

МАШИНОСТРОЕНИЕ

DOI: 10.53078/20778481_2021_3_5

УДК 621.833

П. Н. Громыко, Д. Ю. Макацария, Р. А. Бондарев

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ КОНТАКТИРУЮЩИХ ЗУБЬЕВ ЭКСЦЕНТРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ, ФОРМООБРАЗОВАННЫХ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УДЛИНЕННОЙ ЭПИЦИКЛОИДЫ

P. N. Gromyko, D. Y. Makatsaryia, R. A. Bondarev

FORCE ANALYSIS OF CONTACT TEETH IN THE ECCENTRIC TRANSMISSION FORMED BY USING THE ELONGATED EPICYCLOIDE

Аннотация

Приведен силовой анализ контактирующих зубьев эксцентриковой передачи, формообразованных на применении удлиненной эпициклоиды. Приведена формула для расчета нормальной силы в зацеплении, которая позволяет оценить ее количественные значения от основных параметров зацепления и с учетом значений угла наклона зуба центрального колеса. Оценены значения нормальной силы в зацеплении с различными углами наклона центрального колеса, позволяющие провести оптимизацию параметров зацепления с учетом плавности работы передачи. Разработана компьютерная модель контактирующих зубьев эксцентриковой передачи, формообразованных на основе использования удлиненной эпициклоиды, и определены значения нормальных сил в зацеплении с учетом одновременно контактирующих ячеек. Даны оценки сходимости значений нормальных сил в зацеплении на основе аналитических и компьютерных исследований. Сделан вывод о возможности использования аналитических формул для расчета значений сил в контакте эксцентриковой передачи.

Ключевые слова:

эксцентриковая передача, нормальная сила в передаче эксцентрикового типа, укороченная эпициклоида, удлиненная эпициклоида, поступательное движение сателлита, круговая траектория.

Для цитирования:

Громыко, П. Н. Силовой анализ контактирующих зубьев эксцентриковой передачи, формообразованных на основе использования удлиненной эпициклоиды / П. Н. Громыко, Д. Ю. Макацария, Р. А. Бондарев // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2021. – № 3(72). – С. 5–13

Abstract

The article presents the force analysis of contacting teeth in the eccentric transmission which are formed by using the elongated epicycloid. A formula is given to calculate the normal force in engagement which allows the estimation of its quantitative values from the basic engagement parameters and with regard to the values of the angle of inclination of a central wheel tooth. Values of the normal force in engagement with different angles of inclination of the central wheel have been estimated, which optimizes the parameters of engagement in view of smoothness of the transmission operation. A computer model of contacting teeth of the eccentric transmission has been developed, the teeth being formed by using an elongated epicycloid, and values of the normal forces in engagement have been determined taking into account simultaneously contacting cells. The convergence of values of the normal forces in engagement has been estimated by analytical and computer studies. The conclusion has been made about the possibility of using analytical formulas to calculate the values of forces in contact of the eccentric transmission.

Keywords:

eccentric transmission, normal force in eccentric transmission, shortened epicycloid, elongated epicycloid, translational motion of the satellite, circular trajectory.

For citation:

Gromyko, P. N. Force analysis of contact teeth in the eccentric transmission formed by using the elongated epicycloid / P. N. Gromyko, D. Y. Makatsaryia, R. A. Bondarev // The Belarusian-Russian university herald. – 2021. – № 3(72). – P. 5–13.

Введение

Эксцентрикковые передачи [1, 2] являются одним из наиболее перспективных видов механических передач благодаря компактности своих габаритных размеров, а также обеспечению редуцирования в широком диапазоне передаточных отношений. Осуществление минимизации габаритных показателей эксцентрикковой передачи возможно за счет применения специального зацепления на основе использования удлиненной эпициклоиды [3]. С одной стороны, применение удлиненной эпициклоиды позволяет снизить габаритные показатели эксцентрикковой передачи, но с другой стороны, применение удлиненной эпициклоиды в зацеплении приводит к снижению значения КПД зацепления и плавности работы передачи. Поэтому важно произвести оценку уровня основных показателей эксцентрикковой передачи как исходя из геометрических параметров зацепления, так и из ее выходных характеристик.

Одним из важных критериев проведения указанной оценки эксцентрикковой передачи является расчет нормальных сил в зацеплении ее контактирующих звеньев. В аналитических зависимостях для расчета сил в зацеплении эксцентрикковой передачи необходимо учитывать количество одновременно контактирующих пар в зацеплении. С одной стороны, большое значение одновременно контактных пар приводит к уменьшению значений нормальных сил в зацеплении. Однако в данном случае возрастают требования к точности изготовления деталей и сборки передачи. Следует отметить, что значения нор-

мальных сил в зацеплении во многом определяются углами профиля зуба.

При определении аналитических зависимостей для расчета сил эксцентрикковой передачи важно учитывать кинематическую схему передачи, а также формы контактных зубьев. В данной работе рассмотрена схема с поступательным движением сателлита и зубьями выходного колеса, формообразованными на основе использования удлиненной эпициклоиды.

Особенности структурной схемы эксцентрикковой передачи с поступательным движением сателлита и зубьями выходного колеса, формообразованными на основе использования удлиненной эпициклоиды

Одним из своеобразных вариантов эксцентрикковой передачи, реализующей поступательное движение сателлита, является передача, кинематическая схема которой показана на рис. 1.

Работа эксцентрикковой передачи с поступательным движением сателлита заключается в следующем. Вращение от входного вала 1 передается на эксцентрикковый кривошип 2, который приводит к поступательному движению сателлит 3. Сателлит 3, благодаря взаимодействию с дополнительными валами 7 и эксцентриками 6, совершает поступательное движение. На сателлите 3 имеется внутреннее зубчатое колесо 4, которое приводит во вращательное движение центральное колесо 5, и далее вращение передается на выходной вал 8. Основной особенностью движения сателлита 3 является то, что

все его детали совершают поступательное движение по круговой траектории с

радиусом, определяемым величиной эксцентрикового кривошипа 2.

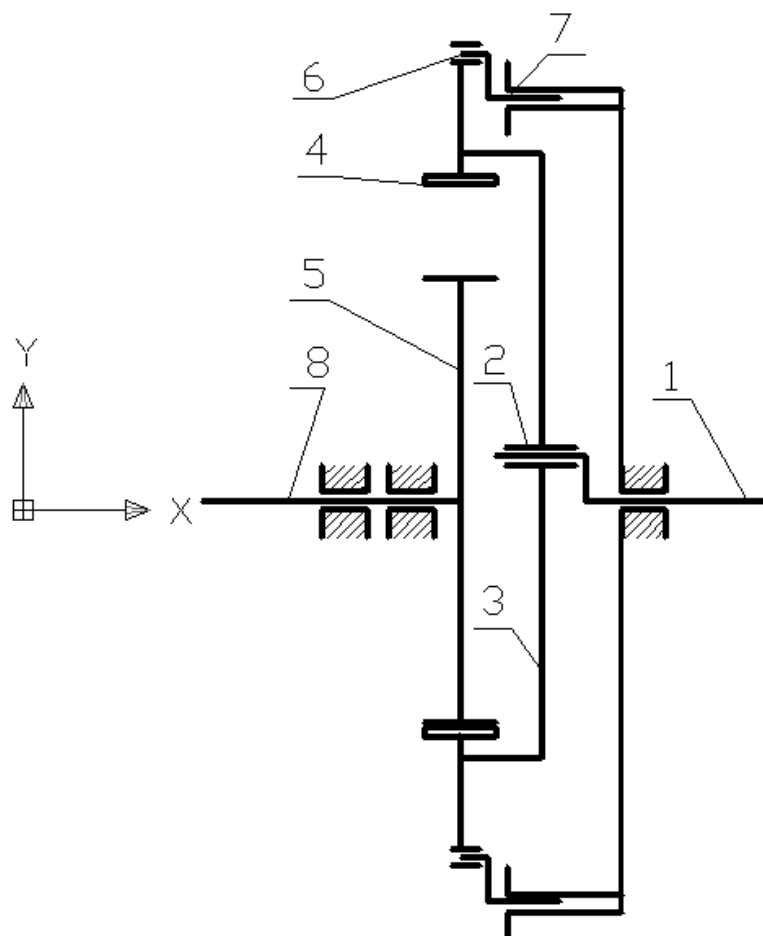


Рис. 1. Эксцентриковая передача с поступательным движением сателлита: 1 – входной вал; 2 – эксцентриковый кривошип; 3 – сателлит; 4 – внутреннее зубчатое колесо; 5 – центральное колесо; 6 – эксцентрик; 7 – дополнительный вал; 8 – выходной вал

Форма зубьев центрального колеса 5 соответствует формообразуемому профилю зубчатого колеса 4 сателлита 3. Так, при формообразовании зубьев центрального колеса роликом радиуса d на основе укороченной эпициклоиды образуется профиль, показанный на рис. 2. Основным параметром профиля зубьев центрального колеса является угол наклона профиля зуба α , направленный между силой $F_{трв}$ и осью, параллельной оси X . Значения угла наклона профиля зуба α , исходя из параметров зацепле-

ния, можно определить по [3].

В случае перехода от укороченной к удлиненной эпициклоиде значения угла профиля зуба α близки к нулю (рис. 3).

В данном случае центральное колесо 1 с близкими к нулевому значению угла профиля α имеет низкие диаметральные размеры по сравнению с диаметральными размерами, формообразованными профилями зубьев центрального колеса при использовании укороченной эпициклоиды [3].

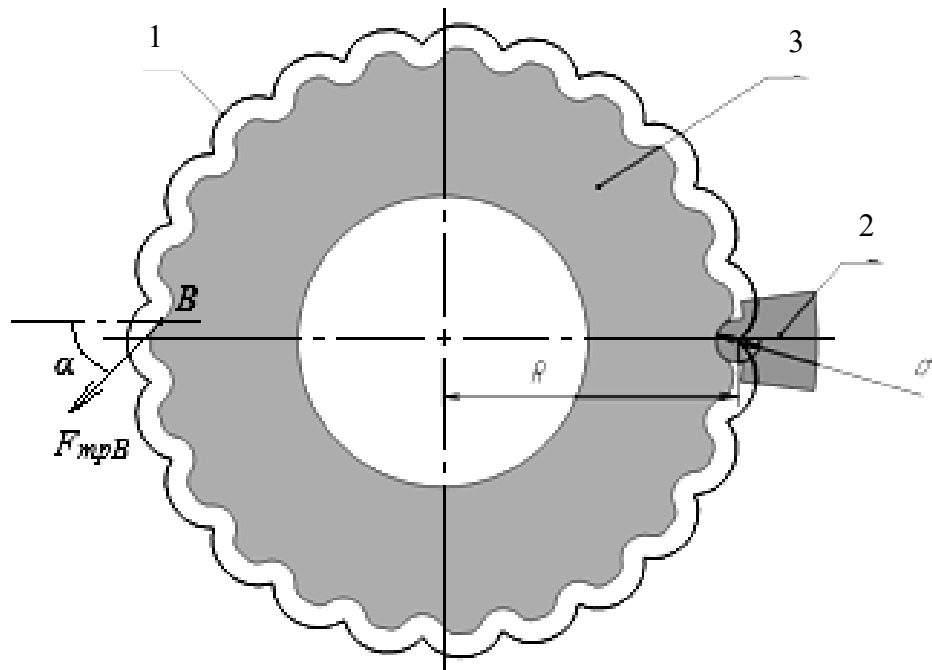


Рис. 2. Схема формообразования профилей зубьев центрального колеса при использовании укороченной эпициклоиды: 1 – укороченная эпициклоида; 2 – формообразующий инструмент; 3 – центральное колесо

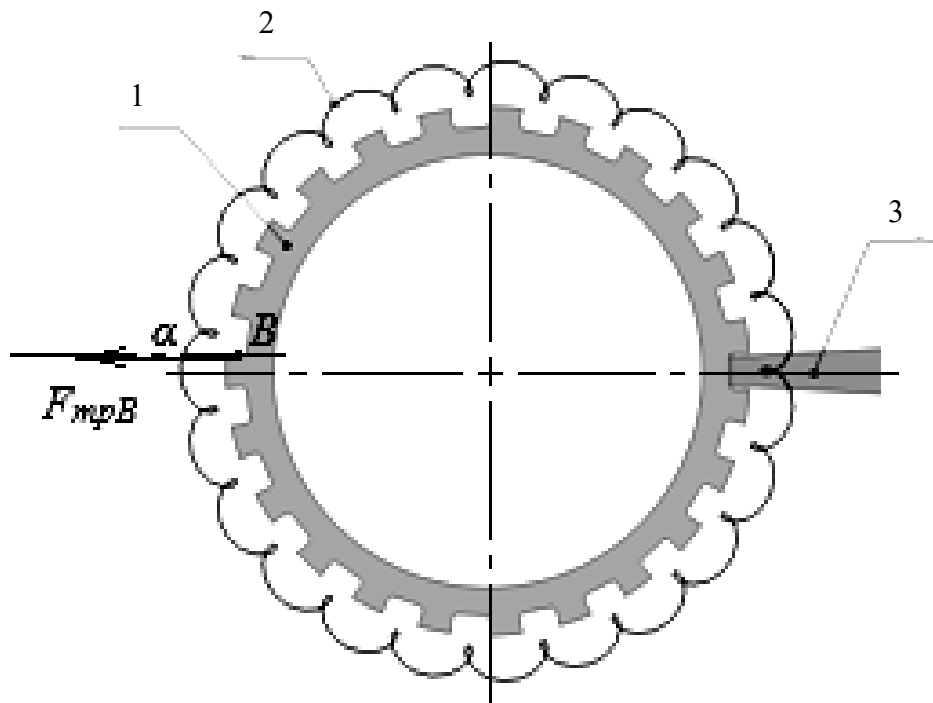


Рис. 3. Схема формообразования профилей зубьев центрального колеса при применении прямоугольных профилей с удлиненной эпициклоидой: 1 – центральное колесо; 2 – удлиненная эпициклоида; 3 – формообразующий инструмент

Особенности силового анализа контактирующих зубьев эксцентриковой передачи

Для разработки зацепления эксцентриковой передачи с поступатель-

ным движением сателлита необходимо произвести силовой анализ зацепления его контактирующих звеньев. На рис. 4 приведена схема центрального колеса O_1B , необходимая для расчета сил в передаче эксцентрикового типа.

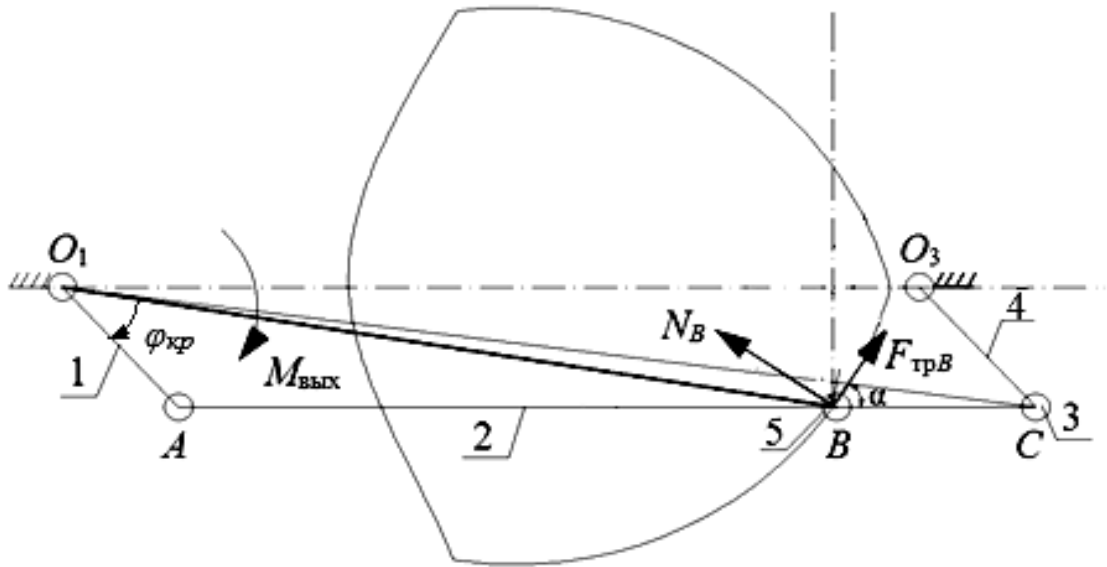


Рис. 4. Схема центрального колеса O_1B , необходимая для определения сил в передаче эксцентрикового типа: 1 – входной кривошип; 2 – сателлит; 3 – геометрическая ось вала-оси; 4 – кривошип; 5 – условная точка контакта зубьев сателлита и центрального колеса

Сумма моментов сил M_{O_1} относительно точки O_1 равна 0.

$$-M_{\text{вых}} + N_B \cdot f_{\text{тр}B} \cdot \cos \left(90 - \left(\alpha + \arcsin \frac{e \cdot \sin \varphi_{\text{кр}}}{r_B} \right) \right) \cdot \sqrt{e^2 + r_B^2 + 2 \cdot e \cdot r_B \cdot \cos \left(\varphi_{\text{кр}} + \left(\varphi_{\text{кр}} / z \right) \right)} + \\ + N_B \cdot \cos \left(\alpha + \arcsin \frac{e \cdot \sin \varphi_{\text{кр}}}{r_B} \right) \cdot \sqrt{e^2 + r_B^2 + 2 \cdot e \cdot r_B \cdot \cos \left(\varphi_{\text{кр}} + \left(\varphi_{\text{кр}} / z \right) \right)} = 0, \quad (1)$$

где $M_{\text{вых}}$ – выходной момент; N_B – нормальная составляющая реакции в точке B ; $f_{\text{тр}B}$ – коэффициент трения в точке B ; α – угол наклона $F_{\text{тр}B}$ относительно горизонтали; e – эксцентриситет, равный длине O_1A ; r_B – расстояние,

определяющее длину AB ; z – число зубьев сателлита; $\varphi_{\text{кр}}$ – угол поворота кривошипа O_1A .

Получим значения нормальной составляющей N_B :

$$N_B = \frac{M_{\text{вбл}}}{\sqrt{e^2 + r_B^2 + 2e \cdot r_B \cdot \cos\left(\varphi_{kp} + \frac{\varphi_{kp}}{z}\right)} \left(f_{mpB} \cdot \sin\left(\alpha + \arcsin \frac{e \cdot \sin \varphi_{kp}}{r_B}\right) + \cos\left(\alpha + \arcsin \frac{e \cdot \sin \varphi_{kp}}{r_B}\right) \right)}. \quad (2)$$

Используя полученную аналитическую зависимость (2), определим количественные значения нормальной составляющей реакции в точке B , соответствующие формообразованию зубьев

при использовании удлиненной эпициклоиды ($\alpha = 1^\circ$) и укороченной эпициклоиды ($\alpha = 10^\circ$). Результаты отобразим на графиках (рис. 5).

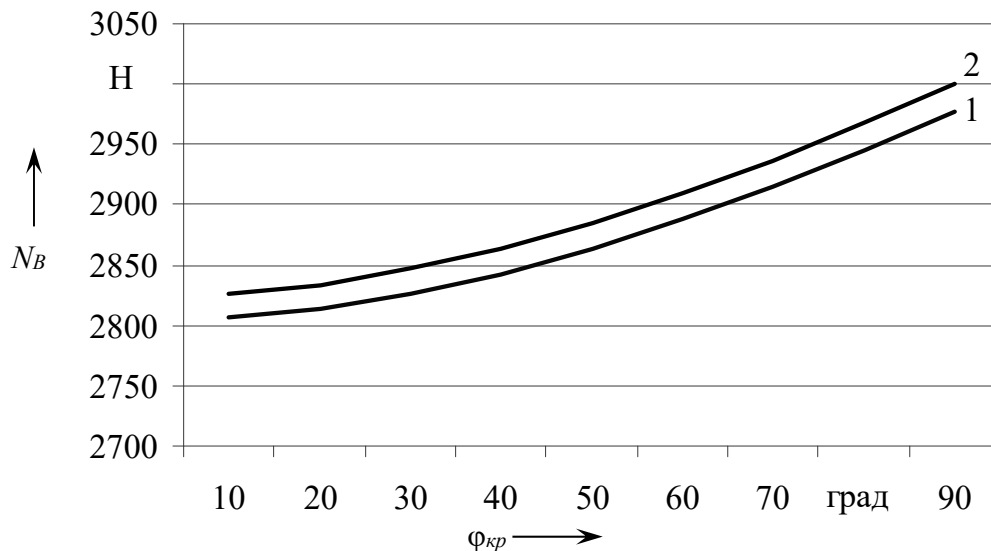


Рис. 5. Графическая зависимость изменения нормальной составляющей от угла поворота кривошипа O_1A , полученная аналитическим методом: 1 – при угле наклона центрального колеса $\alpha = 1^\circ$; 2 – при угле наклона центрального колеса $\alpha = 10^\circ$

Анализ графических зависимостей нормальной составляющей в зацеплении позволил сделать вывод, что снижение угла профиля наклона зуба α позволяет снизить количественное значение указанных реакций, а следовательно, сделать механическую передачу с зацеплением зубьев, формообразованных с использованием удлиненной эпициклоиды, менее габаритной по сравнению с аналогичной передачей с зацеплением зубьев, формообразованных при использовании укороченной эпициклоиды.

Следует отметить, что при проектировании эксцентриковой передачи с зубьями центрального колеса, разработанными на основе использования удлиненной эпициклоиды, одновремен-

ное количество участвующих пар в зацеплении от одной до двух. Это позволяет снижать требования точности изготовления деталей и сборки передачи, а следовательно, делать передачу технологичной.

Компьютерные исследования по оценке значений контактирующих зубьев эксцентриковой передачи, формообразованных на основе использования удлиненной эпициклоиды

Для оценки анализа сил в контактирующих звеньях эксцентриковой передачи, формообразованных при использовании удлиненной эпициклоиды,

была разработана компьютерная модель, показанная на рис. 6. Исследования эксцентриковых передач методами

компьютерного моделирования рассмотрены в [4].

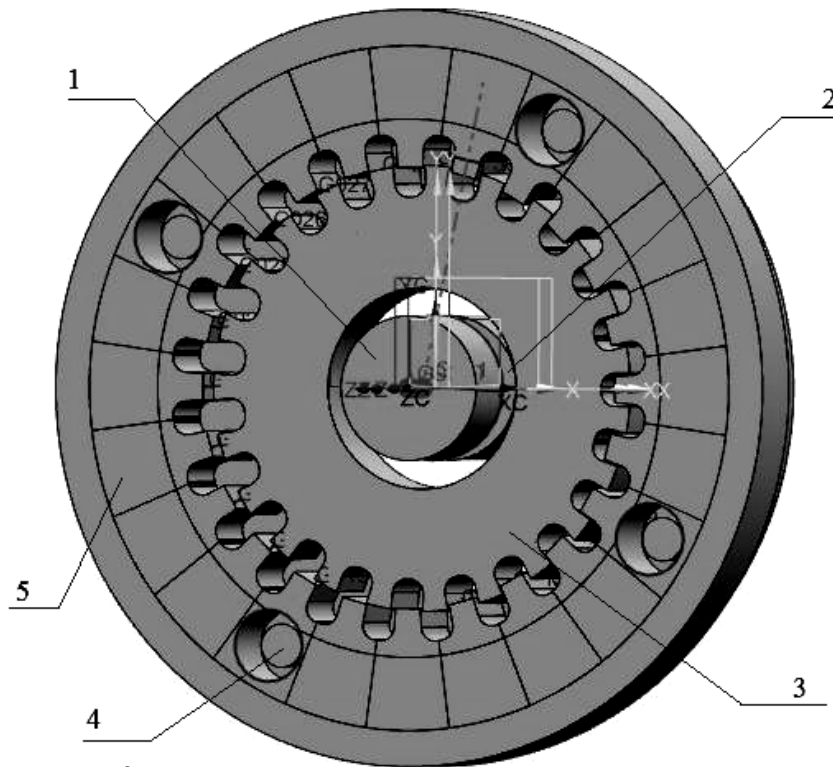


Рис. 6. Вид компьютерной модели эксцентриковой передачи с поступательным движением сателлита: 1 – входной вал; 2 – эксцентрик входного вала; 3 – центральное зубчатое колесо; 4 – ось; 5 – сателлит

При вращательном движении входного вала 1 с жестко посаженным на него эксцентриком входного вала 2 происходит поступательное движение сателлита 5. Четыре отверстия сателлита 5 контактируют с четырьмя осями 4, жестко закрепленными на неподвижном корпусе передачи. Внутренний венец сателлита 5 взаимодействует с наружными зубьями центрального колеса 3, приводя его во вращательное движение.

Результаты компьютерной оценки по определению нормальной составляющей, отраженные в трех последовательных ячейках, представлены в виде графиков на рис. 7.

Результаты зависимости изменения нормальной составляющей в первой, второй и третьей ячейках эксцентрико-

вой передачи позволяют сделать следующие выводы. Значения нормальных составляющих сил в зацеплениях на первой, второй и третьих ячейках находятся в диапазоне на уровне 3500 Н. Следовательно, при работе эксцентриковой передачи с зубьями, формообразованными при использовании удлиненной эпициклоиды, значения нормальной составляющей каждой из трех ячеек зацепления не пересекаются друг относительно друга в основной зоне зацепления. Это свидетельствует о том, что значения нормальной составляющей для каждой ячейки зацепления учитывают, что в зацеплении наблюдается в основном однопарное контактное взаимодействие. При этом аналитическая формула (1) позволяет получать их расчетное значение.

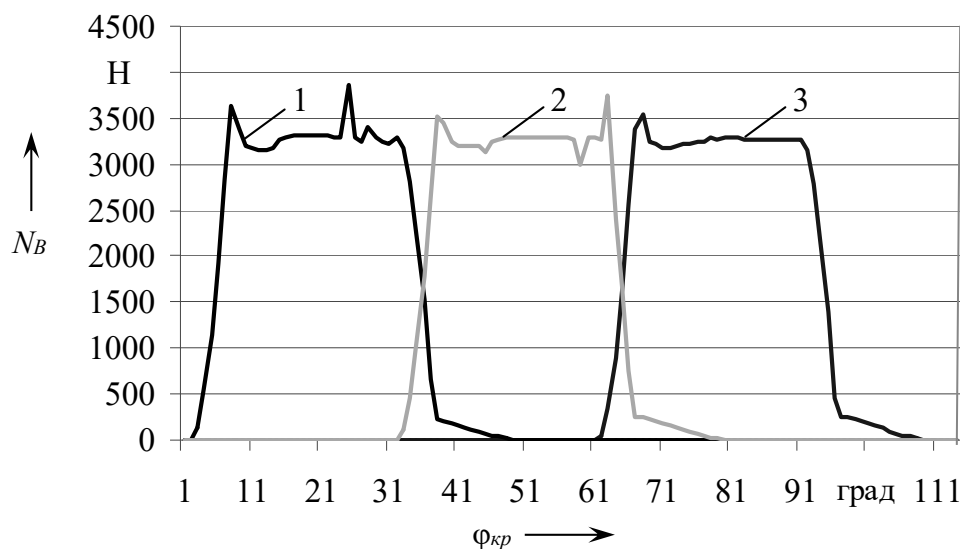


Рис. 7. Графическая зависимость изменения нормальной составляющей от угла поворота кривошипа $\varphi_{кр}$, полученная на основе использования компьютерной модели: 1 – первая ячейка зацепления; 2 – вторая ячейка зацепления; 3 – третья ячейка зацепления

Заключение

Получена нормальная составляющая для определения сил в зацеплении эксцентриковой передачи, формованных на основе использования удлиненной эпициклоиды, позволяющая изменять угол профиля α зубьев центрального колеса. С одной стороны, уменьшение угла α профиля центрального колеса позволяет снижать габаритные размеры эксцентри-

ковой передачи, а с другой стороны, уточнение значения угла профиля центрального колеса возможно на основе проведения компьютерных исследований. Проведенные компьютерные исследования позволяют подтвердить верность аналитических выражений, полученных для расчета нормальных составляющих в зацеплении эксцентриковой передачи при зубьях, формованных на основе использования удлиненной эпициклоиды.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шанников, В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением / В. М. Шанников. – Москва : Машгиз, 1948. – 172 с.
2. Борисенко, Л. А. Малогабаритные передаточные механизмы для мехатронных устройств: монография / Л. А. Борисенко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 187 с.
3. Использование удлиненной эпициклоиды для формообразования зубчатых поверхностей передач эксцентрикового типа / П. Н. Громыко [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2019. – № 4. – С. 14–21.
4. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач: монография / П. Н. Громыко [и др.]; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с.: ил.

Статья сдана в редакцию 21 июля 2021 года

Петр Николаевич Громыко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: grom_7@tut.by.

Денис Юрьевич Макацария, канд. техн. наук, доц., Могилевский институт МВД, Белорусско-Российский университет. E-mail: dexteru@mail.ru.

Роман Александрович Бондарев, канд. техн. наук, доц., Белорусский государственный университет пищевых и химических технологий. E-mail: bondareumagistr@gmail.com.

Petr Nikolaevich Gromyko, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: grom_7@tut.by.

Dzianis Yuryevich Makatsaryia, PhD (Engineering), Associate Prof., Mogilev Institute of the MIA, Belarusian-Russian University. E-mail: dexteru@mail.ru.

Roman Alexandrovich Bondarev, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian State University of Food and Chemical Technologies. E-mail: bondareumagistr@gmail.com.