

## Силовой анализ и исследование напряжённо-деформированного состояния некруглых зубчатых колёс зубчато-рычажного циклового механизма

А.В. Новицкий<sup>a</sup>, А.А. Приходько<sup>b</sup>

Кубанский государственный технологический университет, ул. Московская, 2, Краснодар, Россия

<sup>a</sup> novitskiy\_19@mail.ru, <sup>b</sup> sannic92@gmail.com.

<sup>a</sup> <https://orcid.org/0000-0002-9423-4697>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0002-3885-8235>

Статья поступила 06.02.2026, принята 28.04.2026

*Механизмы циклового действия широко представлены в перемешивающих устройствах, машинах-автоматах, робототехнике, станках-качалках для добычи нефти, объёмных машинах и других устройствах, используемых в различных отраслях промышленности. При разработке машин подобного типа особое внимание уделяется уменьшению колебаний скорости начального звена, обусловленных переменной полезной нагрузкой и особенностями кинематики циклового механизма. В работе предлагается к исследованию перспективный метод снижения неравномерности вращения звена приведения, заключающийся в синтезе и включении в структурную схему механизма передачи некруглыми зубчатыми колёсами, которая устанавливается между двигателем и начальным звеном и позволяет перераспределять крутящий момент между холостым и рабочим ходом машины. Исследования кинетостатики проводились на примере трёх вариантов некруглых зубчатых колёс для различных частот вращения начального звена механизма: 900, 1200 и 1500 об/мин. С целью дальнейшего расчёта и проектирования цикловой машины проведён силовой анализ зубчато-рычажного кривошипно-ползунного механизма поршневого компрессора. Получены графики сил реакций в кинематических парах и уравновешивающего момента для трёх исследуемых вариантов. Показано, что значения реакций во вращательных кинематических парах лежат в допустимых пределах. С целью исследования прочности зубчатого зацепления проведён анализ напряжённо-деформированного состояния некруглых зубчатых колёс и верификация конечно-элементной модели путём сравнения реакций, полученных с помощью силового анализа и методом конечных элементов. Анализ полученных картин напряжений показал концентрацию нагрузки у основания зуба, которая достигает значений 140–160 МПа, что не превышает допустимых значений.*

**Ключевые слова:** цикловой механизм; неравномерность вращения; некруглые зубчатые колеса; силовой анализ; напряжённо-деформированное состояние.

## Force analysis and study of the stress-strain state of non-circular gears of a gear-lever cyclic mechanism

A.V. Novitsky<sup>a</sup>, A.A. Prikhodko<sup>b</sup>

Kuban State Technological University; 2, Moskovskaya St., Krasnodar, Russia

<sup>a</sup> novitskiy\_19@mail.ru, <sup>b</sup> sannic92@gmail.com

<sup>a</sup> <https://orcid.org/0000-0002-9423-4697>, <sup>b</sup> <https://orcid.org/0000-0002-3885-8235>

Received 06.02.2026, accepted 28.04.2026

*Cyclic mechanisms are widely used in stirred tanks, automatic machines, robotics, oil pumping, positive displacement machines, and other devices used in various industries. When developing machines of this type, special attention is paid to reducing speed fluctuations of the input link caused by variable load and the kinematic features of the cyclic mechanism. This study proposes a promising method for reducing the unevenness of rotation of the drive link, which involves synthesizing and incorporating non-circular gears into the structural diagram of the mechanism. The gears are installed between the motor and the initial link and allow for the redistribution of torque between the machine's idle and power strokes. Kinetostatic studies have been conducted using three non-circular gear cases for various initial link rotational speeds: 900, 1200, and 1500 rpm. For further calculation and design of a cyclic machine, a force analysis of the gear-lever crank-slider mechanism of a piston compressor has been carried out. Graphs of reaction forces in kinematic pairs and the balancing moment have been obtained for the three studied cases. It was shown that the reaction values in rotational kinematic pairs lie within the permissible limits. To study the strength of the gear engagement, an analysis of the stress-strain state of non-circular gears has been performed and the finite element model has been verified by comparing the reactions obtained using force analysis and the finite element method. Analysis of the obtained stress patterns reveals a load concentration at the tooth root, which reaches values of 140–160 MPa, which does not exceed the permissible values.*

**Keywords:** cyclic mechanism; rotation unevenness; non-circular gears; force analysis; stress-strain state.

**Введение и обзор литературы по теме исследования.** Цикловые машины применяются с целью точного и высокоэффективного воспроизведения повторяющихся операций, широко используются во многих секторах

экономики [1–3]. Наибольшее распространение получили рычажные механизмы, схема которых лежит в основе двигателей внутреннего сгорания, машин Стирлинга и Карно, поршневых компрессоров и насосов,

станков-качалок для добычи нефти, машин-автоматов и робототехнических систем, механических прессов, а также множества различных устройств и машин, используемых в энергетике, машиностроении, пищевой, строительной и других отраслях промышленности [2–5].

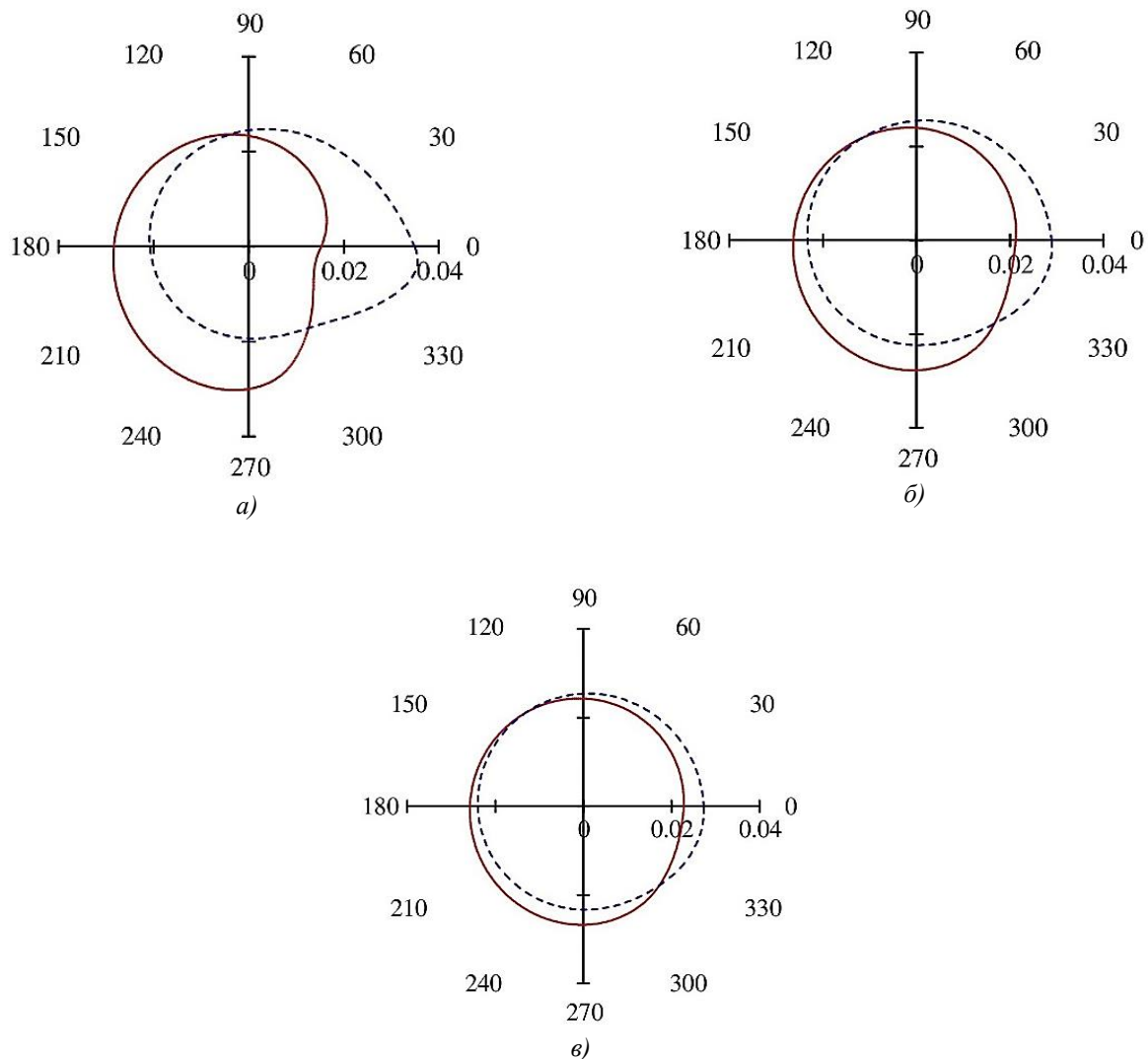
Рассматриваемые рычажные механизмы, в основном кривошипно-ползунные и шарнирные четырёхзвенники, представляют собой механическую систему с одной степенью свободы. При исследовании динамики и дальнейшем конструировании таких машин внимание исследователя сфокусировано на анализе неравномерности угловой скорости кривошипа, с целью снижения вибрационных и динамических нагрузок на электродвигатель и опоры. Уменьшение колебаний является актуальной задачей повышения качества продукции машиностроения [2, 3, 6].

Корректный расчёт и установка маховика является известным способом снижения флуктуаций угловой скорости [7–9], однако это приводит к значительному увеличению массогабаритных показателей машины. Высокой эффективностью обладают методы активной балансировки цикловых машин, заключающиеся во

включении в кинематическую схему рычажных механизмов или некруглых зубчатых колёс [10–14]. Последний способ является наиболее перспективным вследствие меньшего количества звеньев и широкими возможностями балансировки крутящего момента.

Пара некруглых зубчатых колёс устанавливается между валом двигателя и начальным звеном механизма (кривошипом), что позволяет перераспределять крутящий момент между рабочим и холостым ходом машины. Ранее [15] в качестве примера проведён динамический синтез трёх вариантов центроид некруглых зубчатых колёс для различных частот вращения: 900, 1200 и 1500 об/мин (рис. 1). Структурная схема кривошипно-ползунного механизма поршневого воздушного компрессора с парой некруглых зубчатых колёс для частоты вращения 900 об/мин показана на рис. 2.

Структурная схема состоит из кривошипа с закреплённым ведомым зубчатым колесом 1, шатуна 2, ползуна 3, ведущего некруглого зубчатого колеса 4; вращательных кинематических пар  $A, B, C, F$ , поступательной кинематической пары  $D$ ; высшей кинематической пары  $E$  (зубчатого зацепления).



**Рис. 1.** Центроиды некруглых зубчатых колёс: *а* – частота вращения 900 об/мин, *б* – частота вращения 1200 об/мин, *в* – частота вращения 1500 об/мин

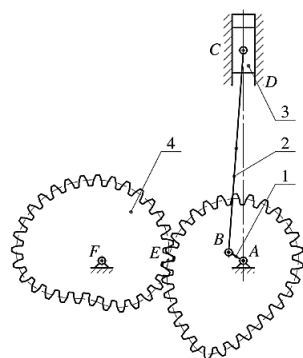


Рис. 2. Структурная схема зубчато-рычажного кривошипно-ползунного механизма компрессора

Исследование динамики поршневого компрессора при различных частотах вращения двигателя (рис. 3) показало высокую эффективность такого метода, наибольшее снижение наблюдалось при 1500 об/мин, при этом коэффициент неравномерности снизился в 2,9 раза.

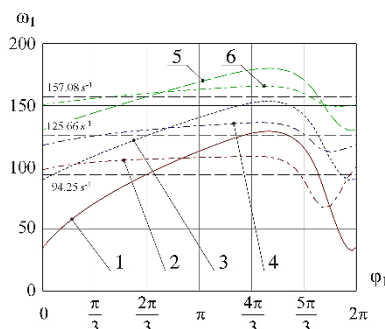


Рис. 3. Графики изменения угловой скорости звена привода: 1 – 900 об/мин без установки некруглых зубчатых колёс; 2 – 900 об/мин при установке первой пары некруглых колёс (вариант 1); 3 – 1200 об/мин без установки некруглых зубчатых колёс; 4 – 1200 об/мин при установке второй пары некруглых колёс (вариант 2); 5 – 1500 об/мин без установки некруглых зубчатых колёс; 6 – 1500 об/мин при установке третьей пары некруглых колёс (вариант 3)

Целью настоящей работы является исследование кинестатики кривошипно-ползунного механизма с некруглыми зубчатыми колёсами по схеме на рис. 2, а также анализ напряжённо-деформированного состояния зубчатых колёс.

**Силовой анализ кривошипно-ползунного механизма компрессора с некруглыми зубчатыми колёсами.** Анализируемый компрессор имеет следующие параметры:  $l_1 = 6$  мм,  $l_2 = 71,5$  мм,  $m_1 = 479$  г,  $m_2 = 96$  г,  $I_1 = 8,64 \cdot 10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup>,  $I_2 = 1,65 \cdot 10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup>, диаметр поршня 64 мм. Инерционные параметры ведущего и ведомого некруглых зубчатых колёс примерно одинаковы:  $m = 150$  г,  $I = 0,47 \cdot 10^{-4}$  кг·м<sup>2</sup>.

Исследование проводилось для трёх вариантов пары некруглых зубчатых колёс при различных частотах вращения вала двигателя (900, 1200 и 1500 об/мин) и давлении нагнетания 9 атм, которое является наиболее распространённым для компрессоров данного типоразмера и мощности. В предлагаемом механизме необходимо составить по 3 уравнения равновесия для каждого звена, всего 12 уравнений. Число неизвестных реакций также

12: 1 реакция в кинематической паре E, 2 составляющие реакции в кинематических парах A, B, C, D, F, а также уравнивающий момент  $M_b$ . Силовой анализ начнём проводить с третьего звена, так как к нему приложена активная нагрузка (сила сопротивления  $F_r$ ). Приложим силы, действующие на звено, и реакции опор (рис. 4).

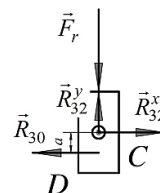


Рис. 4. Расчётная схема звена 3 (ползун)

Согласно принципу Даламбера, к звену 3 должны быть приложены силы инерции. Однако, поскольку шатун и поршень компрессора (ползун) выполнены в виде одной детали, для разработанной модели примем  $m_3 = 0$ , а значит силы тяжести и инерции для звена 3 также равны нулю. Таким образом, на звено действуют следующие силы (рис. 4): сила сопротивления  $F_r$ , составляющие  $R_{32}^x$  и  $R_{32}^y$  реакции в кинематической паре C, а также реакция  $R_{30}$  и плечо её приложения  $a$  в кинематической паре D.

Условие равновесия звена 3:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad R_{32}^x + R_{30} = 0; \quad (1)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{32}^y + F_r = 0; \quad (2)$$

$$\sum M_C = 0; \quad R_{30} \cdot a = 0. \quad (3)$$

Из уравнений (1)–(3) можно найти только реакцию  $R_{32}^y$ . Остальные неизвестные значения найдём в ходе дальнейшего силового анализа и решения уравнений для других звеньев.

Кинестатическое равновесие звена 2 показано на рис. 5. На шатун действуют следующие силы: силы и моменты сил инерции  $\vec{F}_{in2}^x$  и  $\vec{F}_{in2}^y$ ,  $\vec{M}_{in2}$ , направление которых противоположно соответствующим ускорениям; сила тяжести  $\vec{G}_2$ ; реакции  $\vec{R}_{23}^x$  и  $\vec{R}_{23}^y$  в шарнире C, противоположные реакциям, определённым для звена 3; реакции  $\vec{R}_{21}^x$  и  $\vec{R}_{21}^y$  в шарнире B.

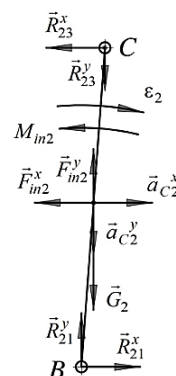


Рис. 5. Расчётная схема звена 2 (шатун)

Условие равновесия звена 2:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad R_{21}^x + R_{23}^x + F_{in2}^x = 0; \quad (4)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{21}^y + R_{23}^y + F_{in2}^y - G_2 = 0; \quad (5)$$

$$\sum M_B = 0; \quad M_{in2} - R_{23}^x \cdot l_2 \cos \varphi_2 + R_{23}^y \times \\ \times l_2 \sin \varphi_2 - F_{in2}^x \cdot l_{C2} \cos \varphi_2 + F_{in2}^y \times \\ \times l_{C2} \sin \varphi_2 - G_2 \cdot l_{C2} \sin \varphi_2 = 0. \quad (6)$$

Реакция  $\bar{R}_{23}^x$  определялась из уравнения (6), реакция  $\bar{R}_{21}^x$  определялась из уравнения (4), затем реакция  $\bar{R}_{21}^y$  определялась из уравнения (5). Далее, зная, что  $\bar{R}_{32}^x = -\bar{R}_{23}^x$ , определяем  $\bar{R}_{30}$  из уравнения (1) и находим из (3) плечо  $a = 0$ , то есть реакция  $\bar{R}_{30}$  приложена в центре ползуна.

Кинестатическое равновесие звена 1 показано на рис. 6. На кривошип с жёстко закреплённой ведомой шестерней действуют следующие силы и моменты: момент сил инерции  $\bar{M}_{in1}$ ; сила тяжести  $\bar{G}_1$ ; реакции  $\bar{R}_{12}^x$  и  $\bar{R}_{12}^y$  в шарнире  $B$ , противоположные реакциям, определённым для звена 2; реакция  $\bar{R}_{14}$  в кинематической паре  $E$ , направленная под углом  $\alpha$  к касательной; реакции  $\bar{R}_{10}^x$  и  $\bar{R}_{10}^y$  в шарнире  $A$ .

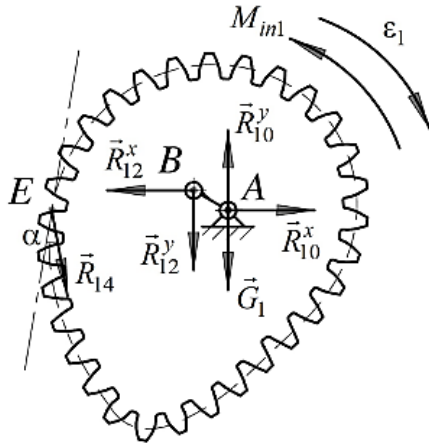


Рис. 6. Расчётная схема звена 1 (кривошип с ведомым колесом)

Условие равновесия звена 1:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad R_{10}^x + R_{12}^x + R_{14} \cdot \cos(\gamma + \alpha) = 0; \quad (7)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{10}^y + R_{12}^y + R_{14} \cdot \sin(\gamma + \alpha) - G_1 = 0; \quad (8)$$

$$\sum M_A = 0; \quad M_{in2} - R_{12}^x \cdot l_1 \cos \varphi_1 - R_{12}^y l_1 \times \\ \times \sin \varphi_1 - R_{14} \cdot \rho_2 \sin(\gamma + \alpha) = 0, \quad (9)$$

где  $\gamma$  – угол наклона касательной к оси  $x$ ,  $\rho_2$  – радиус ведомой шестерни.

Уравнения решались в следующей последовательности: реакция  $\bar{R}_{14}$  определялась из уравнения (9), реакция

$\bar{R}_{10}^x$  определялась из уравнения (7), затем  $\bar{R}_{10}^y$  определялось из уравнения (8).

Рассмотрим равновесие звена 4 (рис. 7). На ведущее колесо действуют следующие силы: сила тяжести  $\bar{G}_4$ ; реакция  $\bar{R}_{41}$  в кинематической паре  $E$ , противоположная реакции, определённой для звена 1; реакции  $\bar{R}_{40}^x$  и  $\bar{R}_{40}^y$  в шарнире  $F$ , уравновешивающий момент  $\bar{M}_b$ .

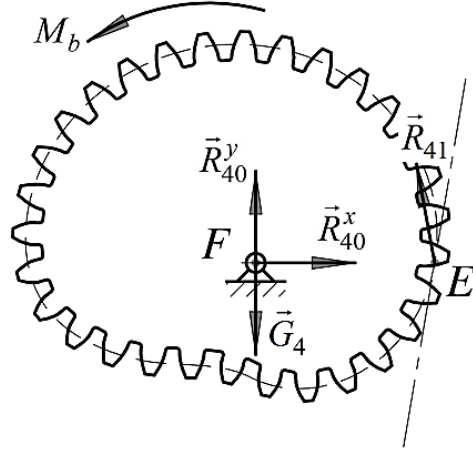


Рис. 7. Расчётная схема звена 4 (ведущее колесо)

Условие равновесия звена 4:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad R_{40}^x + R_{41} \cdot \cos(\gamma + \alpha) = 0; \quad (10)$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{40}^y + R_{41} \cdot \sin(\gamma + \alpha) - G_4 = 0; \quad (11)$$

$$\sum M_F = 0; \quad M_b - R_{41} \cdot \rho_1 \sin(\gamma + \alpha) = 0. \quad (12)$$

Реакция  $\bar{R}_{40}^x$  определялась из уравнения (10), реакция  $\bar{R}_{40}^y$  определялась из уравнения (11), уравновешивающий момент  $\bar{M}_b$  определялся из уравнения (12).

Графики найденных из (1)–(12) реакций и уравновешивающий момент для трёх частот вращения входного звена показаны на рис. 8.

Анализ графиков на рис. 8 показывает, что наибольшее значение нагрузок возникает во вращательных кинематических парах за счёт составляющей на ось  $y$ , значение которой достигает своего максимального значения при  $\varphi_1 = 320^\circ$  и составляет около 3000 Н. Полученные результаты позволяют рассчитать и выбрать подшипники по критериям статической и динамической грузоподъёмности при проектировании стенда кривошипно-ползунного механизма компрессора с некруглыми зубчатыми колёсами. Конструкция безмасляного поршневого компрессора, параметры которого взяты в основу математической модели, спроектирована производителем, и по ней может быть выполнен проверочный расчёт. Например, в кинематической паре  $B$  используется подшипник со статической грузоподъёмностью 6800 Н и динамической грузоподъёмностью 13 300 Н, что позволяет сделать вывод о его достаточном запасе прочности.

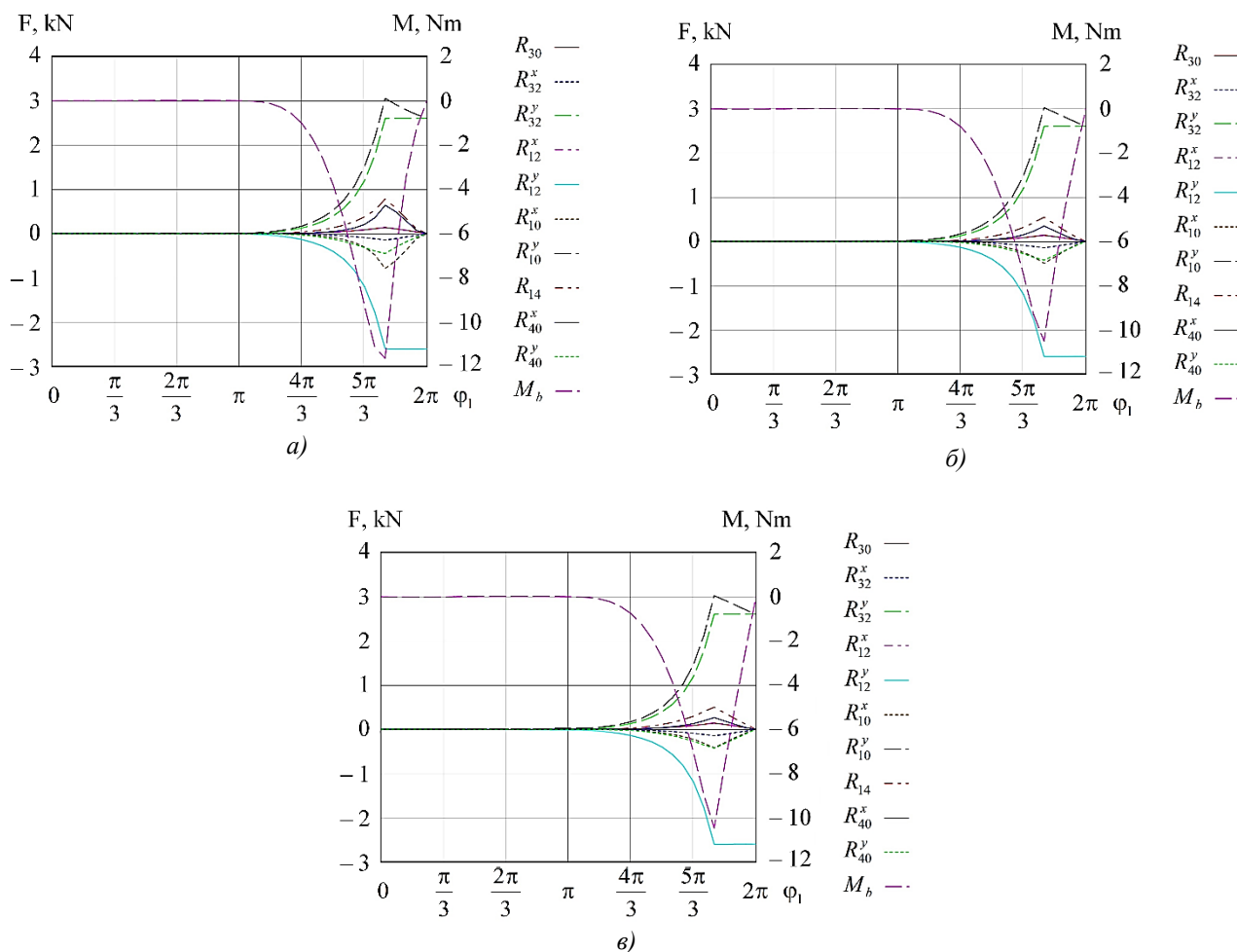


Рис. 8. Графики реакций в кинематических парах и уравновешивающий момент: *а* – частота вращения 900 об/мин, *б* – частота вращения 1200 об/мин, *в* – частота вращения 1500 об/мин

**Анализ напряжённо-деформированного состояния некруглых зубчатых колёс.** Силовой анализ зубчато-рычажного механизма показал, что максимальные значения реакций в кинематических парах возникают при угле поворота кривошипа в  $320^\circ$ , поэтому исследование математической модели некруглых зубчатых колёс проведём в данном положении. Конечно-элементная сетка строилась с шагом в 0,2 мм, а для более высокой точности расчёта в области вращательных кинематических пар и в зоне контакта зубьев размер сетки уменьшен до 0,1 мм. Из силового анализа известны граничные условия модели, например, при частоте вращения 900 об/мин следующие: сила тяжести ведомого колеса с кривошипом 6,17 Н, сила тяжести ведущего колеса 1,471 Н, сила во вращательной кинематической паре на ведомом колесе 2607,9 Н, момент сопротивления на ведомом колесе 10,693 Нм. Математическая модель передачи показана на рис. 9.

В результате построения и исследования математической модели передачи с заданными параметрами сетки и граничными условиями модели получим карту распределения напряжений в исследуемых парах некруглых зубчатых колёс (рис. 10).

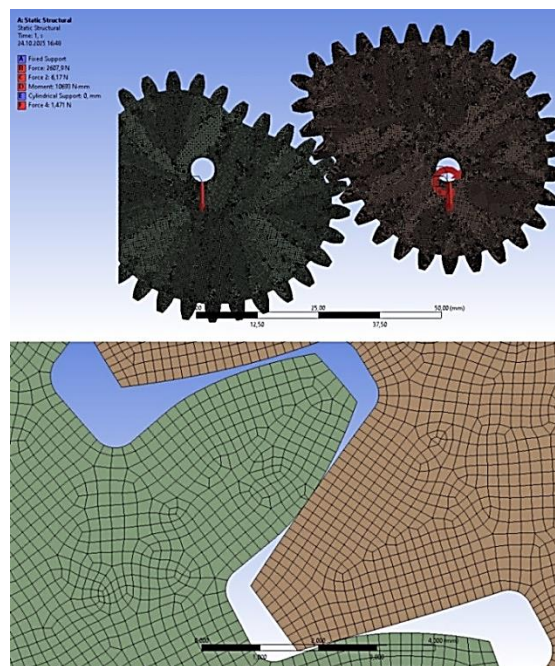
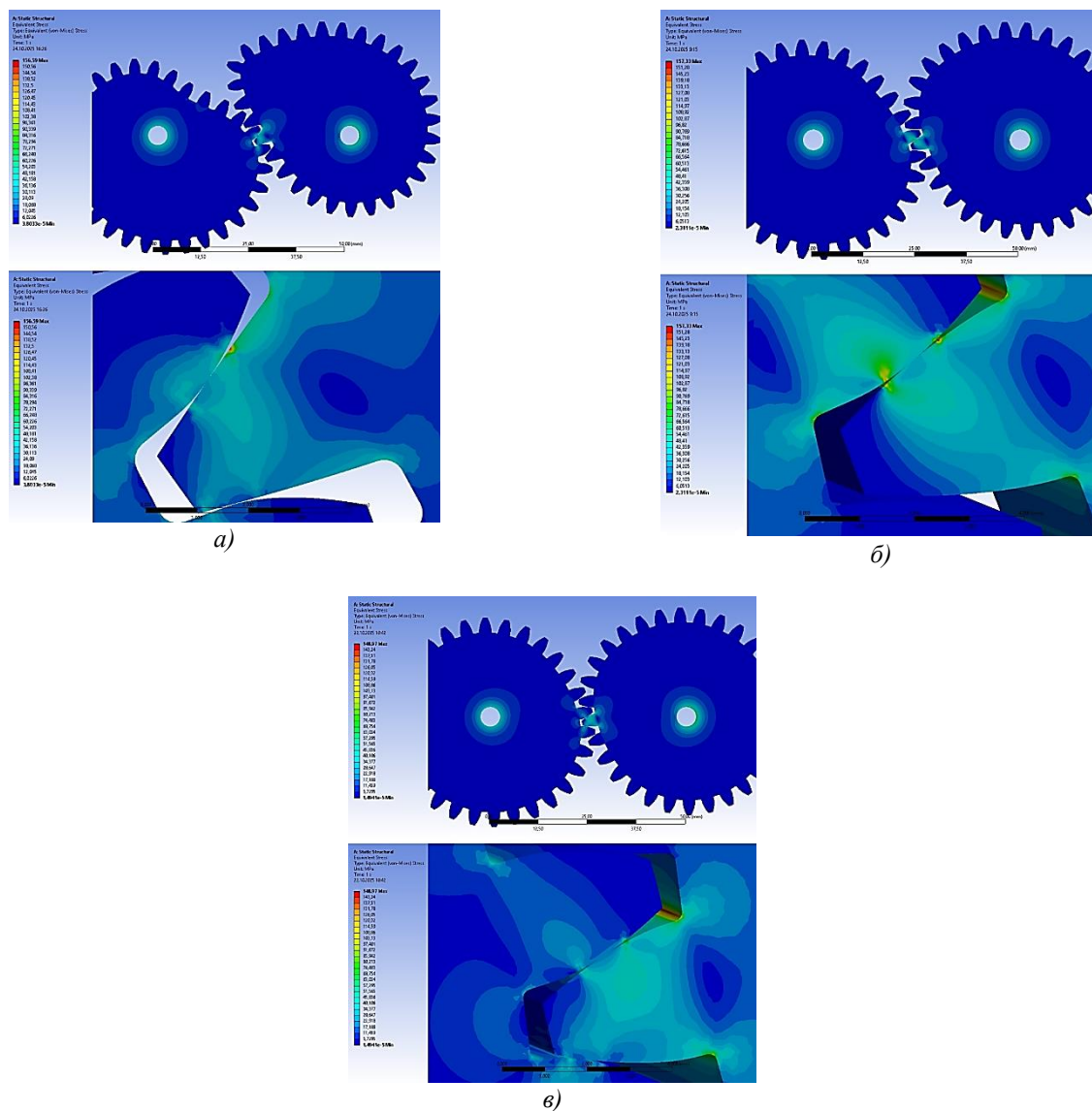


Рис. 9. Граничные условия и конечно-элементная сетка



**Рис. 10.** Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу для некруглых зубчатых колес: *а* – частота вращения 900 об/мин; *б* – частота вращения 1200 об/мин; *в* – частота вращения 1500 об/мин

Анализ полученной картины напряжений показывает, что в данном положении наибольшая нагрузка возникает в зубчатом зацеплении и концентрируется у ножки зуба, достигая значений 140–160 МПа. С целью

верификации полученных результатов сравнивались значения реакций в кинематических парах, полученных при силовом анализе и с помощью конечно-элементного моделирования (табл.).

**Таблица.** Верификация конечно-элементной модели

| Реакция  | Вариант 1 – частота вращения<br>900 об/мин |                                       |                                        | Вариант 2 – частота вращения<br>1200 об/мин |                                       |                                        | Вариант 3 – частота вращения<br>1500 об/мин |                                       |                                        |
|----------|--------------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------|----------------------------------------|
|          | Расчётное<br>значение                      | Числен-<br>ное значе-<br>ние<br>(МКЭ) | Относи-<br>тельная<br>погреш-<br>ность | Расчётное<br>значение                       | Числен-<br>ное значе-<br>ние<br>(МКЭ) | Относи-<br>тельная<br>погреш-<br>ность | Расчётное<br>значение                       | Числен-<br>ное значе-<br>ние<br>(МКЭ) | Относи-<br>тельная<br>погреш-<br>ность |
| $R_{14}$ | 784,4 Н                                    | 687,6 Н                               | –12,3 %                                | 550,3 Н                                     | 560,2 Н                               | +1,8 %                                 | 501,3 Н                                     | 500,5 Н                               | –0,2 %                                 |
| $R_{10}$ | 3156 Н                                     | 3082 Н                                | –2,3 %                                 | 3066 Н                                      | 3058 Н                                | –0,3 %                                 | 3054 Н                                      | 3039 Н                                | –0,5 %                                 |
| $R_{40}$ | 783,6 Н                                    | 686,7 Н                               | –12,4 %                                | 548,4 Н                                     | 559,1 Н                               | +1,9 %                                 | 500 Н                                       | 497,7 Н                               | –0,5 %                                 |
| $M_b$    | 11,6 Нм                                    | 11,4 Нм                               | –1,7 %                                 | 10,5 Н                                      | 10,4 Нм                               | –0,9 %                                 | 10,5 Нм                                     | 10,5 Нм                               | 0 %                                    |

Анализ значений реакций показывает адекватность построенной конечно-элементной модели результатам силового анализа. Большие расхождения в реакциях  $R_{14}$

и  $R_{40}$  в случае 1 объясняются резким изменением радиуса кривизны некруглого колеса и, соответственно, большим отклонением угла наклона касательной от 90°.

**Заключение.** Проведено кинетостатическое исследование зубчато-рычажного механизма с некруглыми колесами, которые предназначены для снижения неравномерности вращения входного звена. Определены и построены функции реакций в кинематических парах механизма и уравнивающий момент. Расчёты показали, что значения реакций во вращательных кинематических парах лежат в допустимых пределах.

Проведён анализ напряжённо-деформированного состояния некруглых зубчатых колёс методом конечных

элементов. Исследованы 3 варианта циклового механизма для различных частот вращения начального звена при угле поворота кривошипа  $320^\circ$ , что соответствует максимальной нагрузке в зубчатом зацеплении. Анализ полученных картин напряжений показал концентрацию нагрузки у основания зуба, которая достигает значений 140–160 МПа, что не превышает допустимых значений.

*Исследование выполнено за счёт гранта Российского научного фонда № 24-21-00498, <https://rscf.ru/project/24-21-00498/>.*

#### Литература

#### References

- Briskin E.S., Kalinin Y.V., Maloletov A.V., Chernyshev V.V. On the energy efficiency of cyclic mechanisms // *Mechanics of Solids*. 2014. Vol. 49. P. 11–17. DOI: 10.3103/S0025654414010026.
- Вульфсон И.И. Динамика цикловых машин. СПб. : Политехника, 2013. 425 с.
- Mata A.S., Torras A.B., Carrillo J.A.C., Juanco F.E., Fernández A.J.G., Martínez F.N., Fernández A.O. Fundamentals of machine theory and mechanisms. Cham: Springer, 2016. 409 p.
- Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. Investigation of power consumption in a mixing device with swinging movement of the actuating element // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2018. Vol. 54. № 3–4. P. 150–155. DOI: 10.1007/s10556-018-0454-7.
- Liu C., Wei X., Yi Z., Li Z., Zhu C., Ma Z. Strength Analysis and Structure Optimization of the Crankshaft of an Opposed-Power Reciprocating Pump // *Machines*. 2023. Vol. 11. № 1. 123. DOI: 10.3390/machines11010123.
- Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. Теория механизмов и машин. М. : Высшая школа, 1987. 496 с.
- Смелягин А.И. Теория механизмов и машин. М., Новосибирск : Инфра-М, 2006. 262 с.
- Davitashvili N., Bakhshaliev V. Dynamics of Crank-Piston Mechanisms. Singapore: Springer Science+Business Media, 2016. 242 p.
- Uicker J.J.Jr., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of Machines and Mechanisms, Fifth Edition. New York, Oxford : Oxford University Press, 2017. 950 p.
- Kochev I.S. General method for active balancing of combined shaking moment and torque fluctuations in planar linkages // *Mechanism and Machine Theory*. 1990. Vol. 25. № 6. P. 679–687. DOI: 10.1016/0094-114X(90)90010-H.
- Han J.Y. Complete balancing of the shaking moment in spatial linkages by adding planar noncircular gears // *Archive of Applied Mechanics*. 1996. Vol. 67. P. 44–49. DOI: 10.1007/BF00787138.
- Dooner D.B. Use of noncircular gears to reduce torque and speed fluctuations in rotating shafts // *Journal of Mechanical Design*. 1997. Vol. 119. № 2. P. 299–306. DOI: 10.1115/1.2826251.
- Kochev I.S. General theory of complete shaking moment balancing of planar linkages: a critical review // *Mechanism and Machine Theory*. 2000. Vol. 35. № 11. P. 1501–1514. DOI: 10.1016/S0094-114X(00)00015-X.
- Yao Y.A., Yan H.S. A new method for torque balancing of planar linkages using non-circular gears // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2003. Vol. 217. № 5. P. 495–503. DOI: 10.1243/095440603765226786.
- Novitskii A.V., Prikhodko A.A. Construction of Centroids of Noncircular Gears to Reduce the Irregularity of Rotation of the Input Link of a Piston Compressor // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2025. Vol. 54. № 7. P. 11–20. DOI: 10.1134/S1052618825700426.
- Briskin E.S., Kalinin Y.V., Maloletov A.V., Chernyshev V.V. On the energy efficiency of cyclic mechanisms // *Mechanics of Solids*. 2014. Vol. 49. P. 11–17. DOI: 10.3103/S0025654414010026.
- Vulfson I.I. Dynamics of cyclic machines. St. Petersburg: Politekhnik, 2013. 425 p.
- Mata A.S., Torras A.B., Carrillo J.A.C., Juanco F.E., Fernández A.J.G., Martínez F.N., Fernández A.O. Fundamentals of machine theory and mechanisms. Cham: Springer, 2016. 409 p.
- Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. Investigation of power consumption in a mixing device with swinging movement of the actuating element // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2018. Vol. 54. № 3–4. P. 150–155. DOI: 10.1007/s10556-018-0454-7.
- Liu C., Wei X., Yi Z., Li Z., Zhu C., Ma Z. Strength Analysis and Structure Optimization of the Crankshaft of an Opposed-Power Reciprocating Pump // *Machines*. 2023. Vol. 11. № 1. 123. DOI: 10.3390/machines11010123.
- Frolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K. Theory of mechanisms and machines. Moscow: Higher School, 1987. 496 p.
- Smelyagin A.I. Theory of mechanisms and machines. Moscow, Novosibirsk : Infra-M, 2006. 262 p.
- Davitashvili N., Bakhshaliev V. Dynamics of Crank-Piston Mechanisms. Singapore: Springer Science+Business Media, 2016. 242 p.
- Uicker J.J.Jr., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of Machines and Mechanisms, Fifth Edition. New York, Oxford: Oxford University Press, 2017. 950 p.
- Kochev I.S. General method for active balancing of combined shaking moment and torque fluctuations in planar linkages // *Mechanism and Machine Theory*. 1990. Vol. 25. № 6. P. 679–687. DOI: 10.1016/0094-114X(90)90010-H.
- Han J.Y. Complete balancing of the shaking moment in spatial linkages by adding planar noncircular gears // *Archive of Applied Mechanics*. 1996. Vol. 67. P. 44–49. DOI: 10.1007/BF00787138.
- Dooner D.B. Use of noncircular gears to reduce torque and speed fluctuations in rotating shafts // *Journal of Mechanical Design*. 1997. Vol. 119. № 2. P. 299–306. DOI: 10.1115/1.2826251.
- Kochev I.S. General theory of complete shaking moment balancing of planar linkages: a critical review // *Mechanism and Machine Theory*. 2000. Vol. 35. № 11. P. 1501–1514. DOI: 10.1016/S0094-114X(00)00015-X.
- Yao Y.A., Yan H.S. A new method for torque balancing of planar linkages using non-circular gears // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2003. Vol. 217. № 5. P. 495–503. DOI: 10.1243/095440603765226786.
- Novitskii A.V., Prikhodko A.A. Construction of Centroids of Noncircular Gears to Reduce the Irregularity of Rotation of the Input Link of a Piston Compressor // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2025. Vol. 54. № 7. P. 11–20. DOI: 10.1134/S1052618825700426.