

ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА НЕКРУГЛЫМИ КОЛЕСАМИ ДЛЯ ПРИВОДА КРИВОШИПА ОДНОГО ИЗ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫХ МЕХАНИЗМОВ

In work the settlement dependences for account centroid and their basic parameters of not round gear wheels for a drive crank mechanism of cutting devices of agricultural harvest machines are received.

В работе получены расчетные зависимости для расчета центроид и их основных параметров некруглых зубчатых колес для привода кривошипа режущих аппаратов сельскохозяйственных уборочных машин.

Кривошипно-ползунные механизмы находят широкое применение в различных отраслях машиностроения (некоторые механические прессы, поршневые насосы, режущие аппараты сельскохозяйственных машин и т. п.). Обеспечение заданного рационального закона движения ползуна позволяет существенно улучшить технико-экономические показатели исполнительного органа машины. Одним из путей достижения этого является применение в приводе кривошипа передачи из некруглых зубчатых колес.

Кривошипно-ползунным механизмам режущих аппаратов сельскохозяйственных машин необходимо обеспечить такие перемещения ножа (ползуна) как исполнительного органа, чтобы процесс резания осуществлялся с постоянной скоростью. Для этого требуется вращать кривошип с определенной переменной угловой скоростью. Осуществить такие движения возможно при помощи специальных некруглых колес, помещенных в приводе кривошипа.

Рассмотрим одну из таких передач, для которой радиусы центроид, ведущего и ведомого колес соответственно, описываются в полярной форме уравнениями

$$r_1 = r - e \cdot \cos(j_1 \cdot \varphi_1), \quad (1)$$

$$r_2 = r + e \cdot \cos(j_1 \cdot \varphi_1), \quad (2)$$

где r - средний радиус центроиды ведущего колеса

$$r = \frac{a_w}{U + 1}, \quad (3)$$

a_w - межцентровое расстояние передачи;

U - передаточное число передачи;

j_1 – количество максимальных значений радиуса центриды ведущего колеса;

φ_1 – угол поворота ведущего колеса;

e – эксцентриситет ведущего колеса.

Так как ползун перемещается прямолинейно из одного крайнего положения в другое и возвращается обратно за один оборот кривошипа, то необходимо положить $j_1 = 2$, а передаточное число принять $U=1$. В этом случае оба некруглых колеса будут одинаковыми, что облегчит вопросы их проектирования и изготовления, а также не потребуются других дополнительных передач.

Величину эксцентриситета будем определять в зависимости от параметров кривошипа и шатуна (рис. 1) [1].

$$e = \frac{U \cdot r \cdot \lambda}{1 + U \cdot (1 + \lambda)}, \quad (4)$$

где λ – коэффициент

$$\lambda = \frac{l_2}{l_3}, \quad (5)$$

где l_2 и l_3 – длина кривошипа и шатуна соответственно.

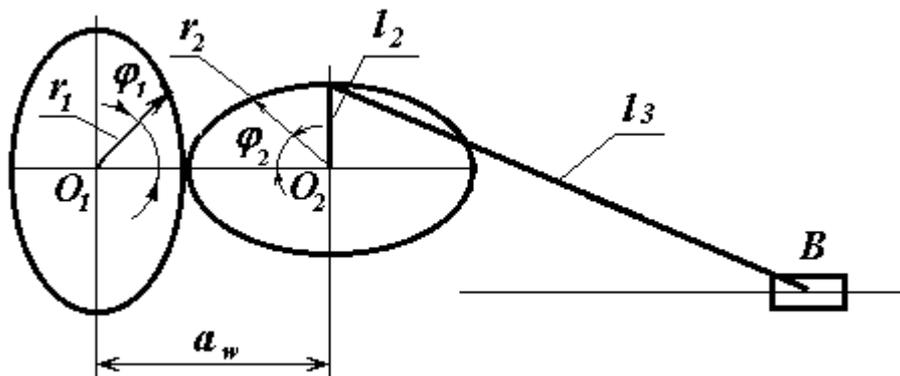


Рис.1.- Схема привода кривошипно-ползунного механизма

При $U=1$ выражение (4) принимает вид

$$e = \frac{r \cdot \lambda}{2 + \lambda}, \quad (6)$$

Функция передаточного отношения передачи

$$i(\varphi_1) = \frac{r_1}{r_2} = \frac{r - e \cos(j_1 \varphi_1)}{r + e \cos(j_1 \varphi_1)}, \quad (7)$$

Связь между углами поворота ведущего и ведомого некруглых колес получим, используя значение (7)

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \frac{r - e \cdot \cos \varphi_1}{r + e \cdot \cos(j_1 \varphi_1)} d\varphi_1 = \frac{2r}{j_1 \cdot \sqrt{r^2 - e^2}} \operatorname{arctg} \frac{(r - e) \cdot \operatorname{tg} \frac{j_1 \varphi_1}{2}}{\sqrt{r^2 - e^2}} - \frac{\varphi_1}{j_1}. \quad (8)$$

Учитывая, что вначале принято $j_1 = 2$, уравнение (8) принимает вид

$$\varphi_2 = \frac{r}{\sqrt{r^2 - e^2}} \arctg \frac{(r-e) \cdot \operatorname{tg} \varphi_1}{\sqrt{r^2 - e^2}} - \frac{\varphi_1}{2}. \quad (9)$$

Для определения длины центроиды колеса, а также радиусов ее кривизны и координат радиусов кривизны воспользуемся общей методикой [2].

Длина центроиды [2]

$$l_1 = l_2 = a_w \cdot \int_0^{2\pi} \frac{\sqrt{[1+i(\varphi_1)]^2 \cdot i^2(\varphi_1) + [i'(\varphi_1)]^2}}{[1+i(\varphi_1)]^2} d\varphi_1 = \frac{a_w \cdot \sqrt{A_1}}{2r^2}. \quad (10)$$

где $i'(\varphi_1)$ - производная от передаточной функции (7) по параметру φ_1 .

$$i'(\varphi_1) = \frac{2ej_1 \sin(j_1\varphi_1) \cdot \cos(j_1\varphi_1)}{[r + e \cdot \cos(j_1\varphi_1)]^2}. \quad (11)$$

$$A_1 = r[r - e \cdot \cos(j_1\varphi_1)]^2 \cdot [i'(\varphi_1)]^2 + e^2 j_1^2 \sin^2(j_1\varphi_1) \cdot \cos^2(j_1\varphi_1). \quad (12)$$

Радиусы кривизны центроид [2]

$$\rho_1 = \frac{a_w \cdot A_1^{\frac{3}{2}}}{[1+i(\varphi_1)]^2 \cdot A_2} \cdot \left\{ [1+i(\varphi_1)]^2 \cdot i^2(\varphi_1) + [i'(\varphi_1)]^2 \right\}^{\frac{3}{2}}, \quad (13)$$

$$\text{где } A_2 = i^2(\varphi_1) \cdot [1+i(\varphi_1)] + 2 \cdot [i'(\varphi_1)]^2 - i(\varphi_1) \cdot i''(\varphi_1). \quad (14)$$

$i''(\varphi_1)$ - вторая производная от передаточной функции (7) по параметру

φ_1

$$i''(\varphi_1) = \frac{2ej_1^2 \cdot \{r + [e + 2 \sin^2(j_1\varphi_1)] \cdot \cos(j_1\varphi_1)\}}{[r + e \cdot \cos(j_1\varphi_1)]^3}. \quad (15)$$

Подставив в выражения (13) и (14) значения (7), (11) и (15), после несложных преобразований получим

$$\rho_1 = \frac{4a_w A_1^{\frac{3}{2}}}{A_2}, \quad (16)$$

где

$$A_2 = r[r - e \cdot \cos(j_1\varphi_1)]^2 \cdot [r + e \cdot \cos(j_1\varphi_1)] + 4ej_1^2 \sin^2(j_1\varphi_1) \cdot \cos^2(j_1\varphi_1) - ej_1^2 [r - e \cdot \cos(j_1\varphi_1)] \cdot \{r + [e + 2 \sin^2(j_1\varphi_1)] \cdot \cos(j_1\varphi_1)\} \quad (17)$$

Экстремальными радиусы кривизны центроиды будут при значениях $\varphi_1=0^\circ$ и $\varphi_1=90^\circ$.

При $\varphi_1=0^\circ$ из уравнения (16) получим

$$\rho_{1min} = \frac{4a_w \cdot r_1^{\frac{3}{2}}}{r^2 - e \cdot j_1^2}, \quad (18)$$

и при $\varphi_1=90^\circ$ соответственно

$$\rho_{1max} = \frac{4a_w \cdot r_1^{\frac{9}{2}}}{r \cdot (r - e) \cdot (r^2 - e^2 - e \cdot j_1^2) + 4 \cdot e^2 \cdot j_1^2}. \quad (19)$$

Знание радиусов кривизны центроид необходимо при проектировании и изготовлении некруглых колес. У ведомого колеса в нашем случае ($U=1$, $j_1=2$) центроида такая же, но повернется на 90° относительно ведущей.

Координаты центров кривизны центроид [2]

$$X_{C1} = \frac{a_w}{1+i(\varphi_1)} \cdot i(\varphi_1) \cdot \cos \varphi_1 - \frac{1}{[1+i(\varphi_1)]A_3} \{i'(\varphi_1) \cdot \cos \varphi_1 - i(\varphi_1) \cdot [1+i(\varphi_1)] \cdot \sin \varphi_1\} \times \\ \times \{ [1+i(\varphi_1)]^2 \cdot i^2(\varphi_1) + [i'(\varphi_1)]^2 \} = \frac{a_w}{2r} \left\{ [r - e \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot \cos \varphi_1 - \frac{4[r + e \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot A_1}{r[r - e \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot A_3} \right\} \times (20) \\ \times \{ e \cdot j_1 \cdot \sin(j_1 \varphi_1) \cos(j_1 \varphi_1) \cdot \cos \varphi_1 - r[r - e \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot \sin \varphi_1 \}$$

где

$$A_3 = r e j_1^2 \{ [r + e \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot [e + 2 \sin(j_1 \varphi_1)] \} \cdot \cos(2\varphi_1) + 2e^2 j_1^2 \cdot \sin^2(j_1 \varphi_1) \cdot \cos(j_1 \varphi_1) - \\ - e j_1 [r + e \cos(j_1 \varphi_1)]^2 \cdot \sin(j_1 \varphi_1) \cos(j_1 \varphi_1) \sin \varphi_1 \cos \varphi_1 + r[r^2 - e^2 \cos^2(j_1 \varphi_1)] \cos(2\varphi_1) \quad (21)$$

$$Y_{C1} = \frac{a_w}{1+i(\varphi_1)} \cdot i(\varphi_1) \cdot \sin \varphi_1 + \frac{1}{[1+i(\varphi_1)]A_3} \{i'(\varphi_1) \cdot \sin \varphi_1 - i(\varphi_1) \cdot [1+i(\varphi_1)] \cdot \cos \varphi_1\} \times \\ \times \{ [1+i(\varphi_1)]^2 \cdot i^2(\varphi_1) + [i'(\varphi_1)]^2 \} = \frac{a_w}{2r} \left\{ [r - e \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot \sin \varphi_1 - \frac{4[r + e \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot A_1}{r[r - e \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot A_3} \right\} \times (22) \\ \times \{ e \cdot j_1 \cdot \sin(j_1 \varphi_1) \cos(j_1 \varphi_1) \cdot \sin \varphi_1 + r[r - e \cos(j_1 \varphi_1)] \cdot \cos \varphi_1 \}$$

Если в выражениях (1), (2) и (7) положить $j_1=1$, то получим передачу из двух одинаковых круглых эксцентричных колес

$$r_1 = r - e \cdot \cos \varphi_1, \quad (23)$$

$$r_2 = r + e \cdot \cos \varphi_1, \quad (24)$$

$$i(\varphi_1) = \frac{r - e \cos \varphi_1}{r + e \cos \varphi_1}. \quad (25)$$

В этом случае после передачи некруглыми колесами необходимо поместить передачу круглыми колесами с передаточным числом $U=2$, ведомое колесо которой насажено на одном валу с кривошипом. Такой вариант привода кривошипа может быть применен в случае технологических затруднений при изготовлении некруглых колес, хотя это несколько усложнит привод.

Полученные формулы (1), (2), (7), (8), (10), (13), (18) и (19) позволяют определить основные параметры центроид передачи некруглыми зубчатыми колесами для привода кривошипа кривошипно-ползунного механизма режущих аппаратов сельскохозяйственных уборочных машин в целях совершенствования как процесса срезания растений поступательно движущимися ножами, но и значительно повысить их надежность.

Для обеспечения более рациональных технико-экономических показателей режущим аппаратам без некруглых колес выбирают коэффициент λ в большинстве случаев в пределах 0,25...0,5 [3].

Так как исследований режущих аппаратов с некруглыми зубчатыми колесами в опубликованных литературных источниках пока не имеется, то для оценки полученных здесь основных математических зависимостей принимаем $\lambda = 0,3$, $a_w = 80$ мм, $U=1$, $j_1=j_2=2$, $r=40$ мм. Тогда по формуле (6) имеем $e=5,21$ мм.

По формулам (1) и (2) вычислены радиусы и построены центроиды (рис.

2), определены по формулам (18) и (19) значения минимального и

максимального радиусов кривизны центроид $\rho_{1min}=51,26$ мм, $\rho_{1max}=2399$ мм.

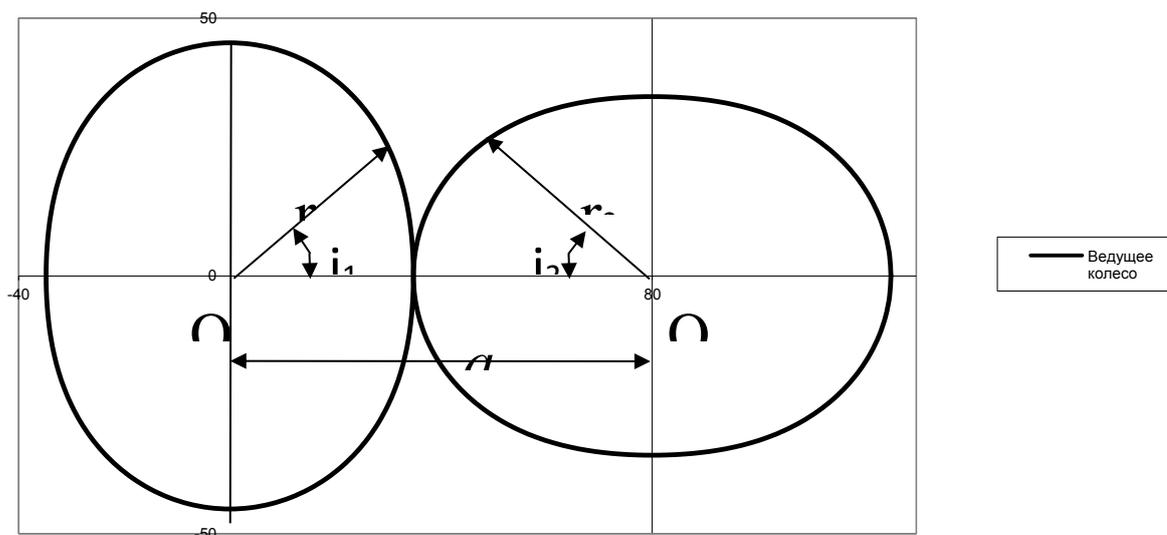


Рис.2.- Центроиды некруглых колес для привода кривошипа.

Из рис. 2 видно, что центроиды не имеют вогнутостей и представляют разновидность овалов.

Полученные расчетные формулы найдут применение при синтезе и проектировании одной из разновидностей некруглых зубчатых колес для привода кривошипно-ползунных механизмов режущих аппаратов сельскохозяйственных уборочных машин в целях повышения их технико-экономических показателей: производительности, надежности и др.

Список литературы. 1. Утатов Н.Л., Малич А.Н. Выбор передаточной функции передачи некруглыми зубчатыми колесами для привода кривошипа. //Збірник наукових праць Луганського національного аграрного ун-ту. № 42. – Луганськ: ЛНАУ, 2003. – С.78-82. 2. Утатов Н.Л. Уравнительные зубчатые передачи. Монография. – Луганск: ВУГУ, 1997. 112 с. 3. Рустамов С.И. Высокопроизводительные режущие аппараты сельскохозяйственных уборочных машин. – Киев-Донецк: Вища школа. 1985. – 95 с.