

Скойбеда А.Т., Комяк И.М., Жуковец В.Н.

## ПРИМЕНЕНИЕ НЕКРУГЛЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС В ПРИВОДЕ КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

*Изложена методика расчета начальной линии некруглых зубчатых колес в приводе колесно-шагающего движителя с целью улучшения кинематики и динамики его движения.*

Существующий образец колесно-шагающего движителя (рис. 1) отличается преимуществами в тяге и проходимости по сравнению с обычным колесом. Вместе с тем, проведенное исследование кинематики колесно-шагающего движителя (КШД) показало [1], что круглый профиль опорного башмака имеет ряд недостатков. Для данного движителя, даже при устоявшемся движении, характерны значительные величины ускорений по горизонтальным и вертикальным осям, изменения которых носит циклический характер. Для нахождения профиля наружной поверхности башмака, позволяющего улучшить кинематику движителя, применяется методика анализа плоских кривых, изложенная в работах [2, 3].

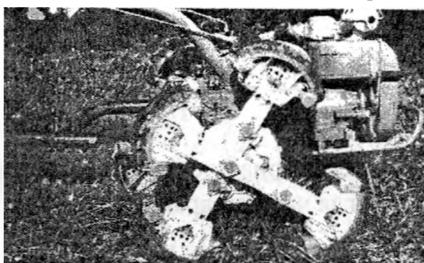


Рис. 1 - Колесно-шагающий движитель

Основная суть методики заключается в следующем. Профиль наружной поверхности опорного башмака описывается двумя радиус-векторами, являющимися функциями от угла  $\varphi$  поворота ступицы. Радиус-вектор  $Y_1$  начинается в точке  $B_1$  соединения стойки ноги с кривошипом, направлен вдоль стойки ноги в сторону наружной поверхности башмака. Не доходя до наружной поверхности, радиус-вектор  $Y_1$  дает начало в своей конечной точке  $C$  новому радиус-вектору  $Y_2$ , который заканчивается в точке  $K_1$  на наружной поверхности башмака. Своей конечной точкой  $K_1$  радиус-вектор  $Y_2$  обеспечивает контакт наружной поверхности башмака с опорной поверхностью. Радиус-вектор  $Y_2$  всегда перпендикулярен к опорной поверхности, находится на нормали к наружной поверхности башмака, образуя с осью стойки ноги угол  $\varphi$ , равный углу поворота ступицы. Расстояние между осями ступицы и кривошипа обозначается  $a$ , длина кривошипа  $b$ , длина стойки башмака  $c$ .

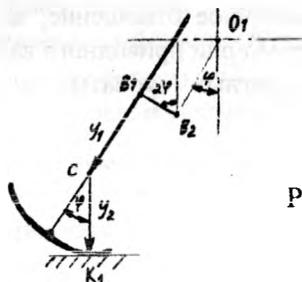


Рис. 2 – Описание профиля башмака колесно-шагающего движителя

После преобразований были получены функции:

$$Y_1 = 4 \cdot b \cdot \cos \varphi - a; \quad (1)$$

$$Y_2 = a - 2 \cdot b \cdot (1 + \cos^2 \varphi) + c. \quad (2)$$

Вертикальное положение оси ступицы движителя:

$$Y_{01} = (a + Y_1) \cdot \cos \varphi - b \cdot \cos 2\varphi + Y_2. \quad (3)$$

Аналог скорости движителя по горизонтали:

$$\frac{dX_{01}}{d\varphi} = (a + Y_1) \cdot \cos \varphi + 2 \cdot b \cdot \cos 2\varphi + Y_2. \quad (4)$$

Для функций (1, 2) получаем:

$$Y_{01} = a - b + c = const; \quad (5)$$

$$\frac{dX_{01}}{d\varphi} = a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi. \quad (6)$$

Таким образом, применение профиля опорных башмаков, описанного формулами (1-2), позволяет практически полностью устранить вертикальные колебания оси движителя. С другой стороны, за счет рационального профиля опорных башмаков улучшить кинематику КШД по горизонтальной оси можно лишь частично. Поэтому, для обеспечения постоянной скорости перемещения КШД и улучшения его динамических характеристик, зубчатое зацепление между шестерней приводного вала и колесом водила должно обеспечивать следующее переменное передаточное отношение:

$$\frac{\omega}{\omega_H} = \frac{i \cdot \left( \frac{dX_{01}}{d\varphi} \right)}{Y_{01}}. \quad (7)$$

Здесь принято допущение, что рассматривается установившееся движение КШД, когда частота вращения приводного вала  $\omega = const$ . Тогда частота вращения водила:

$$\omega_H = \frac{\omega \cdot Y_{01}}{i \cdot \left( \frac{dX_{01}}{d\varphi} \right)}.$$

Так как вращение водила обеспечивает поступательное перемещение КШД, скорость транспортного средства с КШД для установившегося режима будет равна:

$$v = \omega_H \cdot \left( \frac{dX_{01}}{d\varphi} \right) = \frac{\omega \cdot Y_{01}}{i}.$$

Для значений угловой скорости  $\omega = const$ , вертикальной координаты оси ступицы  $Y_{01} = a - b + c = const$ , коэффициента передаточного отношения  $i = const$ , получим линейную скорость перемещения  $v = const$ . В рассматриваемом зубчатом зацеплении существующего образца КШД используются круглые колеса с величиной  $i = 4$ . Для зацепления некруглых колес величина коэффициента передаточного отношения  $i$  будет определена несколько позднее. При этом в проектируемой передаче, несмотря на переменное передаточное отношение, за один полный оборот колеса водила будут совершаться четыре полных оборота шестерни приводного вала.

Уравнения начальных линий проектируемых некруглых зубчатых колес определяются из следующих условий:

$$\frac{\omega}{\omega_H} = \frac{r_H}{r}; \quad (8)$$

$$r + r_H = L = const. \quad (9)$$

Следовательно, преобразуя уравнение (8) с учетом (5-7), получаем:

$$\frac{r_H}{r} = i \cdot \left( \frac{dX_{01}}{d\varphi} \right) / Y_{01};$$

$$\frac{r_H}{r} = \frac{i \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{(a - b + c)}.$$

С учетом выражения (9) получим:

$$r_H = \frac{L \cdot i \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{(a - b + c) + i \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}; \quad (10)$$

$$r = \frac{L \cdot (a - b + c)}{(a - b + c) + i \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}. \quad (11)$$

Здесь обобщенной координатой является угол поворота  $\varphi$  колеса водила, связанный с углом поворота  $\theta$  шестерни приводного вала соотношением  $4 \cdot \varphi = \theta$ . Тогда формулу (11) можно представить в виде:

$$r = \frac{L \cdot (a - b + c)}{(a - b + c) + i \cdot \left( a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos \frac{\theta}{2} \right)}. \quad (12)$$

Найдем производные:

$$\frac{dr_H}{d\varphi} = \frac{-6 \cdot L \cdot i \cdot b \cdot (a - b + c) \cdot \sin 2\varphi}{\left( (a - b + c) + i \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi) \right)^2}; \quad (13)$$

$$\frac{dr}{d\theta} = \frac{\frac{3}{2} \cdot L \cdot i \cdot b \cdot (a - b + c) \cdot \sin \frac{\theta}{2}}{\left( (a - b + c) + i \cdot \left( a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos \frac{\theta}{2} \right) \right)^2}. \quad (14)$$

Для определения коэффициента передаточного отношения  $i = const$ , следует использовать равенство двух криволинейных интегралов [4]:

$$\int_{-\pi/4}^{\pi/4} \sqrt{(r_H)^2 + \left( \frac{dr_H}{d\varphi} \right)^2} d\varphi = \int_{-\pi}^{\pi} \sqrt{(r)^2 + \left( \frac{dr}{d\theta} \right)^2} d\theta. \quad (15)$$

После подстановки в (15) формул (10, 12, 13, 14) получаются очень громоздкие выражения. Вычисление значений данных интегралов в аналитическом виде весьма затруднительно, поэтому следует использовать численный метод нахождения значений определенных интегралов. Здесь применялся метод трапеций с шагами вычислений  $\Delta\varphi = 0,1^\circ$ ,  $\Delta\theta = 0,4^\circ$ . Значение коэффициента передаточного отношения  $i$  находилось методом последовательного приближения и первоначально задавалось как  $i = 4$ .

При расчетах использовались исходные данные: расстояние между осями вращения колеса и шестерни  $L = 75$  мм, расстояние между осями ступицы и кривошипа  $a = 100$  мм, длина кривошипа  $b = 50$  мм, длина стойки башмака  $c = 322$  мм. В итоге выяснилось, что равенство интегралов (15) соблюдается при значении коэффициента передаточного отношения  $i = 3,207678$ . На основании этого показателя были проведены расчеты по формулам (10, 12) и получены геометрические характеристики начальных линий колеса водила и шестерни приводного вала, сведенные в таблицу 1.

**Таблица 1 – Геометрические параметры проектируемой зубчатой передачи**

Начальная линия колеса водила		Начальная линия шестерни приводного вала	
Угол $\varphi$ , градусы	Радиус $r_H$ , мм	Угол $\theta$ , градусы	Радиус $r$ , мм
1.	2.	3.	4.
-45	57,18	-180	17,82
-40	58,08	-160	16,92
-35	58,87	-140	16,13

Окончание таблицы 1			
1.	2.	3.	4.
-30	59,55	-120	15,45
-25	60,12	-100	14,88
-20	60,57	-80	14,43
-15	60,92	-60	14,08
-10	61,17	-40	13,83
-5	61,32	-20	13,68
0	61,37	0	13,63
5	61,32	20	13,68
10	61,17	40	13,83
15	60,92	60	14,08
20	60,57	80	14,43
25	60,12	100	14,88
30	59,55	120	15,45
35	58,87	140	16,13
40	58,08	160	16,92
45	57,18	180	17,82

Затем были построены графики начальных линий в полярных координатах.

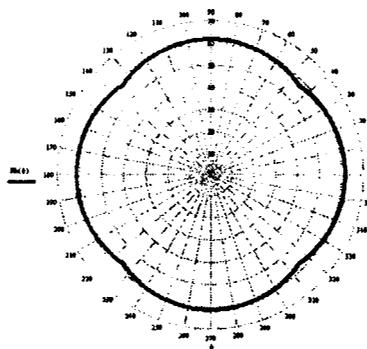


Рис. 3 – Начальная линия зубчатого венца водила

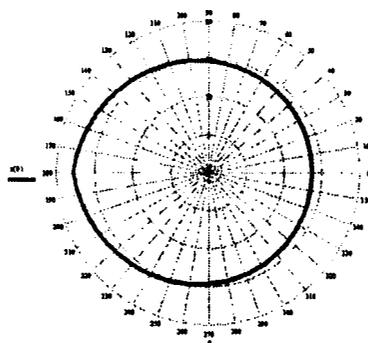


Рис. 4 – Начальная линия приводной шестерни

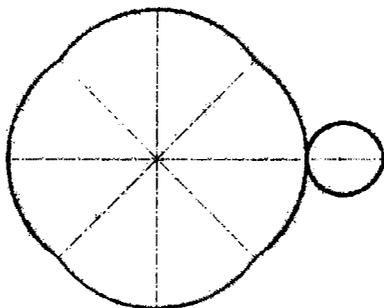


Рис. 5 – Начальные линии зубчатой передачи при положении  $\theta = 0^\circ$

Таким образом, используя начальные линии, в дальнейшем следует приступать к профилированию зубчатых венцов. Применение данной конструкции зубчатого зацепления в приводе движителя позволит значительно повысить равномерность движения, снизить динамические нагрузки на транспортное средство, сохраняя при этом все преимущества по тяговому усилию. Ожидаемым недостатком конструкции будет неравномерность распределения нагрузки на различные зубья. Поэтому в дальнейшем следует разработать комплекс мероприятий по упрочнению зубчатых венцов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда А.Т., Жуковец В.Н., Сонич О.А. Кинематика колесно-шагающего движителя при опоре на башмаки круглого профиля./Современные методы проектирования машин: Республиканский межведомственный сборник научных трудов. Вып.2. В 7 томах. – Т. 3. Проектирование приводов машин / Под общ. ред. П.А. Витязя. – Минск, 2004. – с. 102–106.
2. Жуковец В.Н. Профиль плоского кулачка в виде замкнутой кривой, описанной системой уравнений в параметрическом виде.//Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2006. № 1. – с. 76–86.
3. Скойбеда А.Т., Комяк И.М., Жуковец В.Н. Колесно-шагающий движитель и его динамические преимущества по сравнению с колесом / Механика-2011: сб. науч. тр. V Белорусского конгресса по теорет. и прикладной механике, Минск, 26 – 28 окт. 2011 г.: в 2 т. – Минск, 2011. – Том 1. – Стр. 138-144.
4. Воднев В.Т., Наумович А.Ф., Наумович Н.Ф. Основные математические формулы: Справочник. Под ред. Богданова Ю.С. – Мн.: Выш. шк. 1995. – 380 с.

УДК 621.85.052

Скойбеда А.Т., Комяк И.М., Жуковец В.Н.

### УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ ПРИ СМЕНЕ ОПОРНЫХ БАШМАКОВ

*Белорусский национальный технический университет*

*Минск, Беларусь*

*Представлен метод улучшения характеристик движения колесно-шагающего движителя при помощи резиновых гусениц.*

Созданный в БНТУ образец колесно-шагающего движителя имеет преимущества в тяге и проходимости по сравнению с обычным колесом. Вместе с тем, проведенный в работе [1] анализ кинематики колесно-шагающего движителя показал, что круглый профиль опорного башмака имеет ряд недостатков. Поэтому возникла потребность в нахождении такой формы наружной поверхности башмака, отличной от круглого профиля, которая смогла бы улучшить кинематику и динамику движения.

Воспользуемся приведенной в работах [2, 3] методикой.

На основании значений  $Y_1$ ,  $Y_2$  можно вычислить координаты  $X$  и  $Y$  точек профиля башмака (рис. 1). Координаты профиля можно выразить через радиус-вектор  $\rho$  и угол его поворота  $\alpha$ , который отсчитывается от оси симметрии башмака: