

*В.А. ДЕЙНИЧЕНКО*, канд.техн.наук., институт «Донгипроуглемаш»  
*А.Н. КОРОЛЬЧУК*, инженер, институт «Донгипроуглемаш»  
*В.С. ВОСКРЕСЕНСКИЙ*, инженер, институт «Донгипроуглемаш»  
*М.С. ВАСИЛЕНКО*, инженер, институт «Донгипроуглемаш».

## СОЗДАНИЕ ДВИЖИТЕЛЕЙ БЕСЦЕПНЫХ СИСТЕМ ПОДАЧИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ НА БАЗЕ ЦЕВОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ТЕОРИИ

Розглядається проблема створення цевочних коліс із малим числом зубів з використанням евольвентної теорії. Виконується аналіз якості зацеплення пара "колесо – колесо" і "колесо – рейка". Наведені результати й рекомендації із проектування цевочних коліс із малим числом зубів.

The problem of creation track gears with small number teeth with use geometric theories is considered. The «gears – gears» and a «gears – lath» is analysed quality of gearing of pairs. Shown results and recommendations on designing track gears with small number teeth.

**Постановка проблемы.** Повышение требований к ресурсу и долговечности систем подачи очистных комбайнов, использование их в комплексе с оборудованием различных производителей приводит к переходу на создание очистных комплексов индивидуального исполнения. Двигатель системы подачи очистного комбайна является одним из связующих звеньев в очистном комплексе.

**Цель статьи.** Создание профиля цевочных колес бесцепных систем подачи очистных комбайнов на базе эвольвентной теории с улучшенным качеством зацепления.

В качестве привода подачи современных очистных комбайнов широко используются бесцепные системы подачи (БСП) на базе цевочного зацепления. Двигателем бесцепной системы подачи является механизм, обеспечивающий кинематическую связь выходного вала редуктора подачи очистного комбайна с цевочным реечным ставом скребкового конвейера и преобразующий вращательное движение цевочных колес в поступательное движение комбайна вдоль конвейерного става.

Конструктивно применяемые двигатели делятся на:

- двухэлементные (приводное колесо – цевочная рейка);
- трехэлементные (приводное колесо – промежуточное колесо – цевочная рейка) (рис. 1).

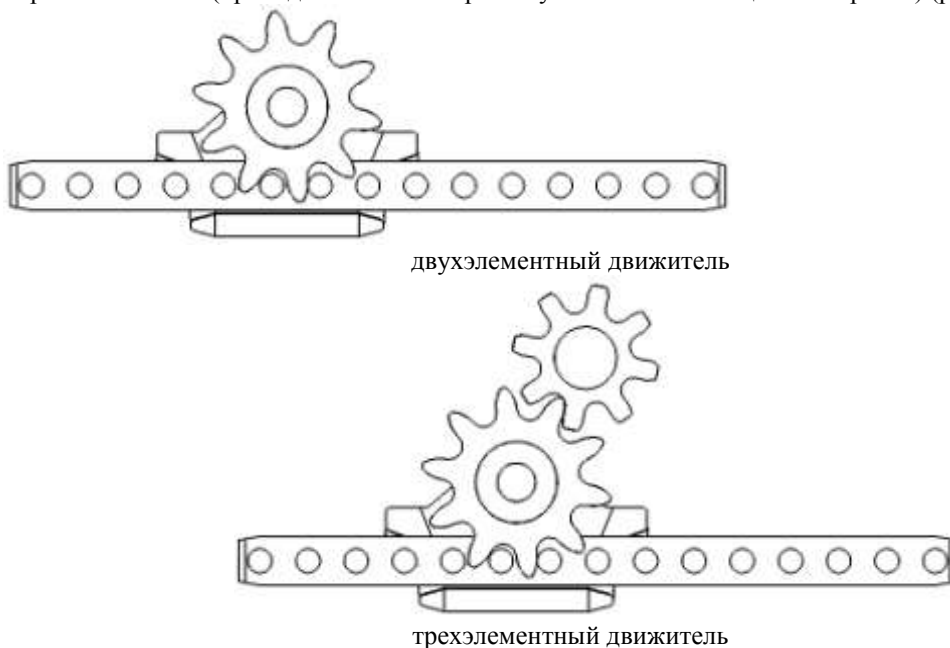


Рис. 1 – Виды бесцепных систем подачи

Отличие трехэлементных двигателей от двухэлементных – наличие дополнительного колеса.

В оценке работоспособности двигателей бесцепных систем подачи большое значение имеет качество зацепления «колесо-рейка» т.к. важно обеспечить плавность хода комбайна и минимальные радиальные усилия в зацеплении. Эти параметры могут в конечном итоге влиять на положение комбайна в пространстве и, следовательно, смещать исполнительный орган. Также критерием оценки является минимальный износ элементов двигателя. Необходимо также исключение кромочного контакта вершины зуба колеса с цевкой при выходе из зацепления [1].

Следует заметить, что БСП очистных комбайнов эксплуатируются в тяжелых шахтных условиях, в которых имеет место изменение межосевого расстояния в паре «колесо-рейка» из-за зазоров в обратных захватах очистного комбайна, изменение шага по цевочной рейке, вследствие зазоров в конвейерном става.

Существуют различные способы создания геометрии цевочного зацепления. Основным можно считать методику [2]. К другим способам можно отнести теорию эвольвентного зацепления [3], в т.ч. обобщенная теория [4] и др.

В методике [1] приведен алгоритм получения профиля и ряд рекомендуемых цевочных колес с различными числами зубьев для шага рейки 100 мм.

Повышение тяговых усилий обуславливает переход современных очистных комплексов на цевочные рейки с шагом 126 мм. Цевочная рейка с шагом 126 мм имеет более высокую прочность, чем с шагом 100 мм, т.к. диаметр цевок увеличивается с 50 до 55 мм. Также рейка с шагом 126 мм имеет соотношение диаметра цевки к шагу рейки 0,437 вместо 0,5 для рейки с шагом 100 мм, что соответствует рекомендуемым значениям 0,4-0,47, приведенным в литературе [5].

Получить работоспособный профиль цевочных колес по [2] не удалось, а рекомендуемые цевочные колеса для шага рейки 126 мм в ней отсутствуют.

Вследствие этого была предпринята попытка получения профиля цевочных колес с использованием эвольвентной теории.

Достоинство движителей, построенных на обычном эвольвентно-цевочном зацеплении, состоит в том, что они обеспечивают стабильный характер скорости, но при этом работают в условиях кромочного контакта в паре «колесо-рейка», который снижает ресурс этих движителей [6].

В очистных комбайнах института «Донгипроуглемаш», в основном, применяются трехэлементные движители.

Очевидно, что в связи с наличием промежуточного колеса, которое одновременно контактирует с ведущим элементом и рейкой, выходные параметры движителя (скорость и усилие подачи) будут зависеть как от качества зацепления в первой паре «приводное колесо – промежуточное колесо», так и во второй «промежуточное колесо – рейка».

Основной особенностью цевочных движителей очистных комбайнов являются габаритные размеры.

Как говорилось выше, БСП очистных комбайнов – это высоконагруженные узлы, которые передают тяговые усилия 25-30 т. Для обеспечения прочности реечного става применяются цевочные рейки с шагом 126 мм, что в свою очередь соответствует модулю цевочных колес  $\approx 40$  мм. Естественно, при таких значениях модуля и шага получаются большие диаметры цевочных колес. Максимальные диаметры цевочных колес движителей очистных комбайнов составляют 350-400 мм. Отсюда, максимальное число зубьев цевочных колес должно быть  $\leq 10$ .

На примере рассмотрим создание движителя очистного комбайна с колесами  $Z = 6$ ,  $Z = 8$  для рейки с шагом 126 мм

В первую очередь необходимо получить эвольвентный профиль зуба промежуточного колеса ( $Z = 8$ ), контактирующего с цевочной рейкой, используя теорию эвольвентного зацепления (ГОСТ 16532-70). Причем, шаг по основной окружности промежуточного колеса должен совпадать с шагом цевочной рейки (в данном случае 126 мм). Как говорилось выше, эвольвентное промежуточное колесо при контакте с цевочной рейкой имеет кромочный контакт, что было подтверждено кинематическим моделированием в пакете visualNastran 4D. Устранение кромочного контакта производится путем модификации головки зуба.

Далее необходимо получить эвольвентный профиль приводного колеса ( $Z = 6$ ). При создании такой пары ( $Z = 6$ ,  $Z = 8$ ) есть ограничение, а именно невозможность использования коррекции, которая приводит к увеличению размеров колес. Естественно полученная пара будет иметь интерференцию в зацеплении. Поэтому такую пару зубчатых колес необходимо проверить на интерференцию, но не численными методами, а обкаткой профилей при постоянной скорости с использованием компьютерных средств (например, AutoCad). Это дает возможность получить область интерференции зубчатых колес, которую необходимо исключить путем подрезки профилей. В результате полученные зубчатые колеса будут иметь три переходные кривые (участок скругления на вершине зуба, эвольвентный участок и участок подрезки ножки зуба) (рис. 2). Также стоит отметить, что необходимо вводить принудительное утонение зубьев порядка 3-5 мм на сторону [2].

С точки зрения изготовления такую пару, с несколькими переходными кривыми, несложно получить на станках с ЧПУ.

На рис. 3 приведен зуб цевочного колеса, полученного в результате описанных выше изменений.



Рис. 2 Модификация профиля зубьев

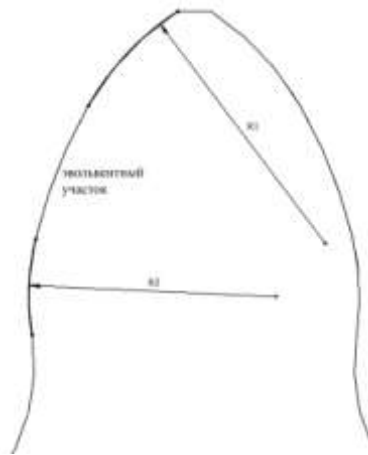


Рис. 3 – Общий вид полученного профиля цевочного колеса

Как видно, профиль зуба имеет три участка: головку зуба с радиусом  $R1$ , эвольвентный участок и ножку зуба с радиусом  $R2$ . При необходимости, эвольвентный участок может быть заменен на эквивалентный радиус для упрощения изготовления. Замена эвольвенты на эквивалентный радиус практически не влияет на качество зацепления, что было подтверждено в результате кинематического анализа на компьютере.

После получения такого профиля приводного и промежуточного колеса производится моделирование зацепления «приводное колесо – промежуточное колесо – цевочная рейка» в среде MSC.visualNastran 4D, в результате чего оцениваются усилия в зацеплении, характер изменения скорости (плавность хода), а также отсутствие кромочных контактов и достаточность радиальных и боковых зазоров.

Трехмерная твердотельная модель для исследования приведена на рис. 4.

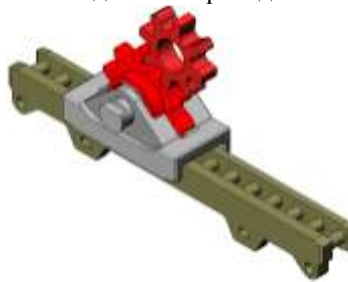
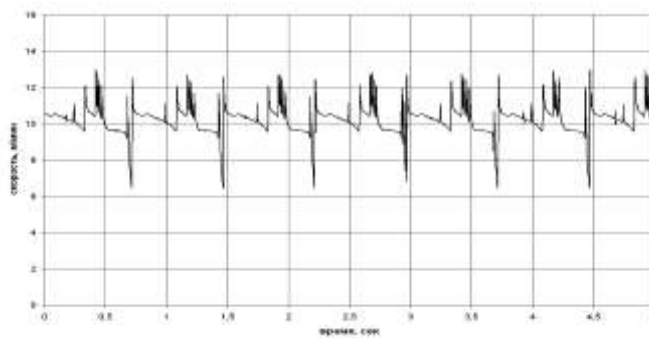
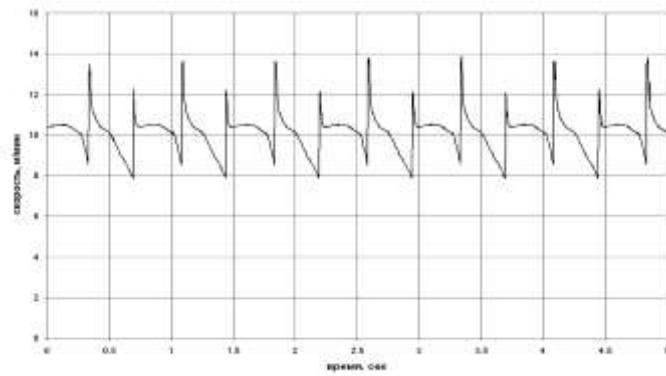


Рис. 4 – Трехмерная твердотельная модель движителя очистного комбайна.

В качестве примера на рис. 5 и 6 приведены результаты моделирования исходных профилей цевочных колес (без модификации) и полученных по описанной выше методике.

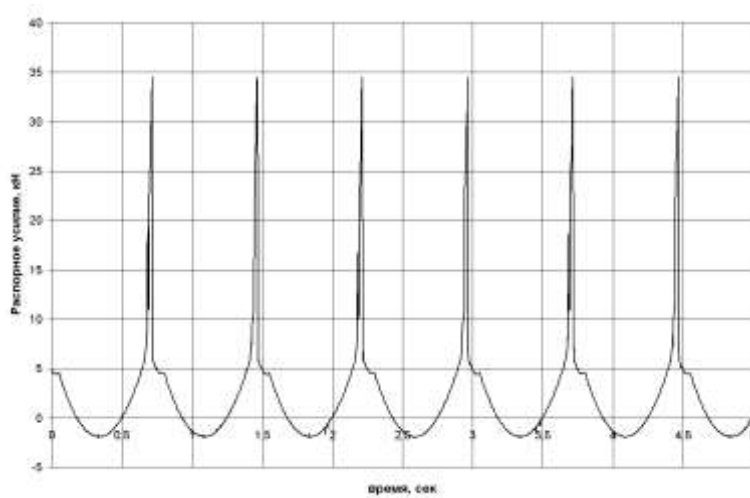


эвольвентный профиль

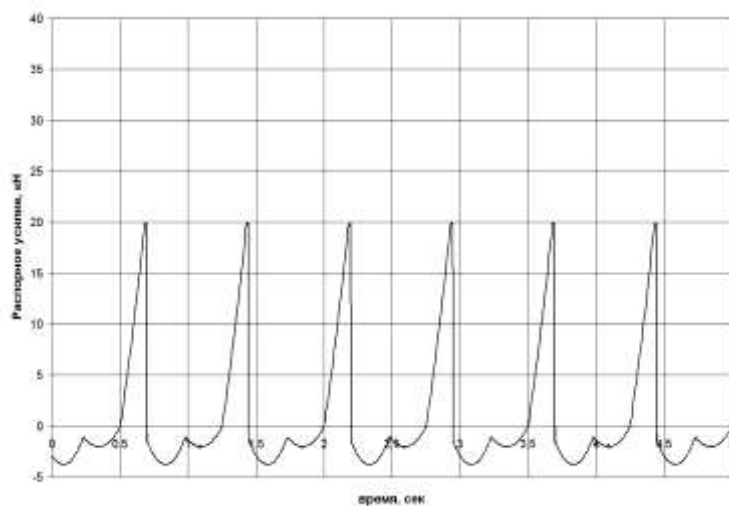


модифицированный профиль

Рис. 5 – Характер изменения линейной скорости движителя с эвольвентными и модифицированными профилями зубьев цевочных колес.



эвольвентный профиль



модифицированный профиль

Рис. 6 – Характер изменения распорного усилия в паре «колесо-рейка» с эвольвентным и модифицированным профилем зубьев цевочных колес.

Как видно из приведенных графиков, модификация эвольвентного профиля цевочных колес позволила добиться относительной плавности скорости в движителе, а также снизить максимальные распорные усилия в паре «колесо-рейка» и исключить кромочный контакт в зацеплении.

Выводы рекомендации. В результате использования описанной выше методики конструирования цевочных колес с использованием эвольвентной теории стало возможным:

- получение цевочных колес с малым числом зубьев ( $Z = 6 \div 10$ );
- вписывание новых цевочных колес в существующие межосевые расстояния, что позволяет применять очистные комбайны на цевочных рейках с различным шагом без переделки корпусов;
- получение достаточной плавности линейной скорости очистного комбайна;
- устранение кромочного контакта в зацеплении, что приводит к повышению ресурса движителей;
- уменьшение износа в зацеплении;
- снижение максимальных распорных усилий в паре «колесо-рейка», что позволяет снизить нагрузки на узлы системы подачи очистного комбайна.

Все вышесказанное является актуальным для создания цевочных колес движителей существующих очистных комбайнов, которые планируется использовать в комплексе с рейками различного шага (100, 108, 125, 126 мм) без значительных изменений корпусных и сопряженных деталей.

**Список литературы:** 1. Дейниченко В.А., Воскресенский В.С., и др. К вопросу проектирования цевочных бесцепных систем подачи очистных комбайнов. / Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: "Тірничо-електромеханічна". Випуск 99. – Донецьк: ДОНТУ, 2005. – 318с. 2. КД 12.10.024-99 «Изделия угольного машиностроения. БЕСЦЕПНЫЕ СИСТЕМЫ ПОДАЧИ. Методика расчета параметров движителей». 3. В.А. Гавриленко ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ эвольвентных зубчатых передач. /М.: Машгиз, 1949, 399с. 4. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. /М., «Машиностроение», 1974, 264с. 5. СПРАВОЧНИК ПО КРАНАМ. Издание 2-е. Том 2, Характеристики кранов, крановые механизмы, их узлы и детали, техническая эксплуатация. / Под ред. проф. А.И. Дукельского, «Машиностроение», 1973. 6. Семенов Ю.Н. Бесцепные системы подачи комбайнов. /М.: Недра, 1988. – 152с.

*Поступила в редколлегию 09.06.07*