

УДК 622.232.7

В.П. Кондрахин, д-р техн. наук, проф.,
Донецкий национальный технический университет,
Н.И. Константинова, ГП «Донгипроуглемаш»

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИЖИТЕЛЕЙ С ЦИКЛОИДАЛЬНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ДЛЯ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Проведены исследования кинематических и силовых параметров двухэлементного движителя с циклоидальным профилем зубьев механизма перемещения очистного комбайна УКД400. Выполнен сравнительный анализ движителей с циклоидальным и эвольвентным профилем зубьев.

очистной комбайн, механизм перемещения, частотное регулирование, циклоидальное зацепление, силовые и кинематические параметры

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

В связи с имеющейся тенденцией повышения нагрузки на комплексно-механизированные очистные забои особую актуальность приобретает создание очистных комбайнов высокого технического уровня, обладающих повышенными характеристиками надежности. В настоящее время наиболее перспективной структурой очистных комбайнов можно считать компоновочную схему двухшнековых комбайнов с автономным приводом рабочих органов и двухдвигательным механизмом перемещения с реечным (жестким) тяговым органом и частотно-регулируемым приводом.

В оценке работоспособности движителей систем подачи большое значение имеет качество зацепления «колесо-рейка», так как важно обеспечить плавность хода комбайна и минимальный износ элементов движителя.

Анализ исследований и публикаций. Результаты исследований [1, 2, 3] показывают, что ресурс цевочных колес очистных комбайнов низкий, и основные этому причины – износ профилей звезд и неравномерность действующих нагрузок. Указанные исследования выполнены применительно к цевочному зацеплению. Поэтому возникла необходимость обоснования использования новых видов профилирования зубчатых передач для движителей угольных комбайнов. Одним из таких видов профилирования является циклоидальное зацепление. У колес с циклоидальным профилем зубьев головка зуба очерчена по эпициклоиде, а ножка – по гипоциклоиде.

Постановка задачі. Исходя из вышеизложенного, целью работы является повышение ресурса механизма перемещения очистного комбайна за счет использования движителя с циклоидальным зацеплением, обеспечивающим снижение неравномерности нагрузок и износа рабочих поверхностей.

Изложение материала и результаты. В движителях традиционной конструкции используется цевочное зацепление (рисунок 1 а). При этом зуб имеет эвольвентный профиль и зацепляется с цилиндрической цевкой. Строго говоря, цевочное зацепление является одной из разновидностей циклоидального зацепления. Наличие цилиндрической цевки во многом обусловлено технологией изготовления рейки – сваркой. В настоящее время используются литые рейки, что позволяет применять и другие формы зуба рейки.

В работе рассмотрено циклоидальное зацепление (рисунок 1 б), у которого профили зубьев очерчены по циклическим кривым: ножка – по гипоциклоиде, головка – по эпициклоиде. Зубья рейки при этом не являются цилиндрическими. Преимуществом такого зацепления по сравнению с цевочным является уменьшение взаимного скольжения профилей и контактных напряжений в зацеплении, что повышает износостойкость.

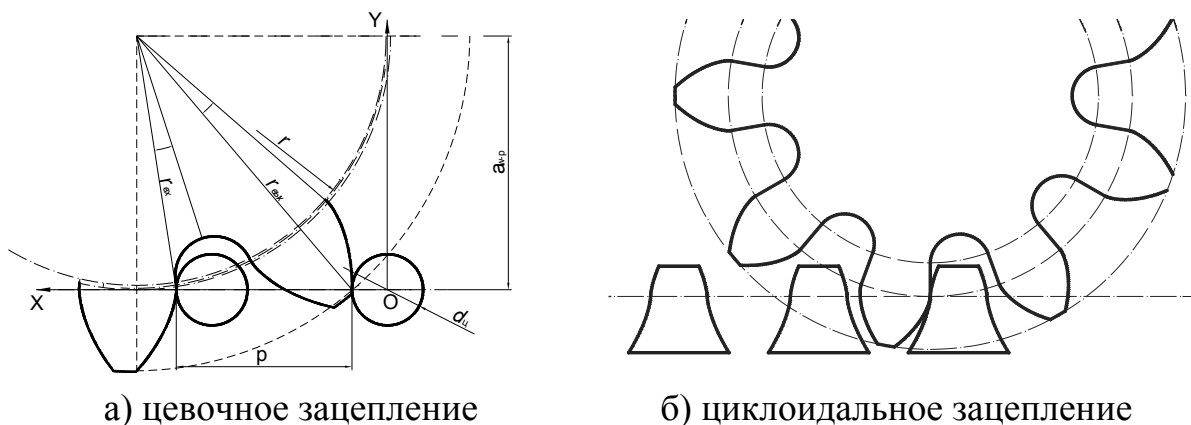


Рисунок 1. – Виды зацепления в движителях механизма перемещения очистного комбайна

В качестве недостатка следует отметить, что циклоидальное зацепление очень чувствительно к изменению межцентрового расстояния. Поэтому его можно применять в тех случаях, когда это расстояние в процессе работы не меняется. В частности, оно практически не изменяется при работе движителя, конструктивно совмещенного с забойной опорой, при расположении жесткого тягового органа с забойной стороны конвейера (например, комбайн УКД400). У таких

комбайнов забойные опоры всегда прижаты к опорной поверхности конвейера, и перекладки зазоров в обратных захватах движителя не происходит.

Геометрические характеристики зацеплений оказывают влияние, прежде всего, на формирование кинематических и силовых параметров в движителе. В работе [2] введены понятия приведенного кинематического $r_k(\varphi_k)$ и приведенного силового $r_c(\varphi_k)$ радиусов трехэлементного движителя, физический смысл которых ясен из выражений:

$$r_k(\varphi_k) = \frac{V_{II}}{\omega_k}; \quad r_c(\varphi_k) = \frac{M_k}{Q_T}, \quad (1)$$

где V_{II} – скорость перемещения комбайна, мм/с;

ω_k – угловая скорость колеса двухэлементного движителя, рад/с;

M_k – крутящий момент на колесе двухэлементного движителя, Н·мм;

Q_T – тяговое усилие движителя, Н;

φ_k – угол поворота колеса двухэлементного движителя.

Для исследования функций (1) наиболее приемлемыми и являются методы имитационного 3D моделирования (рисунок 2) и математического моделирования.

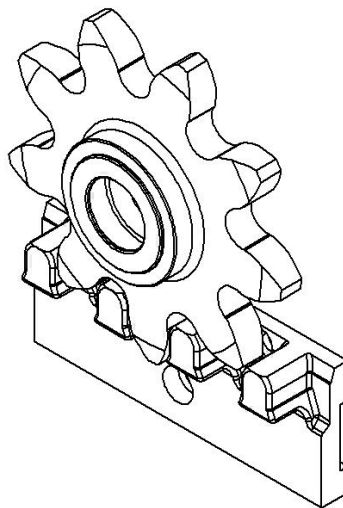


Рисунок 2 – 3D модель двухэлементного движителя для определения кинематических и силовых параметров

На рис. 3 в качестве примера приведены полученные при моделировании процесса зацепления графики изменения кинематического радиуса неизношенного движителя механизма перемещения комбайна УКД400 с традиционным и новым циклоидальным зацеплением.

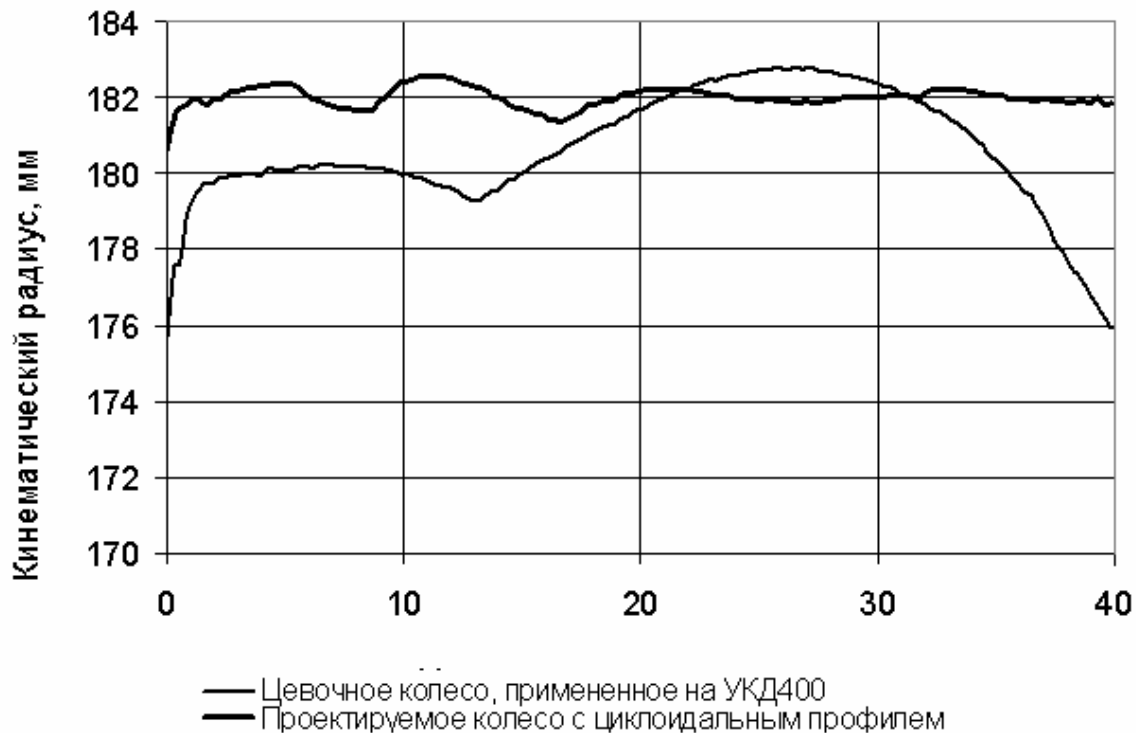


Рисунок 3 – График зависимости приведенного кинематического радиуса от угла поворота колеса

Кинематический радиус движителя с цевочным зацеплением изменяется в пределах от 175,2 до 182,8 мм (диапазон изменения составляет 7,3 мм), а движителя с циклоидальным профилем зуба - от 181,5 до 182,5 мм (1,0 мм). Таким образом, применение циклоидального профиля зубчатых колес позволяет уменьшить диапазон изменения приведенных радиусов, что обеспечивает снижение динамических нагрузок на привод механизма перемещения [3].

При 3D моделировании на ЭВМ периодические функции (1) получают в табличной форме. Для их использования при математическом моделировании рабочего процесса механизма перемещения их целесообразно представить в виде ряда Фурье:

$$F(x) = \frac{a_0}{2} + \left(\sum_{k=1}^{n_c} (a_k \cos(\omega k x) + b_k \sin(\omega k x)) \right) \quad (2)$$

где a_0 , a_k , b_k – коэффициенты ряда Фурье,

$$a_k = \frac{2}{n} \sum_i^n y_i \cos(\omega k x_i), \quad b_k = \frac{2}{n} \sum_i^n y_i \sin(\omega k x_i), \quad (3)$$

n – количество точек в периоде;

ω – основная частота;

k – порядковый номер гармоники;

n_2 – количество учитываемых гармоник;
 x_i, y_i – значения аргумента (время) и функции с порядковым номером i .

Разложение в ряд Фурье с учетом первых 50 гармоник обеспечивает приемлемую относительную погрешность при представлении в аналитическом виде дискретного ряда. Так для всех указанных функций относительная погрешность в среднем колеблется на уровне 0,1–1%.

С учетом распределения нагрузок между приводами частотно-регулируемого двухдвигательного механизма перемещения математическая модель имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_1 = \frac{\frac{u_p \eta_p M_n}{S_{hf2}} \left(\frac{r_{k1}}{r_{k2} r_{c1}} - \frac{1}{r_{c2}} \right) + Q_T}{u_p \eta_p \left(\frac{1}{r_{c2}} + \frac{r_{k2} S_{hf2}}{r_{k1} r_{c1} S_{hf1}} \right)} \\ M_2 = \frac{\frac{u_p \eta_p M_n}{S_{hf1}} \left(\frac{r_{k2}}{r_{k1} r_{c2}} - \frac{1}{r_{c1}} \right) + Q_T}{u_p \eta_p \left(\frac{1}{r_{c1}} + \frac{r_{k1} S_{hf1}}{r_{k2} r_{c2} S_{hf2}} \right)} \\ V_n = \frac{\omega_c}{u} \left[1 - \frac{r_{c1} r_{c2} r_{k2} S_n Q_T}{u M_n (r_{c1} r_{k1} + r_{c2} r_{k2})} \right] r_{k1} \\ r_{ki} = r_{kcp} + \sum_{k=1}^{n_2} (a_{kk} \cos(kz_k \varphi_{ki}) + b_{kk} \sin(kz_k \varphi_{ki})); \\ r_{ci} = r_{ccp} + \sum_{k=1}^{n_2} (a_{ck} \cos(kz_k \varphi_{ki}) + b_{ck} \sin(kz_k \varphi_{ki})), \\ i = 1, 2 \end{array} \right. \quad (4)$$

где u_p, η_p – соответственно, передаточное отношение и к.п.д. редуктора;

M_1, M_2 – крутящие моменты приводных электродвигателей;

Q_T – тяговое усилие механизма перемещения, которое определяется как сумма всех сил сопротивления движению комбайна;

M_n – номинальный момент электродвигателя;

S_{hf1}, S_{hf2} – номинальное скольжение i -го электродвигателя, которое обратно пропорционально зависит от частоты питающей сети;

φ_{ki} – угол поворота колеса i -го движителя ($i = 1, 2$);

$r_{ki}(\varphi_{ki})$, $r_{ci}(\varphi_{ki})$ – соответственно, приведенные кинематический и силовой радиусы i -го движителя ($i = 1, 2$):

$r_{ксп}$, $r_{ссп}$ – средние значения, соответственно, приведенных кинематического и силового радиусов;

a_{kk} , b_{kk} , a_{ck} , b_{ck} – коэффициенты разложения в ряд Фурье;

z_k – количество зубьев на колесе.

Следует иметь в виду, что зубья обоих движителей в общем случае входят в зацепление не синхронно, поэтому $\varphi_{k2} = \varphi_{k1} + \Delta\varphi$, где $\Delta\varphi$ – сдвиг фазы между началом зацепления зубьев приводных звезд.

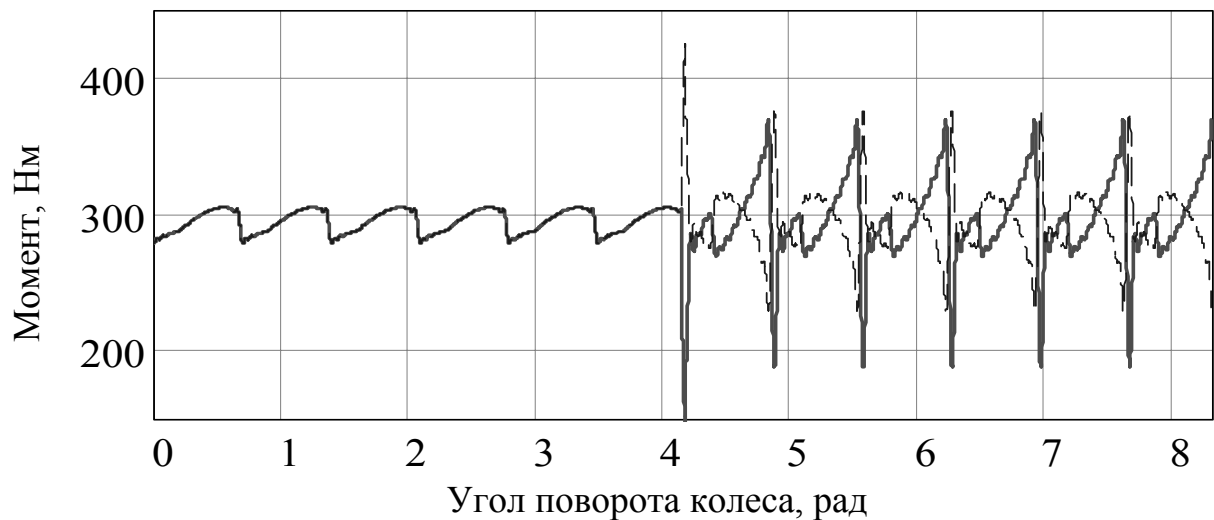
Результаты математического моделирования нагрузок в приводе при перемещении комбайна на расстояние, равное длине рейки, при номинальном среднем тяговом усилии приведены на рисунке 4. В начальный период оба колеса контактируют с зубьями одной рейки. При этом $\Delta\varphi=0$, так как расстояние между осями колес принято кратным шагу зацепления, нагрузки обоих двигателей совпадают и амплитуды их изменения минимальны.

При прохождении одним из колес движителя стыка рейки ($\varphi_k = 4,187$ рад) из-за отклонения шага зацепления происходит резкое возрастание момента на двигателе одного из приводов с одновременным снижением момента другого привода. В дальнейшем при взаимодействии звезд с разными рейками возникает сдвиг фаз между началом зацепления зубьев ($\Delta\varphi=1,9^\circ$), что приводит к неравномерности распределения нагрузок между приводами [3]. Нагрузки обоих двигателей начинают изменяться практически в противофазе и амплитуды их колебаний существенно возрастают.

Аналогичный характер изменения токов электродвигателей механизма перемещения комбайна УКД400 зафиксирован при экспериментальных исследованиях машины в шахтных условиях, что подтверждает адекватность предложенной модели формирования нагрузок.

Как видно из рис. 4 а и 4 б, рассогласование крутящих моментов в приводах составит: для примененного движителя УКД400 – 188 Нм, для движителя с циклоидальным профилем зубьев колеса – 26 Нм (при номинальном моменте на двигателе 295 Нм).

Как показывают результаты моделирования, увеличение средней скорости перемещения приводит к линейному росту амплитуд крутящих моментов и неравномерности распределения нагрузки между приводами.



а) примененный движитель УКД400



б) движитель с циклоидальным профилем

Рисунок 4 – Изменение крутящих моментов двигателей механизма перемещения комбайна УКД400 во время движения

Таким образом, использование циклоидального зацепления позволяет существенно уменьшить неравномерность нагрузки в приводах механизма перемещения, что особенно актуально при работе с большими скоростями перемещения.

Выводы и направление дальнейших исследований. Для очистных комбайнов актуальным является повышение ресурса движителя механизма перемещения. Одним из путей решения этой проблемы является применение движителей с циклоидальным зацеплением, что обеспечивает уменьшение диапазона изменения приведенных радиусов движителя и снижение неравномерности нагрузок привода механизма перемещения. Задачей дальнейших исследований является ко-

личественная оценка роста ресурса движителей, получаемого за счет использования нового вида зацепления.

Список источников:

1. Бреннер В.А., Лукиенко Л.В. Повышение ресурса бесцепных систем подачи угледобывающих комбайнов. РХТУ им. Менделеева. Новомосковский институт, Новомосковск, 2004. – 204 с.
2. Кондрахин В.П. Исследование кинематических и силовых параметров цевочно-реечных движителей очистных комбайнов методом трехмерного моделирования / Кондрахин В.П., Косарев А.В., Косарев В.В., Стадник Н.И. // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Випуск 104 Серія: гірничо-електромеханічна.- Донецьк: ДонНТУ, 2005. – С. 83-90.
3. Кондрахин В.П. Моделирование нагрузок в двухдвигательном механизме перемещения очистного комбайна с частотно-регулируемым приводом / Кондрахин В.П. Косарев А.В. Косарев В.В. Стадник Н.И. Косарев И.В. // Решение научно-технических проблем при создании и внедрении современного горно-шахтного оборудования / Сб. научн. трудов ГП «Донгипроуглемаш».- Донецк.-Астро, 2008.- С.343-350

В.П.Кондрахін, Н.І.Константинова. Кінематичні й силові параметри рушіїв із циклоїдальним зачепленням для механізмів переміщення очисних комбайнів. Проведено дослідження кінематичних і силових параметрів двохелементного рушія із циклоїдальним профілем зубів механізму переміщення очисного комбайна УКД400. Проведено порівняльний аналіз рушіїв із циклоїдальним й евольвентним профілем зубів.

очисний комбайн, механізм переміщення, частотне регулювання, циклоїдальне зачеплення, силові й кінематичні параметри

V.P.Kondrakhin, N.I.Konstantinova. The kinematic and force parameters of the track mover with a cycloidal profile for cutter-loader. The kinematic and force parameters of two-element track mover with a cycloidal profile of the teeth for cutter-loader UKD400 was investigated. A comparative analysis of the track movers with cycloidal and involute teeth.

cutter-loader, moving mechanism, frequency adjustment, cycloidal gears, force and kinematic parameters

Стаття надійшла до редколегії 09.09.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Г.Гуляев

© В.П.Кондрахин, Н.И.Константинова, 2010