Liang H, Kaiwei M, Luyang L, Jian W. Lost motion analysis of CBR reducer. *Mechanism and Machine Theory*. 2018;120:89–106. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.09.019.

13. Ken-Shin L, Kuei-Yuan C, Jyh-Jone L. Kinematic error analysis and tolerance allocation of cycloidal gear reducers. *Mechanism and Machine Theory*. 2018;124:73-91. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.12.028.
14. Yunhong M, Changlin W, Liping L. Mathematical modeling of the transmission performance of 2K-H pin cycloid planetary mechanism. *Mechanism and Machine Theory*. 2007;42(7):776-790. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2006.07.003.
15. Linshan H, Fei G. Global sensitivity analysis of transmission accuracy for RV-type cycloid-pin drive. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016;30(3):1225–1231. DOI: 10.1007/s12206-016-0226-2
16. Kapitonov AV. Improving the efficiency of ball and roller gears by optimizing geometrics of engagement parts. *Transport Engineering*. 2024;3(27):20-30. DOI: 10.30987/2782-5957-2024-3-20-30
17. Antonyuk VE, Kane MM, Starzhinsky VE. Production technology and methods of ensuring the quality of wheels and gears: textbook. Minsk: Technoprint; 2003.
18. Kapitonov AV, Chernyakov SG. Study of the kinetic accuracy of planetary roller bearings by methods of harmonic analysis and assembly control. *Bulletin of the Belarusian-Russian University*. 2011;4:40-50. DOI: 10.53078/20778481-2011-4-40.
19. Yunakovsky AD. Harmonic analysis. Fourier Series, Fourier transforms and FFT Applications. Moscow: Intellect; 2024.
20. Kapitonov AV. Methodology of assessment and analysis of kinematic errors of planetary roller gears. *Bulletin of the Belarusian-Russian University*. 2009;2:88-97. DOI: 10.53078/20778481-2009-2-88.

Информация об авторах:

Капитонов Александр Валентинович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технология машиностроения» Белорусско-Российского университета, тел. +375333745953, Author-ID-РИНЦ: 797201.

Kapitonov Aleksandr Valentinovich –Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering Technology at Belarusian-Russian University, phone: +375333745953, Author-ID-RSCI: 797201.

Пашкевич Виктор Михайлович – доктор технических наук, профессор, проректор по науке Белорусско-Российского университета, тел. +375293671018, Author-ID-РИНЦ: 700609.

Pashkevich Viktor Mikhailovich – Professor, Doctor of Technical Sciences, Vice-rector for Science at Belarusian-Russian University, phone: +375293671018, Author-ID-RSCI: 700609.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 09.04.2026; одобрена после рецензирования 07.07.2026; принята к публикации 27.07.2026. Рецензент – Хандожко А.В., доктор технических наук, профессор кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» Брянского государственного технического университета, главный редактор журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 09.04.2026; approved after review on 07.07.2026; accepted for publication on 27.07.2026. The reviewer is Khandozhko A.V., Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Metal Cutting Machines and Tools at Bryansk State Technical University, Editor-in-Chief of the journal *Transport Engineering*.