

# Секция 1

## СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ МАШИНЫ: РАСЧЕТ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ПРОИЗВОДСТВО

УДК 621.825.6:631.1

### РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВРАЩЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО КАРДАННОГО ШАРНИРА

Ходосевич В.И., Силкович Ю.Н., Гурнович Н.П. (БГАТУ)

*В статье установлены функциональные зависимости между кинематическими и конструктивными параметрами универсального карданного шарнира, которые в значительной степени расширяют возможности теоретического анализа карданных приводов на стадии расчета, проектирования и совершенствования машинных агрегатов.*

#### **Введение**

Вопросы теории кинематики карданных передач изучались многими исследователями [1; 2; 3; 4; 5 и др.]. Все они базируются на учете влияния угла между осями ведущего и ведомого валов универсального шарнира на синхронность их вращения.

Однако, причиной несинхронности вращения валов может быть и неперпендикулярность осей шипов крестовины между собой или осей шипов с соответствующими им осями валов универсального шарнира [6].

#### **Основная часть**

Рассмотрим универсальный карданный шарнир (рисунок 1), состоящий из ведущего I и ведомого II валов с жестко закрепленными на них вилками 1 и 2, крестовины 3.

В системе координат  $O_1X_1Y_1Z_1$  ось вала I совпадает с осью  $O_1X_1$ , а ось вала II располагается в плоскости  $O_1X_1Z_1$ . Оси валов I и II пересекаются в начале  $O_1$  координат и образуют угол  $\gamma_1$ .

Ось шипов крестовины 3 в вилке 1 наклонена к оси вала I под углом  $\mu_1$  ( $0 < \mu_1 < \pi$ ), а ось шипов крестовины в вилке 2 наклонена к оси вала II под углом  $\mu_2$  ( $0 < \mu_2 < \pi$ ). Оси каждой пары шипов крестовины пересекаются в начале  $O_1$  координат и образуют между собой угол  $\pi/2 \pm \varepsilon_1$  ( $0 \leq \varepsilon_1 \leq \pi/2$ ).

В исходном положении вилка 1 расположена в плоскости  $O_1X_1Z_1$ , а угол  $\varphi_1$  поворота вала I равен нулю. Вал II в этот момент повернут на некоторый начальный угол  $\alpha_2 = f(\gamma_1; \mu_1; \mu_2; \varepsilon_1)$ .

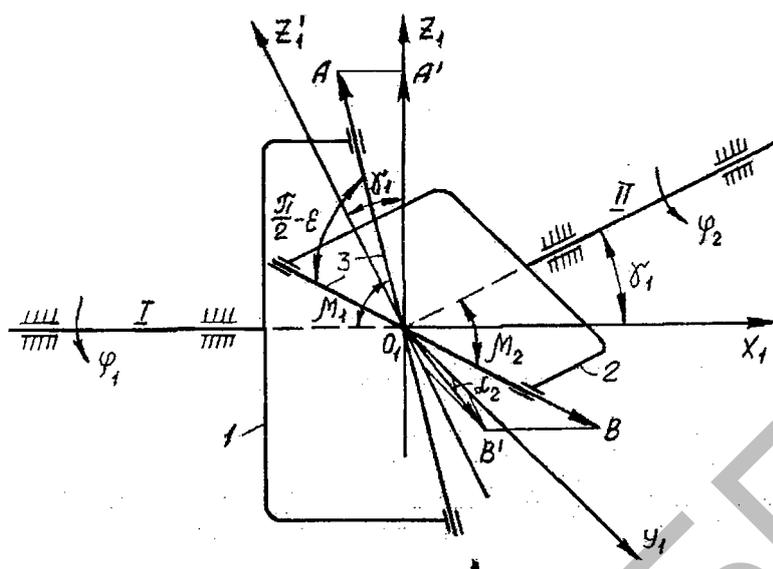


Рисунок 1. Расчетная схема универсального карданного шарнира с наклонными шипами

С учетом расчетной схемы универсального шарнира (рисунок 1):

– начальная фаза  $\alpha_2$  поворота вала II:

$$\tilde{r}_2 = \arcsin \frac{a + b + c}{k + l}; \quad (1)$$

– угол  $\varphi_2$  поворота вала II с учетом начальной фазы  $\alpha_2$ :

$$\varphi_2 + \alpha_2 = \left[ \frac{-d \sin \varphi_1 (a + b \cos \varphi_1 + c)}{d^2 \sin^2 \varphi_1 + (k + l \cos \varphi_1)^2} \right] \pm \frac{(k + l \cos \varphi_1) \sqrt{d^2 \sin^2 \varphi_1 + (k + l \cos \varphi_1)^2 - (a + b \cos \varphi_1 + c)^2}}{d^2 \sin^2 \varphi_1 + (k + l \cos \varphi_1)^2}; \quad (2)$$

– передаточное отношение  $i$ :

$$i = \frac{\dot{\varphi}_2}{\dot{\varphi}_1} = \frac{[b + l \sin(\varphi_2 + \alpha_2)] \sin \varphi_1 + d \cos \varphi_1 \cos(\varphi_2 + \alpha_2)}{d \sin \varphi_1 \sin(\varphi_2 + \alpha_2) + (k + l \cos \varphi_1) \cos(\varphi_2 + \alpha_2)}, \quad (3)$$

где  $a = -\cos \mu_1 \cos \mu_2 \cos \gamma_1$ ;  
 $b = \sin \mu_1 \cos \mu_2 \sin \gamma_1$ ;  
 $c = -\sin \varepsilon_1$ ,  $d = \sin \mu_1 \sin \mu_2$ ;  
 $k = \cos \mu_1 \sin \mu_2 \sin \gamma_1$ ;  $l = \sin \mu_1 \sin \mu_2 \cos \gamma_1$ .

Таким образом, зависимости (1), (2) и (3) определяют функциональную связь передаточного отношения  $i$ , углов  $\alpha_2$  и  $\varphi_2 + \alpha_2$  поворота ведомого вала с параметрами  $\gamma_1$ ,  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\varepsilon_1$  и углом  $\varphi_1$  поворота ведущего вала универсального карданного шарнира. Они в значительной степени расширяют возможности теоретического анализа карданных приводов рабочих органов машинных агрегатов.

На основании этих зависимостей была составлена программа расчета начальной фазы  $\alpha_2$  поворота ведомого вала II, разницы  $\varphi_2 - \varphi_1$  углов поворота и передаточного отношения  $i = d\varphi_2 / d\varphi_1$  ведомого и ведущего валов универсального шарнира с параметрами  $\gamma_1$ ,  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\varepsilon_1$ .

Рассмотрим несколько результатов расчета.

**Вариант 1** ( $\gamma_1 = 15^\circ$ ;  $\mu_2 = 90^\circ$ ;  $\varepsilon_1 = 0^\circ$ ;  $\mu_1 = 90; 85; 80^\circ$ ).

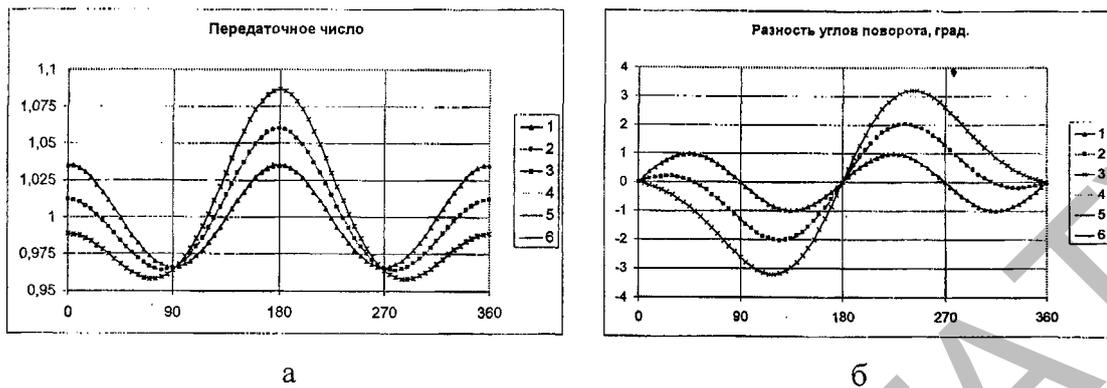


Рисунок 2. Результаты расчета передаточного отношения (а) и разности углов поворота валов универсального шарнира (б)

Из графиков на рисунке 2 (а и б) следует, что при постоянных  $\gamma_1$ ,  $\mu_2$  и  $\varepsilon_1$  уменьшение угла  $\mu_1$  наклона шипа ведущей вилки:

- увеличивает период колебаний передаточного отношения  $i$  и разности  $\varphi_2 + \varphi_1$  углов поворота валов универсального шарнира в два раза;
- нарушает симметрию графиков относительно оси абсцисс и сохраняет относительно оси ординат;
- влечет за собой увеличение размаха колебаний как передаточного отношения, так и разности углов поворота валов универсального шарнира.

**Вариант 2** ( $\gamma_1 = 15^\circ$ ;  $\mu_1 = 90^\circ$ ;  $\varepsilon_1 = 0^\circ$ ;  $\mu_2 = 90; 85; 80^\circ$ ).

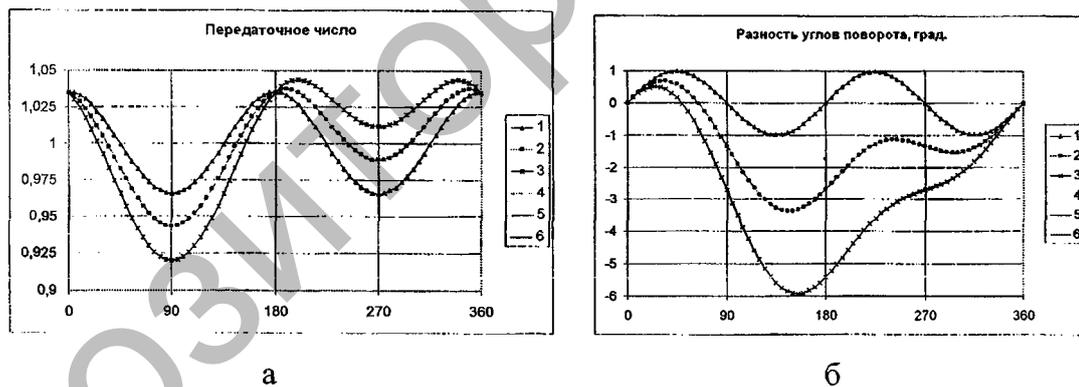


Рисунок 3. Результаты расчета передаточного отношения (а) и разности углов поворота валов универсального шарнира (б)

Характер изменения графиков на рисунке 3 (а и б) при постоянных  $\gamma_1$ ,  $\mu_1$ ,  $\varepsilon_1$  и уменьшении угла  $\mu_2$  наклона шипа ведомой вилки имеет совершенно другую форму колебаний по сравнению с первым вариантом. Переместились общие точки пересечения графиков:

- для передаточного отношения на  $90^\circ$  к началу координат;
- для разности углов поворота – одна из общих точек пересечения графиков вообще исчезла.

Период колебаний графиков при  $\mu_2 < 90^\circ$  как и в первом варианте равен  $360^\circ$ .

Вариант 3 ( $\gamma_1 = 15^\circ$ ;  $\mu_1 = 90^\circ$ ;  $\mu_2 = 90^\circ$ ;  $\varepsilon_1 = 0; 10; 20^\circ$ ).

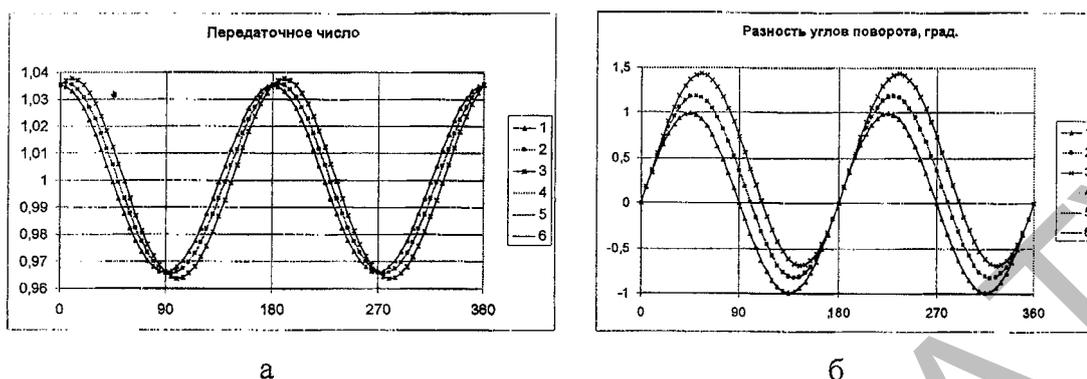


Рисунок 4. Результаты расчета передаточного отношения (а) и разности углов поворота валов универсального шарнира (б)

Увеличение угла  $\varepsilon_1$  приводит к некоторому увеличению размаха колебаний графиков и к сдвигу их вправо по оси абсцисс.

#### Выводы

Таким образом, полученные расчетные характеристики движения валов универсального шарнира свидетельствуют об их разнообразии и о том, что их необходимо учитывать при проектировании и совершенствовании машинных агрегатов.

#### Литература

1. Верховский А.В. Кинематическое и динамическое исследование шарнира Гука (универсальный шарнир). /Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин, т.1. – М.-Л.: Сельхозгиз, 1935. – 185 с.
2. Чудаков Е.А. Расчет автомобиля. – М.: Машгиз, 1947. – 409 с.
3. Блох З.Ш. Теория и расчет карданных передач. //В кн.: Расчет и проектирование деталей сельскохозяйственных машин. – М.-Л.: ОНТИ, 1938. – С. 97 – 123.
4. Блох З.Ш. Расчет карданных передач. /Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин, т.5. – М.-Л.: Машгиз, 1940. – 273 с.
5. Даскалов А.Й. О переводных отношениях в многокарданных передачах. В 3 ч. // Сельскохозяйственное машиностроение и механизация сельского хозяйства: Науч.тр./ ВИММЭСС - Русе. – Русе, 1980.-Т.22, серия 1. – С.119–149. – Болг.; рез.нем.,рус.
6. Ходосевич В.И., Силкович Ю.Н. Кинематика универсального карданного шарнира // Опыт, проблемы и перспективы развития технического сервиса сельскохозяйственной техники. Материалы международной научно-практической конференции. Ч.2. Мн.. 2006. – С. 134–138.

УДК 637.12/13

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОЛУЧЕНИЯ МОЛОКА НА ФЕРМЕ

Валялкина Е.М. (РУП «Институт мясо-молочной промышленности»),  
Прокопьев Н.А. (БГАТУ)

Приведены требования к молочному сырью необходимому для ресурсоэффективного получения конкурентоспособных молочных продуктов и пути оптимизации процесса получения, первичной обработки, хранения и доставки этого сырья для дальнейшей переработки