

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТЯЖЕЛО НАГРУЖЕННЫХ ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫХ ПЕРЕДАЧ В УСЛОВИЯХ ЗНАЧИТЕЛЬНОЙ ВАРИАЦИИ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

Лукиенко Л.В.

Ключевые слова: моделирование, зубчато-реечные передачи, межосевое расстояние, вариация.

Аннотация. В статье представлена математическая модель, позволяющая провести моделирование работы тяжело нагруженных зубчато-реечных передач в условиях значительной вариации межосевого расстояния. В основе модели лежит учёт момента пересопряжения контактирующих пар. Разработанная математическая модель позволяет определить наиболее рациональные геометрические размеры контактирующих элементов, обеспечивающие геометрические и кинематические параметры передачи, обладающей максимальным ресурсом для данных конкретных условий.

SIMULATION OF THE OPERATION OF HEAVILY LOADED RACK-AND-PINION GEARS UNDER CONDITIONS OF SIGNIFICANT VARIATION OF THE AXIAL DISTANCE

Lukienko L. V.

Keywords: modeling, rack and pinion gears, axial distance, variation.

Abstract. The article presents a mathematical model that allows modeling the operation of heavily loaded rack and pinion gears in conditions of a significant variation of the axial distance. The model is based on taking into account the moment of overvoltage of the contacting pairs. The developed mathematical model allows us to determine the most rational geometric dimensions of the contacting elements, providing the geometric and kinematic parameters of the transmission, which has the maximum resource for these specific conditions.

Современные машины и механизмы, применяемые в промышленности, работают с высокими скоростями, при весьма значительных нагрузках (подъёмно-транспортные машины), имеющих весьма динамичный характер (очистные и проходческие комбайны). Выбрать единый экспериментальный метод исследования таких машин весьма затруднительно из-за различных технологических условий их работы. Исходя из современных рыночных условий хозяйствования перспектива проведения физического эксперимента в реальных производственных условиях представляется весьма призрачной. Эту проблему можно решить, используя метод многомасштабного моделирования. При этом можно определить не только рациональные геометрические и кинематические параметры проектируемого зацепления, но и оценить на стадии проектирования перспективы его работоспособности с точки зрения изнашивания.

Целью работы является совершенствование многомасштабной модели, позволяющей определить на стадии проектирования наиболее рациональные параметры тяжело нагруженных зубчато-реечных передач.

Задачи работы: провести анализ исследований, выполненных в избранном направлении исследования; разработать многомасштабную модель

для обоснованного выбора параметров проектируемой передачи на стадии проектирования, а также оценки её процесса изнашивания.

Исследованиям тяжело нагруженных зубчато-реечных передач посвящены работы В.А. Бреннера [1], Н.Г. Бойко [4], Н.И. Буцыка [2], И.А. Горобца [4], В.Г. Лукиенко [3], П.Г. Сидорова [5], С.Н. Смирнова [6] и других учёных. В своих работах [1-6] они затрагивали различные аспекты конструирования и внедрения данной группы передач. Однако эти публикации были основаны на проведении весьма затратного физического эксперимента, проведение которого в настоящее время затруднительно. Поэтому, избранная тема исследований, посвящённая разработке математической модели работы тяжело нагруженных зубчато-реечных передач в условиях значительной вариации межосевого расстояния, является актуальной.

Рассмотрим решение избранной темы исследования на примере очистных комбайнов, для работы которых характерны значительные колебания межосевого расстояния (до 15мм), необходимость большого шага зацепления (до 150мм), обусловленная требованиями технологического процесса, высокие значения тангенциальной составляющей усилия в зацеплении (усилия подачи) – до 400 кН.

В качестве метода исследования используем многомасштабное моделирование, основанное на определении геометрических и кинематических параметров проектируемой передачи в момент пересопряжения контактирующих пар зубьев и рабочих элементов рейки. Многомасштабность моделирования состоит в применении в работе методов физического масштабного моделирования для определения интенсивности изнашивания контактирующих элементов.

В качестве исходных данных рассмотрим шаг зацепления P_p , диаметр цевки d_u , межосевое расстояние a_{w2-p} и диапазон его возможного варьирования Δa_{w2-p} , минимальное значение зазора в зацеплении J_{min} , радиус профиля зуба колеса r_{n2} .

Расчет геометрических параметров передачи «зубчатое колесо – цевочная рейка» также ведется на момент пересопряжения [1]. В соответствии с принимаемой расчетной моделью угол давления в точке контакта на выходе колеса из зацепления: $\alpha_{2-pв} = 0$.

Вводим неподвижную систему координат XO_3Y (рис. 1), центр которой поместим в центр цевки, контактирующей с зубом колеса, выходящим из зацепления.

Определяем ориентировочное число зубьев колеса:

$$z_2 = \frac{2\pi a_{w2-p}}{P_p}. \quad (1)$$

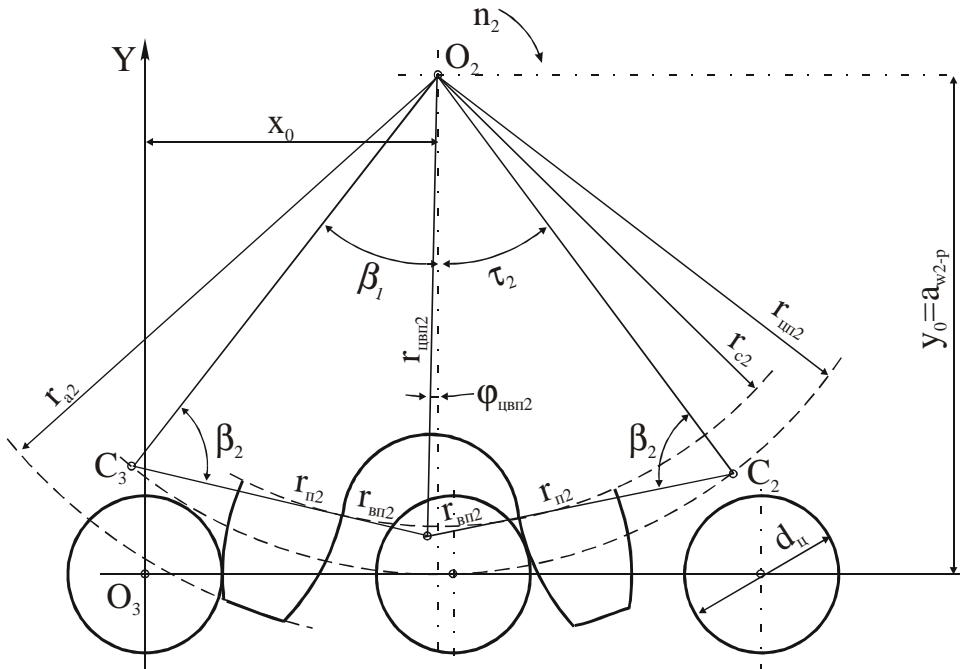


Рис. 1. Расчетная схема к определению рабочих профилей зубьев колеса и точек контакта в момент пересопряжения

Принимаем число зубьев колеса z_2 как наиболее близкое целое от значения, полученного из выражения (1). Таким образом, уточненное значение межосевого расстояния будет соответствовать величине радиуса окружностей центров кривизны профилей и равно:

$$a_{w2-p} = \frac{P_p \cdot z_2}{2\pi} = r_{цвп2}. \quad (2)$$

Угол давления в точке контакта на входе колеса в зацепление:

$$\alpha_{2-pf} = \arcsin\left(\frac{a_{w2-p} - r_{wg2} \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{z_2}\right)}{\frac{d_u}{2} + r_{n2}}\right). \quad (3)$$

Полученная величина угла давления не должна превышать допустимое значение: $\alpha_{2-pf} < 12^\circ$. Иначе следует изменить радиус профиля зубьев колеса r_{n2} и повторить расчет по зависимости (4).

Координаты центра колеса в момент пересопряжения:

$$x_0 = \frac{d_u}{2} + r_{n2}; \quad y_0 = a_{w2-p}. \quad (4)$$

Радиус окружности, на которой расположена точка контакта на выходе колеса из зацепления:

$$r_{62} = \sqrt{r_{цвп2}^2 + r_{n2}^2}. \quad (5)$$

Координаты точек пересопряжения: $x_1 = \frac{d_u}{2}$; $y_1 = 0$;

$$x_2 = \frac{d_u}{2} \cos \alpha_{2-pf} + P_p; \quad y_2 = \frac{d_u}{2} \sin \alpha_{2-pf}.$$

Координаты центров кривизны профилей зуба колеса, входящего в зацепление (точка C_1): $x_{C_1} = x_0$; $y_{C_1} = 0$; выходящего из зацепления (точка C_2):

$$x_{C_2} = \left(\frac{d_u}{2} + r_{n2}\right) \cos \alpha_{2-pf} + P_p; \quad y_{C_2} = \left(\frac{d_u}{2} + r_{n2}\right) \sin \alpha_{2-pf}.$$

Радиус окружности, на которой расположена точка контакта на входе колеса в зацепление: $r_{f2} = \sqrt{(x_2 - x_0)^2 + (y_0 - y_2)^2}$. (6)

Радиус окружности, на которой расположены вершины зубьев колеса:

$$r_{a2} = 1,2r_{e2} - 0,2r_{f2}. \quad (7)$$

Радиус окружности, на которой расположены точки сопряжения активного профиля с впадиной: $r_{c2} = r_{f2} - \Delta a_{w2-p}$. (8)

Определяем толщину зуба колеса по окружности вершин. Используя вспомогательную величину β_1 определяем координаты центра кривизны правых профилей зубьев (точки C_3 и C_4):

$$x_{C_3} = x_0 - r_{\text{цн}2} \sin \beta_1; \quad y_{C_3} = y_0 - r_{\text{цн}2} \cos \beta_1; \quad (9)$$

$$x_{C_4} = x_0 - r_{\text{цн}2} \sin(\beta_1 - \tau_2); \quad y_{C_4} = y_0 - r_{\text{цн}2} \cos(\beta_1 - \tau_2). \quad (10)$$

Значение максимальной толщины зуба на окружности вершин должно быть в пределах

$$\frac{P_p}{\pi \cdot 4} \leq S_{a2} \leq 2 \cdot r_{a2} \cdot \sin \frac{1}{2} \cdot \left(2 \cdot \arccos \left(\frac{r_{\text{цн}2}^2 + r_{a2}^2 - r_{n2}^2}{2r_{\text{цн}2}r_{a2}} \right) - \beta_1 \right).$$

Радиус профиля впадин и радиус, на котором расположены центры профилей впадин, рассчитаем по зависимостям:

$$r_{\text{вн}2} = \frac{r_{\text{цн}2} \sin(\beta_1 - \varphi_{\text{вн}2})}{\sin(\pi - \beta_1 + \varphi_{\text{вн}2} - \beta_2)} - r_{n2}; \quad r_{\text{цвн}2} = \frac{r_{\text{цн}2} \sin \beta_2}{\sin(\pi - \beta_1 + \varphi_{\text{вн}2} - \beta_2)}, \quad (11)$$

где $\varphi_{\text{вн}2} = \frac{\beta_1 - \tau_2}{2}$; $\beta_2 = \arccos \frac{r_{\text{цн}2}^2 + r_{n2}^2 - r_{c2}^2}{2r_{\text{цн}2}r_{n2}}$.

Список литературы

1. Повышение ресурса бесцепных систем подачи угледобывающих комбайнов / В.А. Бреннер, Л.В. Лукиенко. – Новомосковск: Новомоск. ин-т Рос. хим.-технол. ун-та им. Д.И. Менделеева, 2004. – 204 с.
2. Горобец И.А., Бойко Н.Г. Влияние параметров движителя БСП на производительность машины // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: гірничо-електромеханічна. Випуск 99. – Донецьк: ДонНТУ, 2005.

3. Буцык Н.И. Учет внешних условий взаимодействия тяговой звезды с цевочной рейкой в механизме БСП выемочного комбайна. – Тула: ТулГУ, 1997. Деп. ВИНТИ. №342. – В47 от 05.02.97. – 7 с.
4. Беспцепные системы подачи очистных комбайнов / Ю.Н. Семенов, В.Г. Лукиенко, Б.М. Геллер и др. – М. Недра, 1988. – 151 с.
5. Силовые зубчатые трансмиссии угольных комбайнов: Теория и проектирование / П.Г. Сидоров, С.В. Козлов, В.А. Крюков, Л.П. Полосатов; Под общ. ред. П.Г. Сидорова. – М.: Машиностроение, 1995. – 294 с.
6. Смирнов С.Н. Разработка методов исследования и проектирования зубчато-реечных систем подачи, обеспечивающих повышение эффективности очистных комбайнов: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.06 / Тульск. политехн. ин-т. – Тула, 1991. – 572 с.

References

1. Increasing the resource of chainless haulage systems for shearer loaders / V.A. Brenner, L.V. Lukienko. – Novomoskovsk: Novomosk. in-t Rus. chem.-technol. D.I. Mendeleev University, 2004. – 204 p.
2. Gorobets I.A., Boyko N.G. Influence of the CHS propulsion parameters on the machine performance // Naukovi pratsi Donetsk National Technical University. Series: girnicho-elektromekhanichna. Issue 99. – Donetsk: DonNTU, 2005.
3. Butsyk N.I. Taking into account the external conditions of interaction of the traction star with the pin rail in the CHS mechanism of the dredging combine. Tula, 1997, TulSU. Dep. VINITI. No. 342-B47 of 05.02.97. 7 p
4. Chainless haulage systems for shearer loaders / Yu.N. Semenov, V.G. Lukienko, B.M. Geller and others. – M.: Nedra, 1988. – 151p.
5. Power gear transmissions of shearer loaders: Theory and design / P.G. Sidorov, S.V. Kozlov, V.A. Kryukov, L.P. Polosatov; Under the general editorship of P.G. Sidorov. – M.: Mechanical Engineering, 1995. – 294 p.
6. Smirnov S.N. Development of research methods and design of rack-and-pinion haulage systems that ensure an increase in the efficiency of shearer loaders: diss. ... doct. of tech. sc.: 05.05.06 / Tula polytechnic in-t. – Tula, 1991. – 572p.

<p>Лукиенко Леонид Викторович – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой, Тульский педагогический университет им. Л.Н. Толстого, Тула, Россия, lukienko_lv@mail.ru</p>	<p>Lukienko Leonid Vladimirovich – doctor of technical sciences, associate professor, head of department, Tula State Lev Tolstoy University, Tula, Russia, lukienko_lv@mail.ru</p>
---	---

Received 17.09.2021