

На представленных графиках (рис. 2) продольные перемещения труб относительно платформы не превышают 0,2 м, что вполне согласуется с результатами натурных испытаний на соударение платформы, загруженной четырьмя трубами диаметром 1420 мм, с группой из трех вагонов.

Сравнительный анализ полученных результатов позволяет сделать заключение, что предварительное натяжение упругих элементов поперечной обвязки труб, созданное в процессе выполнения погрузочных работ, уменьшает продольное перемещение труб относительно платформы при соударениях вагонов.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет учитывать предварительное натяжение упругих элементов крепления труб на железнодорожной платформе при выборе рациональных параметров элементов крепления как продольной, так и поперечной обвязок.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Технические условия погрузки и крепления грузов. – М.: Транспорт 1990. – 408 с.
2. Соколов М.М., Хусидов В.Д., Минкин Ю.Г. Динамическая нагруженность вагона. – М.: Транспорт 1981. – 207 с.
3. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагонов. – М.: Транспорт 1978. – 352 с.

УДК 621.831

П.Н. Громыко, Д.М. Макаревич, А. И. Титенков

### **АНАЛИЗ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ СКОРОСТЕЙ СКОЛЬЖЕНИЯ В КОНТАКТИРУЮЩИХ ЗВЕНЬЯХ КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПРЕЦЕССИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА КНУ**

*Белорусская государственная политехническая академия*

*Минск, Беларусь*

Механические привода получили большое распространение в различных отраслях народного хозяйства. Составной частью данных приводов является редуцирующий механизм, построенный на базе различных механических передач. В качестве одной из таких передач может послужить коническо-цилиндрическая планетарная прецессионная передача (КЦПП). К достоинствам данной передачи можно отнести низкую себестоимость изготовления, небольшие массогабаритные показатели, а также, возможность достижения высоких значений передаточных отношений.

Одной из основных задач для выяснения работоспособности КЦПП является определение скорости износа контактирующих поверхностей неподвижного и прецессионного диска. Решение данной задачи позволит оптимизировать геометрические параметры зубчатых венцов с точки зрения минимального износа их поверхностей. Ниже будут

рассмотрены особенности анализа относительных скоростей скольжения в контактирующих звеньях коническо-цилиндрической планетарной прецессионной передачи.

КЦПП – это передача со сложной пространственной структурой. Поэтому ее исследование предполагает введение в ее структуру некоторых упрощающих условий, которые не должны вызвать существенных погрешностей при расчете передачи [2]. На рис. 1 показана условная кинематическая схема КЦПП.

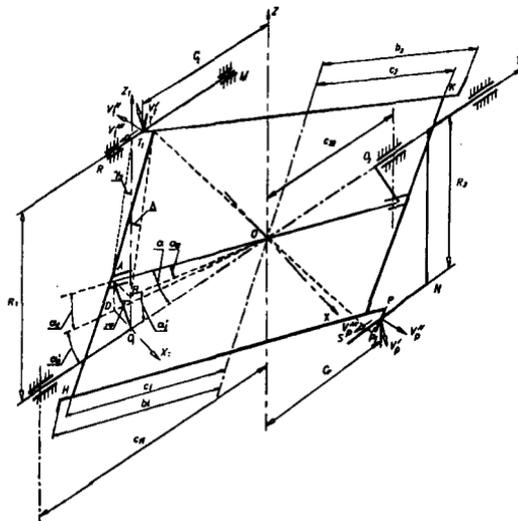


Рис. 1. Обобщенная структурная схема КЦПП

Всю структурную схему можно условно разбить на две части: наклонный кривошип и рамка. Наклонный кривошип передачи состоит из кривошипа непосредственно  $O_1A$  и стержня наклонного кривошипа  $AO$ . Угловое положение стержня наклонного кривошипа относительно оси  $OY$  характеризуется углом нутации  $\alpha$ . Другим углом, фиксирующим положение наклонного кривошипа в пространстве, является угол прецессии  $z_j$ , отсчитываемый против часовой стрелки от оси  $O_1Z_1$  до положения кривошипа  $O_1A$  в плоскости  $Z_1O_1X_1$ . Основными линейными параметрами, определяющими размеры кривошипа, являются длина наклонного стержня  $OA$ , обозначим ее " $a_1$ " и длина кривошипа  $O_1A$ , обозначим ее " $b_1$ ".

Наклонный стержень кривошипа  $OA$  пересекает ось передачи в точке прецессии  $O$  и имеет свое продолжение, что приводит к необходимости ввода обозначений " $a_2$ " и " $b_2$ ", имеющих смысл аналогичный обозначениям " $a_1$ ", " $b_1$ ".

Положение точек контакта  $T$  и  $P$  относительно внутренних зубчатых венцов неподвижного и ведомого звеньев передачи будет определяться из следующих выражений [2]:

$$\begin{aligned} C_T &= b_1 \cos \alpha - R_1 \operatorname{tg} \alpha \cos(z\varphi) + b_1 \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha \cos^2(z\varphi); \\ C_P &= b_2 \cos \alpha - R_2 \operatorname{tg} \alpha \cos(z\varphi) + b_2 \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha \cos^2(z\varphi). \end{aligned} \quad (1)$$

Продифференцировав выражения (1) по  $dt$ , получим формулу для расчета скорости скольжения зубьев прецессионного колеса относительно неподвижного, которая запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} V_T'' &= z \frac{d\varphi}{dt} (R_1 \operatorname{tg} \alpha \sin(z\varphi) - b_1 \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha \cos(2z\varphi)); \\ V_P'' &= z \frac{d\varphi}{dt} (R_2 \operatorname{tg} \alpha \sin(z\varphi) - b_2 \sin \alpha \operatorname{tg} \alpha \cos(2z\varphi)). \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} d\varphi / dt &= \omega; \\ z d\varphi / dt &= \omega_{\text{крин}}. \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения ведомого вала;  $\omega_{\text{крин}}$  – угловая скорость вращения ведущего вала (кривошипа);  $V_T''$  и  $V_P''$  – относительные скорости скольжения контактирующих поверхностей зубьев (в первом случае – в точке  $T$  – скорость скольжения зубьев прецессионного колеса относительно неподвижного стержня (венца), во втором случае в точке  $P$  – скорость скольжения зубьев прецессионного колеса относительно ведомого стержня).

Определим скорость  $V_T'$  – вертикальную составляющую тангенциальной скорости кривошипа в точке  $T$ .

$$V_T' = V_{\text{ман}}^T \sin(z\varphi) = b_1 \sin \alpha \sin(z\varphi) \omega_{\text{крин}}; \quad (4)$$

Определим скорость  $V_P'$  – вертикальную составляющую тангенциальной скорости в точке  $P$ :

$$V_P' = V_{\text{ман}}^P \sin(z\varphi) = b_2 \sin \alpha \sin(z\varphi) \omega_{\text{крин}}; \quad (5)$$

Определим горизонтальную составляющую скорости  $V_T'''$ . Она также может быть определена из тангенциальной  $V_{\text{ман}}^T$ :

$$V_{T(1)}''' = V_{\text{ман}}^T \cos(z\varphi) = b_1 \sin \alpha \cos(z\varphi) \omega_{\text{крин}}; \quad (6)$$

$$V_{T(2)}''' = \frac{\omega_{\text{крин}}}{u_{1сш}} R_{сш}^{(1)} = \omega_{\text{крин}} \left( 1 - \frac{z_1}{z_2} \right) R_{сш}^{(1)}; \quad (7)$$

где  $u_{1сш}$  – передаточное отношение 1<sup>ой</sup> ступени редуктора,  $R_{сш}$  – радиус выступов шестерни /2/.

$$R_{сш}^{(1)} = \sqrt{\left( \frac{R_1 - \cos(z\varphi) b_1 \sin \alpha}{\cos \alpha_1} \right)^2 + (\sin(z\varphi) b_1 \sin \alpha)^2}; \quad (8)$$

Результирующая скорость:

$$V_T''' = V_{T(1)}''' + V_{T(2)}''' ; \quad (9)$$

Результирующая скорость скольжения в точке  $T$ :

$$V_T = \sqrt{(V_T')^2 + (V_T'')^2 + (V_T''')^2} ; \quad (10)$$

Аналогично находим составляющие скорости скольжения в точке  $P$ . Результирующая скорость  $V_P'''$  в точке  $P$  определяется выражением:

$$V_P''' = V_{P(1)}''' + V_{P(2)}''' + V_{P(3)}''' ; \quad (11)$$

Определим горизонтальную составляющую скорости  $V_P'''$ . Аналогично как и в предыдущем случае:

$$V_{P(1)}''' = b_2 \sin \alpha \cos(z\varphi) \omega_{крив} ; \quad (12)$$

$$V_{P(2)}''' = \frac{\omega_{крив}}{u_{1cm}} R_{сш}^{(II)} = \omega_{крив} \left( 1 - \frac{z_1}{z_2} \right) R_{сш}^{(II)} ; \quad (13)$$

$$V_{P(3)}''' = \frac{\omega_{крив}}{u_{1cm}} R_{сш}^{(II)} = \omega_{крив} \left( 1 - \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \right) R_{сш}^{(II)} ; \quad (14)$$

Результирующая скорость скольжения в точке  $P$ :

$$V_P = \sqrt{(V_P')^2 + (V_P'')^2 + (V_P''')^2} ; \quad (15)$$

На основании приведенных выше формул была составлена программа на языке программирования VisualBasic for Applications для табличного процессора Excel 7.0, которая позволяет определять численные значения относительных скоростей скольжения  $V_T', V_T'', V_T''', V_T$ . Результаты исследований, выраженные графиками, отражающими зависимость скоростей в контакте зубьев зубчатых венцов для первой ступени передачи от угла наклона кривошипа  $z\varphi$  при различных конструктивных параметрах КЦПП, приведены на рис. 2.



Рис. 2. График зависимости скоростей скольжения от углового положения кривошипа при различных расстояниях  $b=OA$  (рис. 1), причем  $b_1 < b_2 < b_3$ : 1, 2, 3, 4 —  $V_T', V_T'', V_T''', V_T$  соответственно при  $b_1$ ; 5, 6, 7, 8 —  $V_T', V_T'', V_T''', V_T$  соответственно при  $b_2$ ; 9, 10, 11, 12 —  $V_T', V_T'', V_T''', V_T$  соответственно при  $b_3$

Проанализировав график (рис. 2), можно сделать вывод, что при увеличении расстояния  $OA$  относительные скорости скольжения возрастают. Причем оптимальное соотношение составляющих скоростей скольжения достигается при углах положения кривошипа,  $\alpha\varphi$  в диапазоне  $0^\circ-30^\circ$ . Следовательно, необходимо добиваться того, чтобы взаимодействие контактирующих поверхностей неподвижного и прецессионного дисков происходило при угловом положении кривошипа  $\alpha\varphi = 0^\circ-30^\circ$  или близком к нему, а при других положениях кривошипа необходимо исключить данное взаимодействие. Это можно достичь, если зубчатый венец неподвижного диска расположить на определенном расстоянии от точки прецессии  $O$  и его ширину сделать минимальной, необходимой для обеспечения контактной прочности.

Проведенный анализ позволил использовать значения относительных скоростей скольжения для определения срока службы коническо-цилиндрических планетарных редукторов, изготовленных на РУП Могилевский завод "Электродвигатель"

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. 2029170 Россия, МКИ<sup>6</sup> F16 H1/32. Планетарная прецессионная передача / П. Н. Громыко - № 5004739/28; Заявлено 01.07.91; Оpubл. 20.02.95., Бюл. № 5. - 4 с. Планетарные прецессионные передачи (КЦПП). Кинематический, силовой и технологический аспекты их создания / П. Н. Громыко, А. А. Жолобов, А. А. Стаценко и др.; Под общ. ред. А. Т. Скойбеды. - Мн.: БГПА, 2000. - 252 с.

УДК 519.10: 539.3

О.В. Громыко

## ИСХОДНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ МЯГКОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ

*Белорусская государственная политехническая академия  
Минск, Беларусь*

В начальном недеформированном состоянии оболочка представляет цилиндр с жесткими дисками в торцах. Материал оболочки изотропен и допускает большие деформации. Связь между погонными усилиями и деформациями линейна, при этом коэффициенты, характеризующие эту связь ( $Eh$ ) и  $\mu$  считаются постоянными. Введем систему координат  $x, r$ , связанную с одним из торцов. Оболочка нагружена внутренним давлением  $p$ .

Введем следующие обозначения:  $R$  - радиус жесткого днища;  $L_n$  - начальная длина оболочки;  $L_k$  - конечная длина оболочки;  $R_r$  - радиус кривизны меридиана оболочки;  $R_\theta$  - окружной радиус кривизны оболочки;  $\theta$  - угол между нормалью и про-