

Численное исследование динамических контактных нагрузок в эксцентрико-циклоидной передаче привода транспортирующего конвейера, применяемого в горной промышленности

М.К. Татыбаев¹, Н.Д. Сайдинбаева², Н.С. Сеутказы¹, А.Е. Асан¹✉

¹ Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева, Республика Казахстан, г. Алматы, info@satbayev.university

² Казахский автомобильно-дорожный институт имени Л.Б. Гончарова, Республика Казахстан, г. Алматы, nazym007@mail.ru

✉ aigera_ask@mail.ru

Аннотация. В статье представлены результаты численного анализа динамических процессов, возникающих в эксцентрико-циклоидном редукторе, предназначенном для применения в приводах транспортирующего оборудования горной промышленности. Целью исследования являлась оценка характера распределения контактных нагрузок, вибрационной устойчивости. Результаты моделирования показали, что при работе ЭЦ механизма наблюдается умеренное повышение показателей виброускорений на валу эксцентрика, которое вызвано локальными колебательными процессами в подшипниковых узлах, однако их максимальный уровень не превышает 350 мм/с². В зацеплении вибрации эффективно гасятся, что подтверждается снижением виброускорений до уровня порядка 0,004 мм/с². Нагружение имеет импульсный характер в моменты входа зуба в зацепление, при этом амплитуда основного импульса составляет около 300 Н. Частотный спектр динамических сил демонстрирует наличие только одной доминирующей гармоник, соответствующей частоте зацепления, что подтверждает высокую геометрическую точность согласованности профиля циклоидных впадин и эксцентрикового зуба. Полученные данные подтверждают высокую виброустойчивость и работоспособность эксцентрико-циклоидного редуктора, что делает его перспективным для широкого внедрения в составе энергоэффективных приводов транспортирующих систем в условиях горнодобывающей промышленности.

Ключевые слова: конвейерный привод, эксцентрико-циклоидная передача, динамика, вибрация, численные модели, MSC Adams, контакт Герца; геометрическая согласованность

Для цитирования: Татыбаев М.К., Сайдинбаева Н.Д., Сеутказы Н.С., Асан А.Е. Численное исследование динамических контактных нагрузок в эксцентрико-циклоидной передаче привода транспортирующего конвейера, применяемого в горной промышленности // Устойчивое развитие горных территорий. — 2025. — Т. 17. — № 3. — С. 1630–1641. DOI: 10.21177/1998-4502-2025-17-3-1630-1641.

Numerical study of dynamic contact loads in an eccentric-cycloidal transmission of a transport conveyor drive used in the mining industry

M.K. Tatybaev¹, N.D. Saidinbayeva², N.S. Seiitkazy¹, A.E. Assan¹✉

¹ K.I. Satbayev Kazakh National Research Technical University, Almaty, Republic of Kazakhstan, info@satbayev.university

² Kazakh Automobile and Road Institute named after L.B. Goncharov, Republic of Kazakhstan, nazym007@mail.ru

✉ aigera_ask@mail.ru

Abstract. Introduction. Eccentric–cycloidal gear reducers represent a promising type of drive for mining conveyor equipment due to their high shock resistance, multi-tooth load distribution and tolerance to contamination. However, the dynamic behavior of the contact interaction between the eccentric tooth and the cycloidal wheel has not been sufficiently quantified. This limits their large-scale implementation in heavy industrial environments. A detailed analysis of vibration stability, contact force patterns, and geometric conformity of the tooth profile is required to assess operational reliability. **Purpose of the study.** The aim of this research is to perform a numerical investigation of dynamic contact forces and vibration processes in an eccentric–cycloidal gear reducer used in mining conveyor drives and to evaluate the geometric conformity of the transmission by means of spectral and time-domain analysis. **Materials and methods.** A multibody dynamic model was developed in MSC Adams. The reducer geometry was imported from Autodesk Inventor, including real bearing parameters, material properties, inertial characteristics, and kinematic constraints. The tooth contact was described using a nonlinear Hertzian model with damping and Coulomb friction. Simulations were performed at an input speed of 750 rpm, gear ratio $i = 9$ and load torque of 2 kN·m. Vibration acceleration, contact force histories, frequency spectra, and impulse loads during tooth engagement were analyzed. **Results.** The acceleration of the eccentric shaft reached 350 mm/s² due to local oscillations in bearing units, while vibrations in the gear mesh were effectively damped to 0.004 mm/s². The contact force exhibited a pronounced impulse of approximately 300 N during tooth engagement. Frequency analysis revealed a single dominant harmonic corresponding to the meshing frequency, without additional resonance peaks, indicating high geometric conformity of the cycloidal profile. The minimal contact area reduces the likelihood of pitting and surface chipping. **Discussion.** The results demonstrate high vibration resistance of the eccentric–cycloidal transmission and its suitability for mining conveyor applications with variable dynamic loads. The impulse nature of the contact force was quantified and shown to be within acceptable limits. Validation on a laboratory conveyor confirmed the accuracy of the numerical model and uniform motion transfer without phase delays. **Conclusions.** The investigated gear reducer exhibits low dynamic losses, stable load transfer and high vibration resistance. Numerical simulation confirms its potential for reliable operation in mining conveyor drives and its feasibility for replacing traditional gear systems under harsh industrial conditions. **General conclusions.** The eccentric–cycloidal reducer demonstrates favorable dynamic behavior, with low contact stresses and absence of detrimental resonant harmonics. The results support its further industrial implementation and optimization. **Practical significance and future research.** The findings may be used for designing energy-efficient conveyor drives, optimizing cycloidal tooth profiles, estimating fatigue life and developing digital twins of gearbox systems. Future research should focus on wear modeling, shaft misalignment effects, and thermo-mechanical behavior of the gear mesh.

Keywords: conveyor drive, eccentric-cycloidal transmission, dynamics, vibration, numerical models, Adams MSC, Hertzian contact; geometric consistency

For citation: Tatybaev M.K., Saidinbayeva N.D., Seitkazy N.S., Assan A.E. Numerical study of dynamic contact loads in an eccentric-cycloidal transmission of a transport conveyor drive used in the mining industry. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2025, vol. 17, no. 3, pp. 1630–1641. (In Russ.). DOI: 10.21177/1998-4502-2025-17-3-1630-1641.

Введение

Потребность в твердых полезных ископаемых в мире ежегодно увеличивается на 0,6–1,5 %. В концепции развития топливно-энергетического комплекса Республики Казахстан на 2023–2029 гг. предусмотрено ежегодное увеличение добычи угля. Министерство промышленности и строительства РК реализует государственную политику в сфере угольной промышленности [1–3].

В целях обеспечения потребности энергопроизводящих и промышленных предприятий, бюджетных организаций и населения в угольной продукции ведется работа по увеличению добычи угля с поэтапным переходом на углехимию [4], а

также повышению экспортного потенциала страны. В ближайшее время на Богатырском угольном руднике ожидается запуск циклично-поточной технологии. Это позволит увеличить добычу угля с 42 до 50 млн т [5–9]. Доля экспорта угля в общем объеме добытого угля составляет 26–28 %. Анализ экспорта угля за последние пять лет показывает, что экспортный потенциал носит прогрессивный характер. По данным Национального бюро статистики РК, экспорт каменного угля и лигнита в страны дальнего зарубежья увеличился в 6,5 раза (до значения в 8,5 млн т). Это связано, прежде всего, с ростом спроса на казахстанский уголь со стороны государств Евросоюза.

Таким образом, экспортный потенциал недропользователей Республики Казахстан будет расти в соответствии с мировым спросом [10–14]. Это приведёт к формированию значительного спроса на транспортирующие энергоэффективные и высокопроизводительные системы. К такому оборудованию относятся конвейерные системы, а также современные козловые краны, поскольку процессы транспортировки горной массы и погрузочно-разгрузочные операции являются одними из наиболее трудоёмких и капиталоемких звеньев в технологической цепочке горного производства [15–19]. Однако из-за ряда конструктивных и эксплуатационных ограничений существующие конвейерные линии и крановые установки обладают существенными недостатками: ограниченная энергоэффективность при больших расстояниях транспортировки; повышенный износ приводов, высокая зависимость пропускной способности от стабильности работы отдельных узлов; недостаточная точность и скорость позиционирования кранов при манипулировании тяжёлыми грузами [20–24]. Указанные недостатки делают использование транспортного оборудования неэффективным для достижения рабочих объёмов, диктуемых текущими потребностями отрасли.

Одной из ответственных и подверженных нагрузкам частей горной машины является трансмиссия, которая, помимо прочего, определяет ее массу и габариты. Основными компонентами трансмиссии являются зубчатые колеса, от работоспособности которых во многом зависит надежность и долговечность машины в целом. Анализ приводных устройств, используемых в подземных угольных шахтах, показывает, что более 50 % проблем связаны с входной ступенью, которая представляет собой наклонную ступень [25–28]. На буроугольных шахтах можно заметить аналогичную проблему (рис. 1 и 2).

С учетом высокой ответственности приводных узлов и необходимости обеспечения непрерывной транспортировки угля, возникает потребность в применении более надёжных и устойчивых решений. Одним из таких вариантов являются эксцентрик-циклоидные приводы, которые отличаются повышенной ударостойкостью, распределением нагрузки по нескольким зубьям, устойчивостью к загрязнению и долговечностью [10–12]. Внедрение ЭЦ-редукторов позволяет снизить аварийность транспортных систем, улучшить вибронадёжность оборудования и существенно увеличить межре-

монтный ресурс приводов. Компьютерное моделирование динамики нового ЭЦ передачи позволит предсказать геометрическую согласованность передачи и оценить силы контакта в зацеплении [13–15].

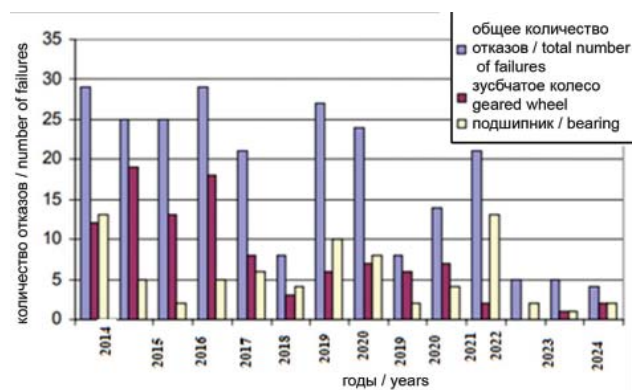


Рис. 1. Количество отказов редуктора приводного узла, используемого в ЦПТ (циклично-поточной системе)

Fig. 1. Number of failures of drive unit gearbox used in CBS

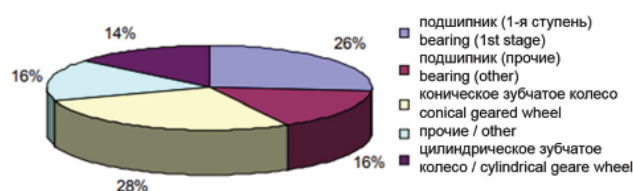


Рис. 2. Процент отказов редукторов, применяемых в подземной угольной шахте

Fig. 2. Percentage of failures for gearboxes used in underground coal mine

Проведенное моделирование послужит рекомендацией для замены традиционных зубчатых приводов на эксцентрик-циклоидные как более эффективные и надёжные приводы для условий угольных месторождений.

Цель исследования: создать динамическую модель передачи с модифицированным профилем, имитировать контакт и вызванные им вибрационные явления в зацеплении ведомого и ведущего вала-эксцентрика, и колеса.

Объект исследования

Объектом исследования является редуктор на основе эксцентрик-циклоидальной передачи. В этой передаче используется эксцентриковый профиль дуги окружности на одной шестерне, которая позволяет использовать чрезвычайно малое число зубьев, вплоть до однозубой шестерни (рис. 3). Благодаря профилю дуги окружности колеса имеет форму циклоидальной кривой, которую также называют трохоидой [3].

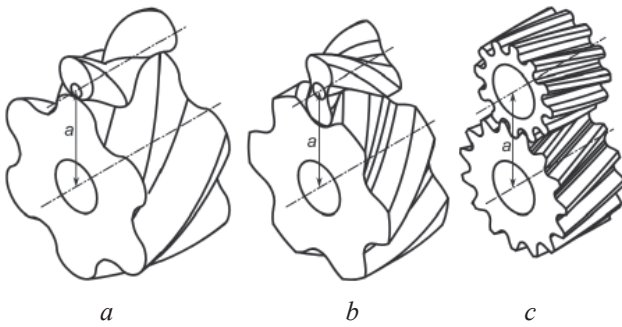


Рис. 3. Зубчатые передачи ЕС с одинаковым межосевым расстоянием: $a - z_1 = 1, z_2 = 6$; $b - z_1 = 2, z_2 = 6$; $c - z_1 = 12, z_2 = 15$

Fig. 3. Various EC gear transmissions with the same center distance: $a - z_1 = 1, z_2 = 6$; $b - z_1 = 2, z_2 = 6$; $c - z_1 = 12, z_2 = 15$

На рис. 3, *a* показана замкнутая форма циклоидальной кривой, которая представляет собой боковые стороны зубчатого колеса для зацепления с однозубой шестерней.

3D-модель сборки зубчатой передачи приведена на рис. 4.

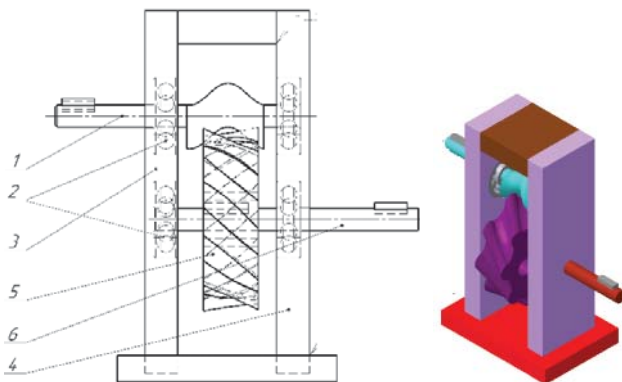


Рис. 4. 3D модель сборки зубчатой передачи: 1 – винтовой вала; 2 – подшипники; 3, 4 – стойки; 5 – ведомое колесо

Fig. 4. 3D assembly model of the transmission: 1 – helical shaft; 2 – bearings; 3, 4 – supports; 5 – driven wheel

Циклоидальный редуктор использует эксцентриковый ввод с «вилянием» диска по неподвижному венцу и передачей момента через ролики/пальцы на выход. К ключевым преимуществам, релевантным горной технике, относят:

- высокую ударную стойкость и перегрузочную способность за счёт распределения нагрузок (много зубьев в контакте);
- компактность и высокий момент на единицу массы/габарита – ценно для проходческих органов с ограничениями по габариту;
- низкий люфт и стабильность кинематики (важно для управляемой проходки и машин с автоматикой);
- сравнительно высокий КПД при больших значениях i и возможность каскадирования ступеней.

Методы и методика исследования

На практике цель моделирования состоит в том, чтобы понять физические явления, имитировать поведение исследуемой машины в виртуальной среде, воссоздать ее на модели и затем повлиять на ее поведение определенным образом.

В статье [16] представлены усовершенствованные вычислительные модели, подходящие для разработки современного силового агрегата с акцентом на шум и вибрацию. Существует несколько методов моделирования приводов движения, таких как математическое моделирование (например, Matlab Simulink), методы конечных элементов (например, Ansys) и многотельные динамические методы (например, MSC.Адамс) [17–19]. Последний подход, является наиболее подходящим для анализа вибрационных сигналов, поскольку он позволяет нам анализировать силу контакта во временной области даже в спектре, который позволяет точно выразить нелинейные эффекты жесткости, люфта зубчатых колес, подшипников вращения, эксцентриситета, несоосности, дисбаланса и других нелинейных явлений.

Цель вычислительного эксперимента – имитировать контакт и вызванные им вибрационные явления в зацеплении ведомого и ведущего вала-эксцентрика, и колеса. Несогласованность геометрических поверхностей один из наиболее распространенных и опасных сбоев в работе, связанный с повышенным уровнем шума и вибрации, разрушением механизмов и других конструкций [20–22]. Ниже приведены ос-

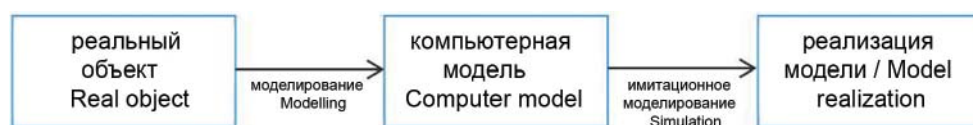


Рис. 5. Алгоритм моделирования

Fig. 5. Modeling algorithm

новные процедуры, необходимые для проведения анализа сигнала вибрации в MSC.Adams:

- создание физических объектов, включая точные геометрические формы, такие как длина, ширина, глубина, габариты и расстояние между валами;
- введение физических характеристик, таких как инерция вращения, масса;
- выполнение кинематических определений, таких как перемещение и вращение;
- моделирование, связанное с созданием связей между телами движения, задание движения, сил и наблюдение за поведением модели;
- запись и анализ результатов в MSC.Адамс/Постобработка [2].

Первый шаг работы – перенос CAD системы в Адамс (рис. 6).



Рис. 6. Пространственная модель эксцентрика и циклоидальной шестерни в составе ЭЦ-передачи

Fig. 6. Spatial model of the eccentric and cycloidal gear in the EC drive

Существует два способа выполнить преобразование данных между Inventor и MSC.Adams:

а) используя промежуточные типы форматов (Parasolid, Step, Iges, Sat и т. д.), которые могут помочь MSC.Адамса для точной идентификации геометрических форм компонентов, созданных другим программным обеспечением;

б) прямой перенос с использованием интерфейса, предоставляемого MSC.Adams, который позволяет сохранить каждый компонент, созданный в другом программном обеспечении, как независимую часть в MSC.Адамс. Эта функция очень полезна для последующих шагов и используется для выполнения преобразования данных.

Когда модель передачи импортируется описанным выше способом, каждый компонент стоит отдельно в MSC.Adams и не связан с другими компонентами. Из-за этого они не будут составлять реальную виртуальную модель и не смогут работать должным образом.

Далее необходимо выполнить две процедуры:

а) добавление параметров материала, позволяющих получить физические данные шестерен и валов, такие как положение оси вращения, масса, жесткость и инерция вращения, определенные в соответствии с результатами инженерных расчетов и спецификацией производителя;

б) добавление крутящего момента и кинематических ограничений. Все виртуальные подшипники SKF, которые были выбраны на основе эквивалентных параметров реальных российских подшипников, также добавлены в модель (рис. 7).

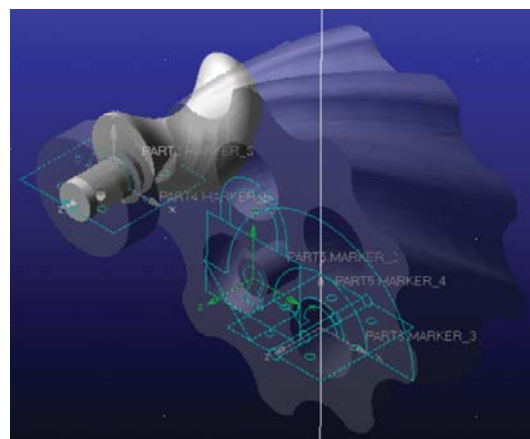


Рис. 7. Модель редуктора со связями и маркером вращения

Fig. 7. Gearbox model with constraints and a rotation marker

При интеграции программных сред MBD и CAD анализ MBD позволяет получить информацию о состоянии движения и нагрузках механической системы, нетривиальной геометрии тел. В пакете реализовано несколько методов формализации и решения систем однородных дифференциальных уравнений, что позволяет осуществлять моделирование механизмов различной степени сложности. Фундаментальный подход, применяемый ADAMS, использует формулировку Лагранжа второй формы, полученную с помощью следующих уравнений [24]:

$$F_j = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} + \sum_{i=1}^m \frac{d\Phi_i^T}{dq_j} - Q_j = 0, \quad \text{for } j = 1, \dots, n \quad \Phi_i = 0, \quad (1)$$

где q – обобщённая координата; F – уравнение равновесия в направлении обобщённых координат; L – Лагранж ($L = T - V$), здесь T – кинетическая энергия; V – потенциальная энергия; Φ – алгебраические уравнения связей; λ – множитель Лагранжа; Q – обобщённая сила; n – число обобщённых координат; m – число уравнений связей (или $m = n$).

Подход выбора параметров контактного усилия учитывает явления, происходящие только внутри передач. Этот подход используется для расчета динамических контактных усилий между зубьями. Существует два типа контакта, которые могут быть смоделированы между поверхностями соприкасающихся тел. Первый – это прерывистый контакт, такой как падающий мяч, подпрыгивающий на полу. Другой – непрерывный, в котором контакт определяется как нелинейная пружина [26]. Учитывая суть задачи, был задан непрерывный контакт. При использовании метода Impact алгоритм расчета силы контакта может быть определен следующим образом.

$$F = \begin{cases} K(x_0 + x)^e + CS_x; & x < x_0; \\ 0, & x \geq x_0, \end{cases} \quad (2)$$

$$S = \begin{cases} 0; & \\ \left[3 - 2(x_0 - x)\right](x_0 - x)^2; & \\ 1, & \end{cases} \quad (3)$$

$$x > x_0, x_0 - d < x < x_0, x \leq x_0 - d,$$

где F – сила контакта; x_0 – начальное расстояние (порог начала контакта), это расстояние между поверхностями при нулевой деформации.

Контакт начинается, когда: $x < x_0$; x – текущее расстояние между двумя поверхностями, когда тела сближаются и x становится меньше x_0 , возникает проникновение $\delta = x - x_0$; K – коэффициент жёсткости контакта; e – показатель степени (экспонента жёсткости); C – коэффициент демпфирования; $\frac{dx}{dt}$ – относительное сближение тел; S – сглаживающая функция (shape function), позволяет демпфированию включаться плавно (чтобы не было разрыва в F); d – глубина плавного перехода (damping onset depth), задаёт диапазон, в котором демпфирование включается постепенно.

Все параметры контактной силы рассматриваются следующим образом: согласно теории упругого контакта Герца, жесткость двух соприкасающихся тел тел описывается парой идеально

соприкасающихся цилиндрических тел и может быть определена следующим образом [5, 27]

$$K = \frac{4}{3} R^{\frac{1}{2}} E^* = \frac{4}{3} \left[\frac{id_1 \cos \alpha_i \tan \alpha'_i}{2(1+i) \cos \beta_b} \right]^{\frac{1}{2}};$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2},$$

$$\beta_b = \alpha \tan(\tan \beta \cos \alpha_i);$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}, \quad (4)$$

где R_1 и R_2 – эквивалентные радиусы двух точек контакта зубчатого колеса; E^* – эквивалентные модуль Юнга двух соприкасающихся тел; i – передаточное число; d_1 – диаметр окружности стандартного шага; α'_i и α_i – угол поперечного давления на зацепленной окружности и окружности стандартного шага; β и β_b – угол наклона спирали на окружности шага и базовой окружности; ν_1 и ν_2 – коэффициент Пуассона ведущей шестерни и шестерни ведомого колеса; E_1 и E_2 – модуль Юнга материала двух шестерен, соответственно.

Контактную жесткость в зацеплении рассчитывали при условиях:

1. Предполагается, что шестерни редуктора изготовлены из легированной стали с модулем Юнга $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм² и коэффициентом Пуассона $\nu = 0,29$.

2 Показатель усилия $e = 1,5$ основан на расчетной скорости и является результатом многочисленных пробных симуляций.

3. Глубина проникновения $d = 0,1$ мм основана на численной сходимости в MSC.Адамс.

4. Коэффициент демпфирования $C = 3000$ Нс/мм, поскольку, вообще говоря, коэффициент демпфирования составляет от 0,1 до 1 % от жесткости K [11].

5. Между зубчатыми колесами возникает сила трения. Чтобы определить кулоновское трение в MSC.Адамс, такие параметры как коэффициент динамического или статического трения и соответствующие скорости, выбраны из справочников по механике. Также предполагается, что передача хорошо смазана.

Редуктор используется для передачи мощности двигателя и крутящего момента конвейера. Выбранные условия эксплуатации основаны на характеристиках работы передач в полевых условиях и они входят в число огромного количества возможных вариантов, которые могут быть применены к виртуальной коробке передач.

Частота вращения входного вала $n = 750$ об/мин. Крутящий момент нагрузки может быть рассчитан, исходя из максимального крутящего момента двигателя, и соответствующего передаточного числа ($i = 9$), затем на выходной вал подается крутящий момент нагрузки, равный 2 кН·м. Другие параметры применяются следующим образом: время моделирования (время окончания) – 1 с и шаг моделирования (размер шага) – 0,0001 с.

Результаты исследования и обсуждение

Благодаря виртуальной модели удалось предсказать качество зацепления в ЭЦ передаче и определить уровень сил возникающих на площадке контакта двух колес. На рис. 8 и 9 показаны данные виброускорений вала и колеса.

Несмотря на то, что явно видно увеличение виброускорений вала эксцентрика за счет вибрации в подшипниках до уровня 350 мм/с² (рис. 11), отмечается гашение колебаний демпфированием контакта с большим колесом до уровня 0,004 мм/с².

На рис. 10 и 11 представлены диаграммы изменений сил к контакте.

На рис. 11 представлены частотные спектры. Основная гармоника имеет величину 300 Н при вхождении в зацепление, далее мы видим более ровную

кривую, что говорит о полной согласованности геометрии и относительно небольшой площади контакта что ведет к меньшей площади повреждения, таких как выкрашивание и сколы поверхности зубьев.

Когда зуб входит в зацепление, генерируется импульс. Таким образом, импульс генерируется геометрической несогласованностью.

На рис. 12 представлены детали редуктора, напечатанные с применением технологии FGF.

Редуктор был интегрирован в привод лабораторного конвейера, который находится в технопарке КазННТУ им. К.И. Сатпаева.

На рис. 13 приведены собранный редуктор а и сборка редуктора с лабораторным конвейером б.

Кинематические параметры работы лабораторного конвейера были определены с помощью датчиков линейной и вращательной скорости.

Полученные параметры скорости вращения вала двигателя и линейной скорости конвейерной ленты при передаточном числе 9 показывают, что движение трансформируется равномерно, без выраженных скачков и фазовых задержек. Это указывает на согласованность профиля зубьев и минимальную геометрическую погрешность зацепления, что снижает вероятность возникновения виброударов и повышает ресурс работы узла.

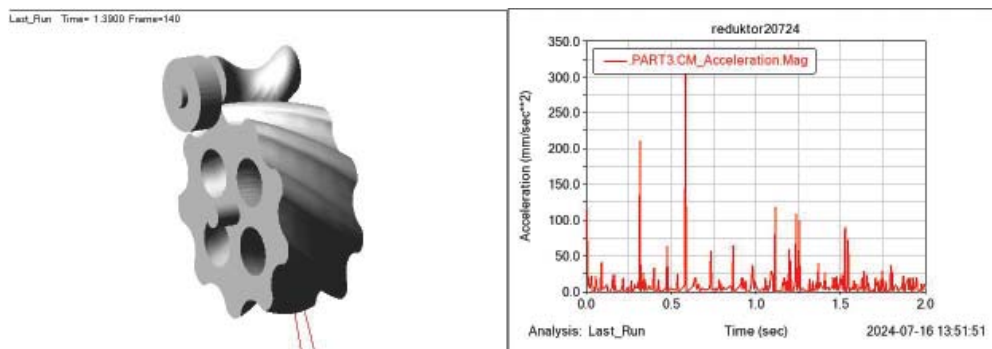


Рис. 8. Виброускорения вала-эксцентрика
Fig. 8. Vibration accelerations of the eccentric shaft

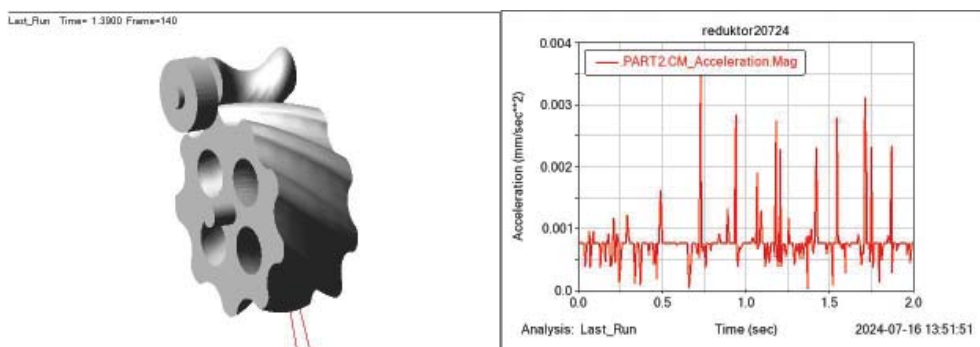


Рис. 9. Виброускорения ведомого колеса
Fig. 9. Vibration accelerations of the driven gear

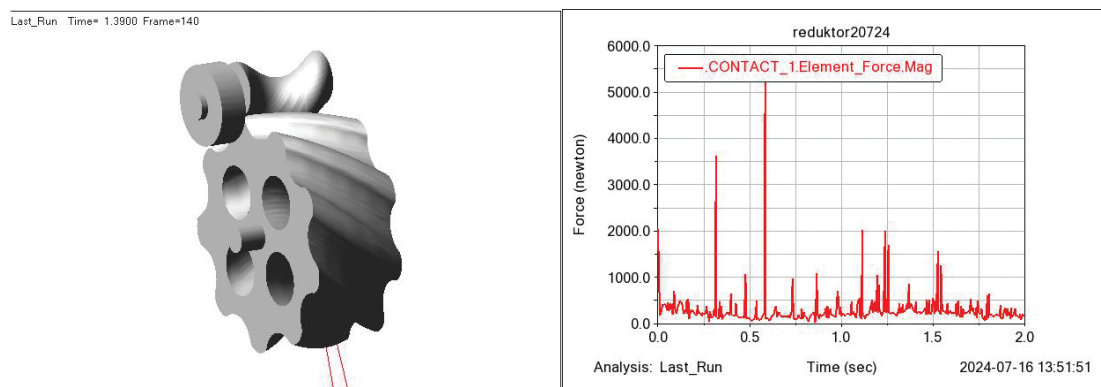


Рис. 10. Диаграмма силы контакта в зацеплении
Fig. 10. Contact force diagram in the gearing

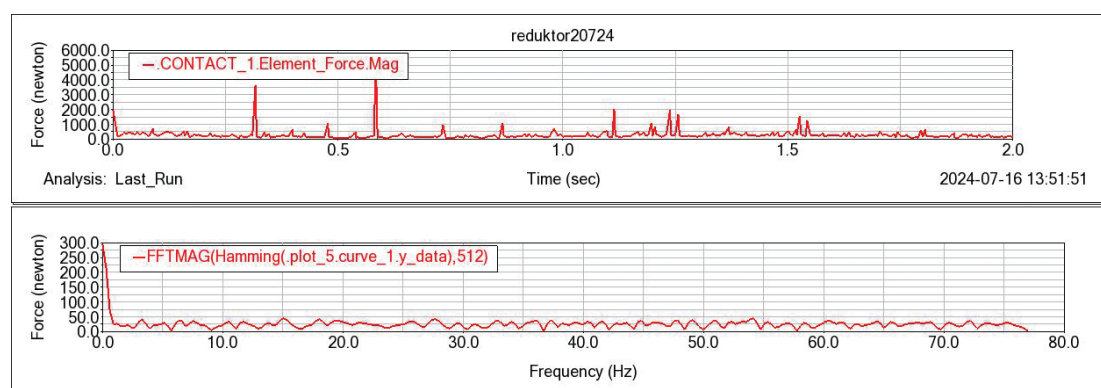
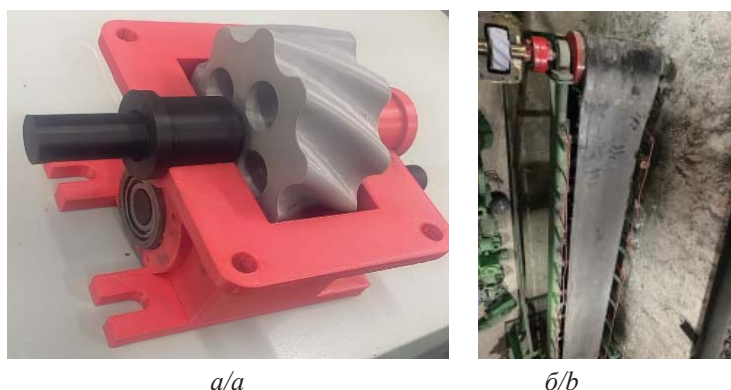


Рис. 11. Изменение сил контакта от частоты вращения
Fig. 11. Variation of contact forces with rotational speed



Рис. 12. Детали редуктора
Fig. 12. Gearbox components



a/a

б/б

Рис. 13. Сборка редуктора (а) и сборка редуктора с лабораторным конвейером (б)
Fig. 13. Assembly: a – of the gearbox; b – of the gearbox with the laboratory conveyor

Заключение

1. Проведённое исследование, основанное на численном моделировании динамических процессов в эксцентрико-циклоидной передаче, позволило комплексно оценить характер контактного взаимодействия, вибрационные проявления и кинематическую согласованность элементов редуктора, применяемого в приводах горнодобывающих конвейеров.

2. Разработанная многотельная динамическая модель, реализованная в программном комплексе MSC.Adams с использованием нелинейной контактной модели Герца, обеспечила возможность детального анализа временных и спектральных характеристик нагружения, а также позволила выявить закономерности перераспределения динамических усилий в зоне зацепления. В результате выполненных вычислительных экспериментов подтверждена работоспособность и высокая виброустойчивость эксцентрико-циклоидного редуктора в условиях эксплуатационных нагрузок, характерных для транспортирующих систем горной промышленности.

3. Результаты численного моделирования показали, что виброускорения на валу-эксцентрик, обусловленные локальными колебательными процессами в подшипниковых узлах, достигают максимального значения порядка 350 мм/с^2 . При этом в зоне непосредственного зубчатого зацепления наблюдается выраженный демпфирующий эффект, вследствие которого уровень виброускорений снижается до $0,004 \text{ мм/с}^2$, что свидетельствует о высокой способности циклоидального профиля к гашению колебаний.

4. Анализ контактных нагрузок установил импульсный характер нагружения в моменты входа зуба в зацепление; амплитуда основного силового импульса составляет около 300 Н , оставаясь в пределах допустимых значений для передач данного класса. Спектральный анализ динамических сил выявил наличие одной доминирующей гармоник, соответствующей частоте зацепления, при отсутствии дополнительных резонансных пиков, что указывает на высокую геометрическую согласованность профиля циклоидального впадин и эксцентрикового зуба.

5. Дополнительные результаты моделирования подтвердили, что распределение контактных напряжений носит локализованный, но устойчивый характер без формирования протяжённых зон перегрузки. Это обеспечивает снижение вероятности выкрашивания, питтинга и сколов рабочих поверх-

ностей зубьев. Расчётные параметры контактного взаимодействия, полученные при скорости вращения входного вала 750 об/мин , передаточном числе $i = 9$ и нагрузочном моменте $2 \text{ кН}\cdot\text{м}$, продемонстрировали стабильность передачи крутящего момента без скачкообразных динамических перегрузок. Имитационное моделирование с шагом интегрирования $0,0001 \text{ с}$ позволило зафиксировать отсутствие фазовых задержек и ударных резонансных эффектов в установившемся режиме.

6. Экспериментальная верификация численной модели, выполненная на лабораторном конвейерном стенде, показала высокую сходимость кинематических параметров. Измеренные значения угловой скорости выходного вала и линейной скорости конвейерной ленты подтвердили равномерность трансформации движения при заданном передаточном числе. Отсутствие выраженных скачков скорости и фазовых смещений свидетельствует о минимальной геометрической погрешности зацепления и высокой точности профилирования зубьев.

7. Совокупность полученных результатов позволяет сделать обобщённый вывод о том, что эксцентрико-циклоидный редуктор характеризуется пониженным уровнем динамических потерь, устойчивым распределением контактных нагрузок и эффективным вибродемпфированием. Выявленные закономерности динамического поведения подтверждают возможность эксплуатации передачи в условиях переменных и ударных нагрузок, характерных для горнодобывающих конвейерных систем. При этом снижение амплитуд вибраций в зоне зацепления в несколько раз по сравнению с валом-эксцентриком указывает на высокий потенциал повышения ресурса подшипниковых и зубчатых узлов.

8. Практическая значимость выполненной работы заключается в возможности использования разработанной методики моделирования при проектировании и модернизации приводов транспортирующего оборудования. Полученные численные зависимости могут применяться при оптимизации геометрии циклоидального профиля, расчёте долговечности зубчатых элементов, прогнозировании виброакустических характеристик и выборе рациональных режимов нагружения. Внедрение эксцентрико-циклоидных редукторов в конвейерные системы горной промышленности позволит повысить энергоэффективность приводов, снизить эксплуатационные затраты и увеличить межремонтные интервалы оборудования.

9. Перспективы дальнейших исследований связаны с развитием цифровых двойников редукторных узлов, расширением диапазона моделируемых нагрузочных режимов и учётом эксплуатационных факторов реального производства. Наиболее актуальными направлениями являются моделирование износа и усталостного разрушения зубьев, анализ влияния несоосности валов и технологических погрешностей сборки, а также исследование термомеханических процессов в зоне контакта.

10. Интеграция интеллектуальных систем мониторинга и адаптивных алгоритмов управления позволит в дальнейшем обеспечить прогнозирование технического состояния приводов и повысить надёжность транспортных комплексов горной промышленности в долгосрочной перспективе.

Выводы

1. В статье представлены результаты комплексного численного исследования динамических процессов в эксцентрико-циклоидной передаче, ориентированной на применение в приводах горнодобывающих конвейеров. Разработанная многотельная модель, реализованная в программной среде MSC Adams с использованием нелинейной контактной модели Герца, позволила установить закономерности формирования контактных усилий и вибрационных реакций при эксплуатационных режимах работы. Установлено, что при частоте вращения входного вала 750 об/мин, передаточном числе $i = 9$ и нагрузочном моменте 2 кН·м обеспечивается устойчивая передача крутящего момента без динамических перегрузок и резонансных отклонений кинематических параметров.

2. По результатам моделирования выявлено, что максимальные виброускорения на валу-эксцентрик, обусловленные колебательными процессами в подшипниковых узлах, достигают 350 мм/с^2 , однако в зоне зубчатого зацепления наблюдается их интенсивное демпфирование до уровня порядка $0,004 \text{ мм/с}^2$. Установленный эффект виброгашения свидетельствует о благоприятных условиях контактного взаимодействия и высокой демпфирующей способности циклоидального профиля, что

снижает динамическую нагруженность передачи и повышает устойчивость её работы.

3. Анализ силового взаимодействия показал, что нагружение в зацеплении носит импульсный характер и проявляется в моменты входа зуба в контакт. Амплитуда основного динамического импульса составляет около 300 Н, что соответствует допустимым значениям для передач данного типоразмера. Спектральный анализ контактных сил выявил наличие одной выраженной гармоник, соответствующей частоте зацепления, при отсутствии дополнительных резонансных составляющих, что подтверждает высокую точность геометрического профилирования циклоидальных впадин и эксцентрикового зуба.

4. Численные эксперименты показали, что распределение контактных напряжений характеризуется ограниченной зоной локального взаимодействия без формирования протяжённых областей перегрузки. Это обеспечивает снижение риска поверхностных повреждений – выкрашивания, микропиттинга и сколов зубьев – и способствует увеличению долговечности передачи при работе в условиях переменных нагрузок горной промышленности.

5. Экспериментальная апробация редуктора в составе лабораторного конвейерного привода подтвердила адекватность разработанной численной модели. Зафиксировано равномерное преобразование угловой скорости двигателя в линейную скорость конвейерной ленты при заданном передаточном числе, без фазовых задержек и кинематических скачков, что указывает на согласованность профиля зацепления и стабильность передачи движения.

6. Совокупность полученных расчётных и экспериментальных данных подтверждает, что эксцентрико-циклоидная передача обладает пониженным уровнем динамических потерь, устойчивым характером контактного взаимодействия и высокой вибрационной надёжностью. Установленные динамические характеристики соответствуют требованиям, предъявляемым к приводам транспортирующего оборудования тяжёлых горнотехнических комплексов, и обосновывают целесообразность дальнейшего внедрения передач данного типа в промышленную эксплуатацию.

References

1. Dubov G., Trukhmanov D., Chegoshchev A., Ashikhmin V. Substantiation of the Need to Create an Eccentric Cycloidal Gearing Transmission of Geokhod. *E3S Web of Conferences*, 2018, vol. 41, p. 03008. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20184103008>.
2. Nikitin V.I. Problem solution analysis on finding the velocity distribution for laminar flow of a non-linear viscous flushing fluid in the annular space of a well. *Journal of Mining Institute*, 2022, vol. 258, pp. 964–975. <https://doi.org/10.31897/PMI.2022.93>.
3. Tananykhin D., Khusainov R. Diffusion of nonionic surfactants from aqueous solutions into viscous oil.

- Petroleum Science and Technology*, 2016, vol. 34, no. 24, pp. 1984–1988. <https://doi.org/10.1080/10916466.2016.1233245>.
4. Klyuev R.V. Improving the energy efficiency of heat production during the utilization of coal mine methane in gas piston power plants. *Coal*, 2025, no. 1, pp. 105–108. <https://doi.org/10.18796/0041-5790-2025-1-105-108>.
 5. Podoprigora D., Markushina F.D. Overview of crosslinked polymer compositions for enhanced oil recovery. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2025, vol. 336, no. 7, pp. 78–96. <https://doi.org/10.18799/24131830/2025/7/4710>.
 6. Tananykhin D.S., Maksyutin A.V., Shagiakhmetov A.M. Laboratory study of terrigenous core samples strength after chemical consolidation. *Life Science Journal*, 2014, vol. 11, no. 6(Spec. iss.), pp. 304–306.
 7. Blazej R., Jurdziak L., Kirjanów-Błażej A., Kozłowski T. Identification of damage development in the core of steel cord belts with the diagnostic system. *Scientific Reports*, 2021, no. 11, art. 12349. <https://doi.org/10.1038/s41598-021-91538-z>.
 8. Nikitin V.I., Zhivaeva V.V., Mozgovoy G.S. Calculation of saturation and depth of filtrate penetration in the primary opening. *Engineering Innovations and Sustainable Development: Proceedings of the International Conference*. Cham: Springer, 2022, vol. 210. https://doi.org/10.1007/978-3-030-90843-0_30.
 9. Podoprigora D., Rogachev M. K., Byazrov R. Surfactant–Polymer Formulation for Chemical Flooding in Oil Reservoirs. *Energies*, 2025, vol. 18, no. 7, art. 1814. <https://doi.org/10.3390/en18071814>.
 10. Frago A., Martins R.F., Soares A.C. Failure analysis of a ball mill located in a cement's production line. *Engineering Failure Analysis*, 2022, vol. 138, p. 106339. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2022.106339>.
 11. Batukhtin A.G., Kobylkin M.V., Rikker Y.O., Batukhtin S.G. Research and analysis of the low-temperature potential of heat networks. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, vol. 791(1), p. 012039.
 12. Korobov G.Y. Depth computation for the onset of organic sedimentation formation in the oil producing well as exemplified by the Sibirskoye oil field. *Acta Technica CSAV*, 2018, vol. 63, no. 3, pp. 481–492.
 13. Batsch M., Wydrzyński D., Przeszlowski L. Tooth contact analysis of cylindrical gears with an unconventional tooth profile. *Advances in Science and Technology – Research Journal*, 2022, vol. 16(4), pp. 119–129. <https://doi.org/10.12913/22998624/152172>.
 14. Dubov G., Trukhmanov D., Chegoshev A. et al. Substantiation of the need to create an eccentric cycloidal gearing transmission of geokhod. *E3s Web Conf.*, 2018, vol. 41, p. 03008. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20184103008>.
 15. Luu T.-T., Tran Thi T.-H., Wu Yu.-R. A novel topology modification of spur gear flanks to enhance contact performance and lubrication ability. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 199, p. 105670. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105>.
 16. Podoprigora D., Raupov I. Research of the influence of polymeric drilling mud on the filtration-capacitive properties of polymictic sandstones. *Acta Technica CSAV*, 2018, vol. 63, no. 4, pp. 537–546.
 17. Sapietova A., Dekys V. Use of MSC.Adams Software Product in Modelling Vibration Sources. *Communications – Scientific letters of the University of Zilina*, 2016, vol. 18(1A), pp. 101–107. <https://doi.org/10.26552/com.C.2016.1A.101-107>.
 18. Ivanov V.A., Erkaev N.V. Modeling the Operation of a Centrifugal Pump with a Rotor Imbalance. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2020, no. 49(12). <https://doi.org/10.3103/S1052618820120055>.
 19. Didmanidze O.N., Karelina M.Yu., Klyuev R.V., Martyushev N.V., Serdechnyy D.V. Application of artificial intelligence and modern technologies in geomonitoring to improve the efficiency of the mining industry utilising the earth's resources. *News of the National Academy of Sciences of the Republic of Kazakhstan, Series of Geology and Technical Sciences*, 2025, vol. 2, pp. 84–96. <https://doi.org/10.32014/2025.2518-170X.492>.
 20. Isaeva I., Povetkin V., Isametova M., Bukayeva A., Ibragimova Z. Assessment of dynamic parameters of heavy-duty gears. *Vibroengineering Procedia Open source preview*, 2016, no. 10, pp. 46–51.
 21. Golik V.I., Stradanchenko S.G., Maslennikov S.A. Experimental study of non-waste recycling tailings ferruginous quartzite. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2015, vol. 10, no. 15, pp. 35410–35416.
 22. Agzamov A., Efendiyev G., Moldabayeva G.Zh., Tuzelbayeva Sh., Zaurbekov K. On the degree of influence of water flooding on the oil recovery factor from productive formations of high-viscosity reservoirs X, represented by terrigenous reservoirs. *Kompleksnoe Ispolzovanie Mineralnogo Syra*, 2023, vol. 326, no. 3, pp. 50–58. <https://doi.org/10.31643/2023/6445.28>.
 23. Spitas C., Spitas V. A FEM study of the bending strength of circular fillet gear teeth compared to trochoidal fillets produced with enlarged cutter tip radius. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 2007, vol. 35(1), pp. 59–73. <https://doi.org/10.1080/15397730601182802>.
 24. Alireza S., Mahdi K., Mehrdad S., Sareh S. Effect of Impeller Diameter on Dynamic Response of a Centrifugal Pump Rotor. *Vibration*, 2021, no. 4, pp. 117–129. <https://doi.org/10.3390/vibration4010010>.
 25. Rassokhin A., Ponomarev A., Karlina A. Nanostructured high-performance concretes based on low-strength aggregates. *Magazine of Civil Engineering*, 2022, no. 110(2), p. 11015.
 26. Furch J., Nguyen T.T. Simulation of failure in gearbox using MSC.ADAMS. *Acta universitatis agriculturae et silviculturae mendelianae brunensis*, 2017, vol. 65(2), pp. 419–428. <https://doi.org/10.11118/actaun201765020419>.

27. Alipiev O. *Geometry and Forming of Epi and Hypocycloidal Toothed Wheels in Modified CycloTransmission* (Ph.D. Diss.). Ruse, 1988, pp. 1–36.

28. Ershov V.A., Sysoev I.A., Kondrat'ev V.V. Determination of aluminum oxide concentration in molten cryolite-alumina. *Metallurgist*, 2013, vol. 57(3–4), pp. 346–351.

Сведения об авторах

Татыбаев Мухтарбек Калмурзаевич – кандидат педагогических наук, ассоциированный профессор кафедры стандартизации, сертификации и метрологии, Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева, Республика Казахстан, г. Алматы, 050000, ул. Сатпаева, 22а; m.tatybayev@satbayev.university, <https://orcid.org/0000-0001-9980-1040>; Scopus Author ID: 56370640200



Information about the authors

Mukhtarbek K. Tatybaev – Cand. Sc., Associate Professor of the Department of Standardization, Certification and Metrology, K.I. Satbayev Kazakh National Research Technical University, 22a, Satpayeva str., Almaty, 050000, Republic of Kazakhstan; m.tatybayev@satbayev.university, <https://orcid.org/0000-0001-9980-1040>; Scopus Author ID: 56370640200

Сайдинбаева Назым Джасуровна – магистр технических наук, старший преподаватель, Казахский автомобильно-дорожный институт имени Л.Б. Гончарова, Республика Казахстан, 050012, г. Алматы, пр. Райымбека, 415В; nazym007@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7563-5276>, Scopus Author ID: 58577450300, Researcher ID: OPO-1235-2025



Nazym Dzh. Saidinbayeva – Master Sc., Senior Lecturer, Kazakh Automobile and Road Institute named after L.B. Goncharov, 415 B, Raimbek Ave., Almaty, 050012, Republic of Kazakhstan; nazym007@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7563-5276>, Scopus Author ID: 58577450300, Researcher ID: OPO-1235-2025

Сейтказы Нургул Сериккызы – магистр технических наук, докторант кафедры машиностроения, Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева, Республика Казахстан, г. Алматы, 050000, ул. Сатпаева, 22а; seytказы.nurgul@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7255-5692>, Scopus Author ID: 59396089900



Nurgul S. Seitkazy – Master Sc., PhD Cand., Department of Mechanical Engineering, K.I. Satbayev Kazakh National Research Technical University, 22a, Satpayeva str., Almaty, 050000, Republic of Kazakhstan; seytказы.nurgul@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-7255-5692>, Scopus Author ID: 59396089900

Асан Айгерим Ержанкызы – доктор технических наук, старший преподаватель кафедры машиностроения, Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева, Республика Казахстан, г. Алматы, 050000, ул. Сатпаева, 22а; aigera_ask@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4951-3953>, Scopus ID: 57223427973



Aigerim E. Assan – Dr. Sc., Senior Lecture, Department of Mechanical Engineering, K.I. Satbayev Kazakh National Research Technical University, 22a, Satpayeva str., Almaty, 050000, Republic of Kazakhstan; aigera_ask@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4951-3953>, Scopus ID: 57223427973

Автор-корреспондент: Асан А.Е.,
guldiz_astana@mail.ru

Corresponding author: Assan A.E.,
aigera_ask@mail.ru

Критерий авторства

Все авторы внесли равноценный вклад в подготовку материалов и публикацию статьи.

Contribution of the authors

All authors made an equivalent contribution to the preparation of materials and publication of the article.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Получена редакцией 31.07.2025
Получена после рецензии 15.08.2025
Принята к печати 30.08.2025

Received: 31.07.2025
Revised: 15.08.2025
Accepted: 30.08.2025