

УДК 622.232.72

И. А. Горобец, канд. техн. наук, проф.

ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», ДНР

E-mail:gorobets.ascon@gmail.com

ВЫБОР 3D ФОРМЫ ЗУБЬЕВ РЕЙКИ КОЛЕСНО - РЕЕЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Приняты ограничения, допущения и критерии для исследования формы и расположения линии зацепления зубьев колеса и рейки движителя объекта. Определены параметры линии зацепления при условии минимизации работы сил трения. Предложены варианты 2D и 3D профиля зубьев рейки движителя. Приведены критерии для выбора наилучшего профиля зубьев рейки. Определены наилучшие формы 3D профиля зубьев рейки для тяжело нагруженных условий работы движителя.

Ключевые слова: параметр, форма, зубья, колесо, рейка, критерий, влияние

I. Gorobets

3D SHAPE SELECTION OF THE RACK TEETH FOR A GEAR RACK AND PINION MOVER

Restrictions, assumptions and criteria for studying the shape and location of the line of engagement of the teeth of the gear rack and pinion are accepted. The parameters of the gear line are determined under the condition of minimizing friction forces. Variants of the 2D and 3D profile of the propeller rail teeth are offered. The criteria for choosing the best profile of the rack teeth are given. The best forms of the 3D profile of the rack teeth for the heavily loaded driving conditions have been determined.

Keywords: parameter, shape, teeth, gear, rail, criterion, influence

1. Введение

В настоящее время одним из исполнительных механизмов для реализации поступательного перемещения объектов являются колесно-реечные зубчатые передачи, рис.1. Такими движителями комплектуют объекты транспортного, горного, автомобильного, аэрокосмического и военного машиностроения. Задачей таких движителей является преобразование вращательного движения зубчатого колеса в поступательное движение зубчатой рейки или объекта и крутящего момента на приводном колесе в усилие перемещения.



Рисунок 1. Вид колесно-реечного движителя.

Колесно-реечные движители имеют ряд особенностей. К таким особенностям можно отнести наличие трения скольжения зубьев вращаемого зубчатого колеса и перемещаемой рейки (либо объекта). Наличие трения скольжения и специфика геометрии профиля зубьев движителя приводят к нежелательным последствиям, сопровождающимся:

- ухудшением силовых и кинематических характеристик механизма движителя, при которых возникают значительные знакопеременные радиальные усилия зацепления и неравномерность линейной скорости перемещения объекта (либо зубчатой рейки) [1];

- высокой динамической нагруженностью зубчатого зацепления и узлов взаимодействия объекта с зубчатой рейкой, вызванных знакопеременным характером, нерав-

номерностью и значительными показателями радиального усилия (R) зацепления [1,2], рис. 2, приводящая к снижению долговечности движителя;

- снижением КПД зубчатой передачи, мгновенные величины которого могут находиться в пределах 0,30 – 0,93 [1,2];

- наличием износа контактирующих поверхностей зубьев, снижающее долговечность приводных элементов движителя [3,4].

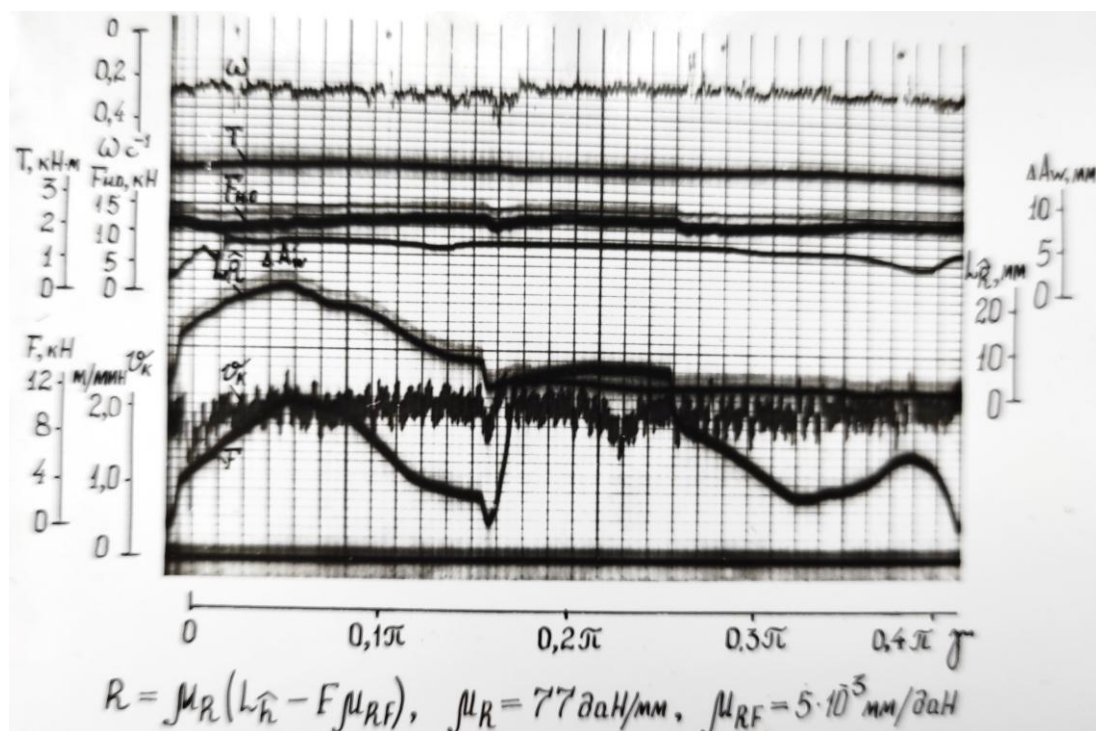


Рисунок 2. Фрагмент реализации кинематических и силовых характеристик зацепления зубьев колесно-речного движителя очистного комбайна КА-80.

В связи с перечисленными особенностями зубчатого зацепления колёсно-речного движителя актуальным является вопрос снижения негативных последствий взаимодействия зубчатых пар движителя за счёт определения наилучшей формы линии зацепления зубчатой передачи движителя и рациональной 3D формы зубьев рейки.

Целью исследований является определение рациональной 3D формы зубьев рейки, путём синтеза наилучших формы и расположения линии зацепления зубчатой передачи колесно-речного движителя.

2. Основное содержание и результаты

Рациональную форму линии зацепления зубчатой передачи колесно-речного движителя определим исходя из энергетической компоненты процесса зацепления. В качестве критерия для определения рациональной формы линии зацепления примем минимальную работу сил трения $A_{тр}$. Тогда, геометрическое место точек линии зацепления Q можно описать зависимостью

$$Q_j^* \{ \rho_{wj}, \alpha_{wj} \} \quad \text{при } A_{тр} \rightarrow A_{трmin} \quad (1)$$

где ρ_{wj}, α_{wj} – полярные координаты точки контакта зубьев, а $A_{тр}$ – работа сил трения.

- В качестве допущений при проведении исследований приняты:
- потери мощности от перекатывания профилей зубьев колеса и рейки пренебрежимо малы по сравнению с потерями мощности при скольжении зубьев;
 - коэффициент трения скольжения зубьев является постоянным и не зависит от скорости;
 - податливость зубьев колеса и рейки при взаимодействии не значима и в расчётах не учитывается;
 - колебания крутящего момента на валу приводного зубчатого колеса не значимы;
 - изменения межцентрового расстояния в процессе зацепления зубьев колеса и рейки не оказывают влияния на кинематические и силовые параметры;
 - изменения шага зубьев рейки не влияют на кинематические и силовые параметры зацепления и не учитываются в исследованиях.

Для решения задачи примем:

$$N_{тр} = F_{тр}V = \frac{2fT\rho\omega}{d_w \cos\alpha} \quad (2)$$

где $F_{тр}$ – сила трения в зацеплении, V – скорость скольжения зубьев движителя, T – крутящий момент на приводном колесе движителя, f – коэффициент трения зубьев колеса и рейки в зацеплении, ρ , α – полярные радиус и угол точки контакта зубьев колеса и рейки, d_w – диаметр начальной окружности, ω – угловая скорость вращения приводного зубчатого колеса.

Для определения работы сил трения необходимо вычислить время движения точки контакта зубьев движителя. Рассчитаем для элементарного участка

$$dt = \frac{ds}{V_s} \quad , \quad (3)$$

где V_s – скорость точки контакта вдоль ds (рис. 3).

Определим величину S , воспользовавшись рис. 3:

$$s = \frac{1}{2} \omega d_w \cos\alpha \cos^{-1}\mu \quad , \quad (4)$$

где μ – угол между радиус-вектором ρ и касательной к линии зацепления.

Определим элементарную работу сил трения, как:

$$dA_{тр} = N_{тр} dt = \frac{4fT\rho\omega \cos\mu}{\omega d_w^2 \cos^2\alpha} ds \quad (5)$$

Проинтегрировав выражение (5), получим

$$A_{тр} = K \int_0^\alpha \frac{\rho \cos\mu}{\cos^2\alpha} ds, \quad (6)$$

где

$$K = \frac{4Tf}{d_w^2} \quad (7)$$

Но

$$ds = \sqrt{\rho^2 + (\rho')^2} d\alpha, \tag{8}$$

где ρ' – производная от полярного радиуса ρ .

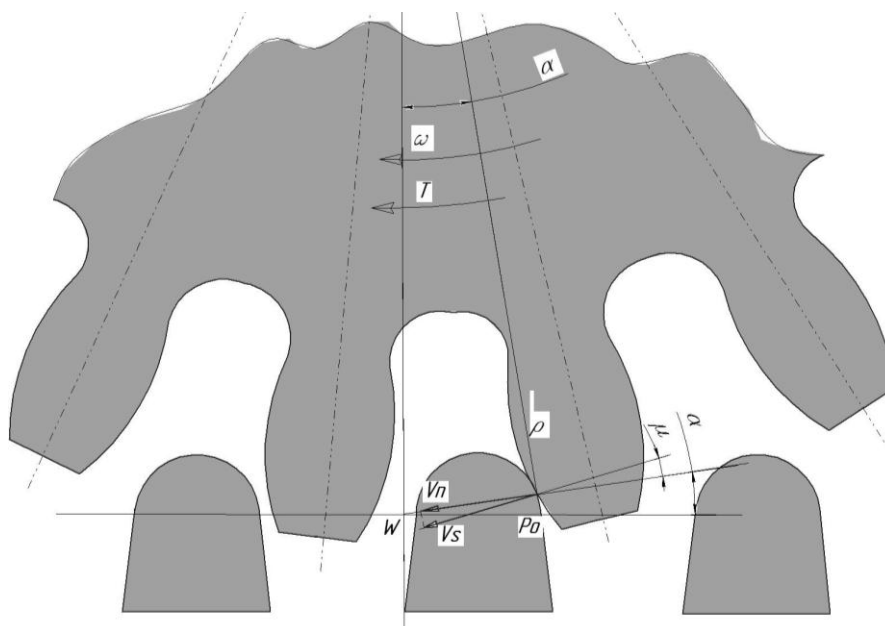


Рисунок 3. Схема кинематических параметров зацепления.

Однако, из рис. 2 определим

$$ds = \frac{d\rho}{\cos\mu} \tag{9}$$

Откуда

$$\cos\mu = \frac{d\rho}{ds} = \frac{\rho' d\alpha}{ds} \tag{10}$$

Подставив (9) в (10), получим

$$\cos\mu = \frac{\rho'}{\sqrt{\rho^2 + (\rho')^2}} \tag{11}$$

Тогда выражение (5) будет иметь вид

$$A_{\text{тр}} = K \int_0^\alpha \rho \rho' \cos^{-2} \alpha d\alpha \tag{12}$$

Для осуществления условия (1), поскольку $K = const$, необходимо выполнение условия:

$$\int_0^{\alpha_1} \rho \rho' \cos^{-2} \alpha d\alpha \rightarrow \min \tag{13}$$

Для определения экстремума интеграла (13) воспользуемся техникой вариационного исчисления [5]:

$$\frac{d}{d\alpha} \frac{\partial F}{\partial \rho'} - \frac{\partial F}{\partial \rho} = 0 \tag{14}$$

Здесь

$$F = \rho \rho' \cos^{-2} \alpha d\alpha \tag{15}$$

Тогда

$$\frac{2\rho\sin\alpha}{\cos^3\alpha} + \frac{\rho'}{\cos^2\alpha} - \frac{\rho'}{\cos^2\alpha} = 0 \tag{16}$$

Откуда получим условие:

$$\frac{2\rho\sin\alpha}{\cos^3\alpha} = 0 \tag{17}$$

Поскольку

$$\rho \neq 0, \tag{18}$$

то выражение (17) будет выполняться при условии:

$$\alpha = 0 \tag{19}$$

Таким образом, при однопарном зацеплении зубьев колеса и рейки движителя (по исследованиям автора коэффициент перекрытия передачи не превышает 1,1) рациональной формой линии зацепления является прямая, сонаправленная линии перемещения объекта и находящаяся в полюсе зацепления (исследования линии зацепления с учетом многопарного зацепления изложены в работе [6]).

2D поверхность зуба рейки, состоящую из фрагментов окружностей радиусами R_{pi} и отрезков прямых линий с углом наклона α_{pi} (рис.4), можно описать аналитическим выражением (20):

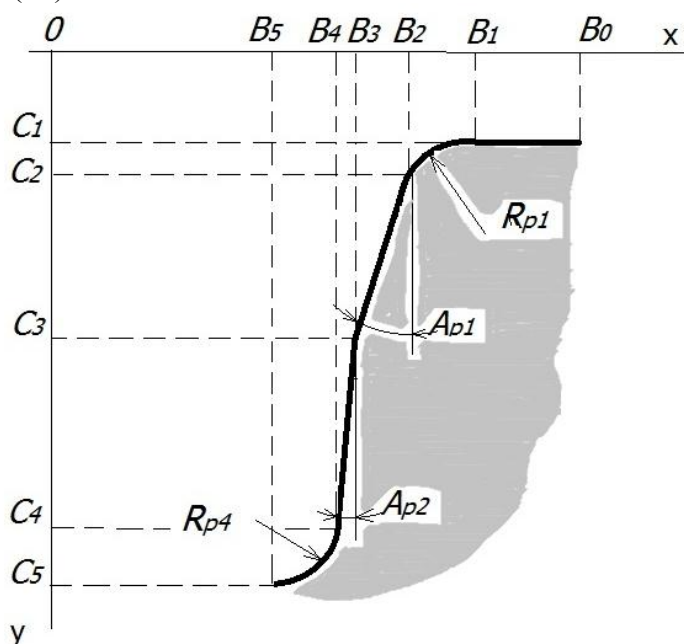


Рисунок. 4. Схема параметров профиля зуба рейки колесно-реечного движителя

Реализацией такого условия может быть прямозубый профиль или окружность (в 2D параметрах). Тогда рейка с таким профилем зубьев в 3D реализации может быть прямозубой (рис. 5 а), цевочной (рис. 5 б) или с зубьями в виде сфер [7,8,9].

$$\begin{cases} y_p = C_1, & B_0 \leq x_p < B_1 \\ (y_p - y_{poj})^2 - (x_p - x_{poj})^2 = R_{poj}^2 & C_{j-1} < y_p \leq C_j \\ y_p = C_N + (x_p - B_N) \operatorname{tg} \alpha_{pn}, & C_j < y_p \leq C_N, \quad j = 2, 3, 4 \dots n \end{cases} \quad (20)$$

Очевидно, для случая использования пары преобразования вращательного в поступательное движение посредством колёсно-реечного движителя, при высоконагруженных и динамично изменяющихся внешних условиях, целесообразно использование 3D формы зубьев рейки с прямобочными зубьями или цевками (рис. 5а) и б)). Такое решение позволит сформировать линейный контакт зубьев движителя и многократно снизить контактные напряжения, в сравнении с кромочным (точечным) контактом зубьев движителя, выполняя условие (21).

$$\sigma_k < [\sigma_k] \quad (21)$$

где σ_k $[\sigma_k]$ - контактные напряжения и допускаемые контактные напряжения в зубчатом зацеплении колесно-реечного движителя.

При этом, как отмечается в исследованиях [4], жёсткость конструкции цевочной рейки превосходит жёсткость конструкции рейки с зубьями.

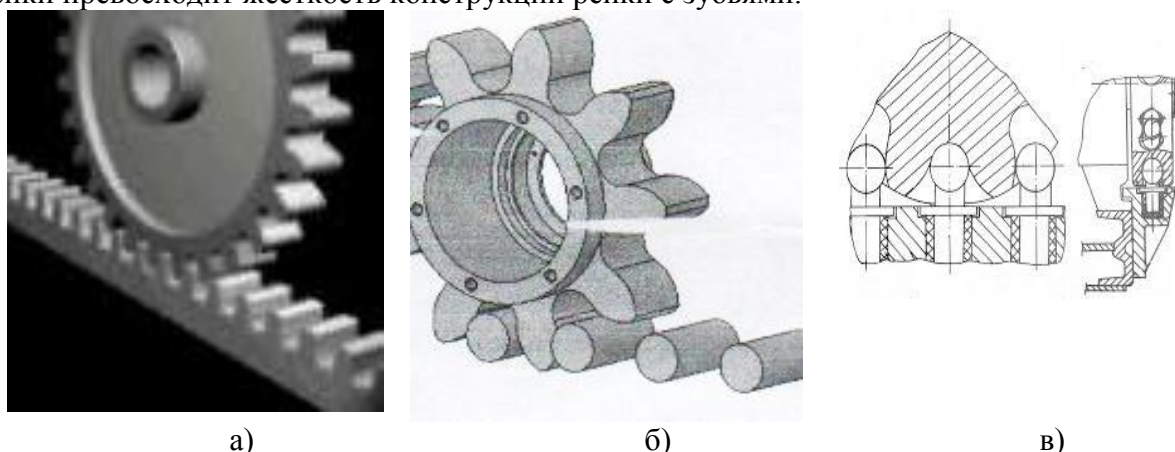


Рисунок 5. Вид колесно-реечной передачи с:
 а) прямым профилем зубьев рейки, б) цевочными зубьями рейки; в) зубьями в виде сфер.

Для окончательного выбора наилучшей 3D формы зубьев рейки и её конструкции в целом, необходимо учитывать также технологичность конструкции и жёсткость зубчатой рейки, влияние формы зубьев приводного колеса и точности изготовления зубьев рейки на кинематические и силовые характеристики движителя, воспользовавшись рекомендациями [10].

3. Заключение

Определена рациональная, с точки зрения минимизации работы сил трения, форма линии зацепления и её расположение относительно объекта перемещения. Доказано, что при однопарном зацеплении зубьев колеса и рейки движителя, рациональной формой линии зацепления является прямая, сонаправленная линии перемещения объекта и находящаяся в полюсе зацепления. Разработанный подход определения рациональной формы и расположения линии зацепления позволяет определить варианты 3D формы зуба рейки колесно-реечного движителя, произвести оценку наилучшей формы зуба рейки с учетом технологичности конструкции, степени влияния точности изготов-

ления зубьев рейки на кинематические и силовые характеристики движителя и снижения контактных напряжений в зубчатом зацеплении.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Горобец, И. А. Оценка влияния параметров зацепления движителя БСП на производительность горного комбайна // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ГОУВПО «ДОННТУ», 2020. – № 2(69) – С. 9-15.
2. Горобец, И. А. Оптимизация профиля зубьев движителей механизма перемещения очистных комбайнов. / И. А. Горобец // Известия Вузов. Горный журнал. – М.:1992. – №5. – С. 77-81.
3. Лукиенко, Л. В. Расширение области применения электровозной откатки для горно-транспортных машин за счёт использования зубчато-реечных передач / Л. В. Лукиенко, К. В. Гальченко, И. В. Литвинов, В. В. Исаев // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – М.: Издательство «Горная книга», 2017. – №9. – С. 52-59.
4. Лукиенко, Л. В. Обоснование рациональных режимов работы зубчато-реечных систем перемещения технологических машин / Л. В. Лукиенко, В. В. Исаев // Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки. – Гомель: Издательство «Горная книга», 2014. – Вып. 8. – С. 136-148.
5. Горобец, И. А. Оптимизация линии зацепления колесно-реечной передачи / И. А. Горобец, О. Н. Новикова, В. Ю.Тихонович // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 1998. – Вып. 5. – С. 40-44.
6. Новикова, О. Н. Оптимизация линии зацепления колесно-реечной передачи при многопарном зацеплении / О.Н. Новикова, И.А. Горобец, Д.К. Сергиенко// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 1999. – Вып. 7. – С. 139-146.
7. Горобец, И. А. Особенности изготовления движителей бесцепных систем подачи угольных комбайнов / И.А Горобец, О.А. Мирошниченко // Материалы одиннадцатого научно-практического семинара «Практика и перспективы развития партнерства в сфере высшей школы». – Таганрог: ТРТУ, 2010 – Т. 3. – С.99-108.
8. Лукиенко, Л. В. Совершенствование тяжело нагруженных зубчато-реечных систем перемещения с помощью программных продуктов НТЦ «АПИМ» / Л. В. Лукиенко, М. Каменский // САПР и графика – М.: КомпьютерПресс, 2009. – Вып. №9. – С.41-47.
9. А. с. 1191576 СССР, МПК E21C 29/02. Механизм подачи очистного комбайна / Н. Г. Бойко, В. Г. Шевцов, И. А. Горобец, В. И. Игнатов, В. Г. Нечепав, А. В. Болтян – 1985. БИ №42.
10. Гладчук, Е. А. Параметрическое моделирование технической системы неустойчивой структуры / Е. А. Гладчук // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2016. – Вып. № 3(54) – С. 25-29.

Поступила в редколлегию 20.02.2021 г