

Грушин Александр Сергеевич

магистрант

ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский
Томский политехнический университет»

г. Томск, Томская область

Сабирьянова Кристина Фаритовна

магистрант

ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский
Томский политехнический университет»

г. Томск, Томская область

Ефременков Егор Алексеевич

канд. техн. наук доцент

ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский
Томский политехнический университет»,
ФГБОУ ВО «Томский государственный университет
систем управления и радиоэлектроники»

г. Томск, Томская область

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЛАВНОГО ПРИВОДА ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАТЕЛЯ СЫПУЧИХ СМЕСЕЙ НА БАЗЕ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

***Аннотация:** в статье описан принцип проектирования привода на базе передачи с ПТКиСО для перемешивателя сыпучих смесей. Исследована зависимость исходных параметров и построены графики распределения усилий на телах качения передачи с ПТКиСО. На основе анализа исходных параметров были выбраны оптимальные исходные параметры для определения геометрии профилей колес передачи. Произведен расчёт статической балансировки масс и спроектирован главный привод перемешивателя сыпучих смесей.*

Ключевые слова: передача с промежуточными телами, тела качения, свободная обойма, циклоидальная передача, проектирование привода, анализ исходных параметров.

К современным технологическим машинам предъявляются высокие требования по надежности, производительности и качеству выполняемых технологических операций. Это относится и к перемешивателям сыпучих смесей, подготавливающих материалы для последующих операций. Одной из основных частей перемешивателя является главный привод, который отвечает за надежность всего изделия и должен обеспечивать большую грузоподъемность, ресурсоэффективность и высокий коэффициент полезного действия. Так разработка главного привода перемешивателя, способного обеспечить все указанные характеристики, является актуальной задачей.

При выборе передачи для главного привода перемешивателя сыпучих смесей было решено выбрать передачу с промежуточными телами качения и свободной обоймой (ПТКиСО), т.к. эта передача обладает комплексом высоких технических характеристик [1]. Одними из основных достоинств такой передачи являются высокие КПД (до 0,97) и нагрузочная способность в небольших габаритных размерах передачи [2].

Проектирование главного привода на базе передачи с ПТКиСО начинается с получения профилей колес (кулачка и венца). Существует методика [3] определения геометрии передачи с ПТК, определяющая уравнения профилей:

а) кулачка:

$$\begin{aligned} X_1 &= X_{2A} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \cdot \sin \varphi_1, \\ Y_1 &= -X_{2A} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + Y_{2A} \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - e_1 \cdot \cos \varphi_1. \end{aligned}$$

б) венца:

$$\begin{aligned} X_3 &= X_{2B} \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2B} \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - e_3 \cdot \sin \varphi_3, \\ Y_3 &= -X_{2B} \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + Y_{2B} \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - e_3 \cdot \cos \varphi_3. \end{aligned}$$

где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – углы порота звеньев: кулачка, сепаратора и венца соответственно;

e_1, e_3 – эксцентриситеты, межосевые расстояния между центрами обоймы и кулачка и венца соответственно.

Используя данные уравнения профилей можно построить циклоидальные поверхности колес, участвующих в зацеплении, в зависимости от угла φ_2 поворота производящего колеса.

Для облегчения расчета геометрии профилей колес было решено воспользоваться программным комплексом для математических и инженерных вычислений – Mathcad. Исходными параметрами для расчета передачи с ПТКиСО являются: Z_2 – число промежуточных тел качения; r_2 – радиус производящей окружности обоймы с промежуточными телами; χ – коэффициент смещения при зацеплении обоймы с колесами; $r_{\text{тк}}$ – радиус промежуточных тел качения.

Рассмотрим изменения и зависимость исходных параметров в некотором диапазоне. Диапазон изменения параметров будем выбирать из условия незначительного изменения габаритных размеров передачи с ПТКиСО. Число промежуточных тел качения для всех вариантов исходных параметров примем постоянным, $Z_2 = 27$. Причем габаритные размеры передачи в вариантах могут колебаться в пределах не более ± 10 мм.

Существует зависимость эксцентриситета от радиуса центров тел качения (r_e) и коэффициента смещения при зацеплении передачи с ПТКиСО [3]:

$$e = \frac{r_e}{Z_2 \cdot \chi}.$$

Отсюда, изменяя эксцентриситет e с шагом 0,1 мм, а коэффициент смещения χ с шагом 0,5 мм, определим радиус центров тел качения r_e , стараясь обеспечить его изменение в пределах ± 10 мм. Изменяя данные величины получили следующие исходные параметры, представленные виде матриц:

$$e = \begin{pmatrix} 5.2 \\ 5.1 \\ 5 \\ 4.9 \\ 4.8 \\ 4.7 \end{pmatrix} \quad \chi = \begin{pmatrix} 1.3 \\ 1.34 \\ 1.4 \\ 1.45 \\ 1.5 \\ 1.55 \end{pmatrix} \quad re = \begin{pmatrix} 182.52 \\ 184.518 \\ 189 \\ 191.835 \\ 194.4 \\ 196.695 \end{pmatrix} \quad r_2 = \begin{pmatrix} 140.4 \\ 137.7 \\ 135 \\ 132.3 \\ 129.6 \\ 126.9 \end{pmatrix} \quad R_{tk} = \begin{pmatrix} 21.1893 \\ 21.4212 \\ 21.9416 \\ 22.2707 \\ 22.5685 \\ 22.8349 \end{pmatrix} \begin{matrix} 1) \\ 2) \\ 3) \\ 4) \\ 5) \\ 6) \end{matrix}$$

Такие параметры, как радиус производящей окружности r_2 обоймы с промежуточными телами и радиус тел качения r_{mk} получились автоматически, т.е. в следствие сочетания выше определенных исходных параметров.

По полученным параметрам были построены графики распределения усилий на телах качения передачи с ПТКиСО (рис. 1). Как видно из рис. 1, второе тело качения подвержено действию постоянной силе в зацеплении вне зависимости от вариантов исходных параметров. Также максимальное усилие в зацепление обычно приходится на 4-ое тело качения, что так же отмечено в источниках [3].

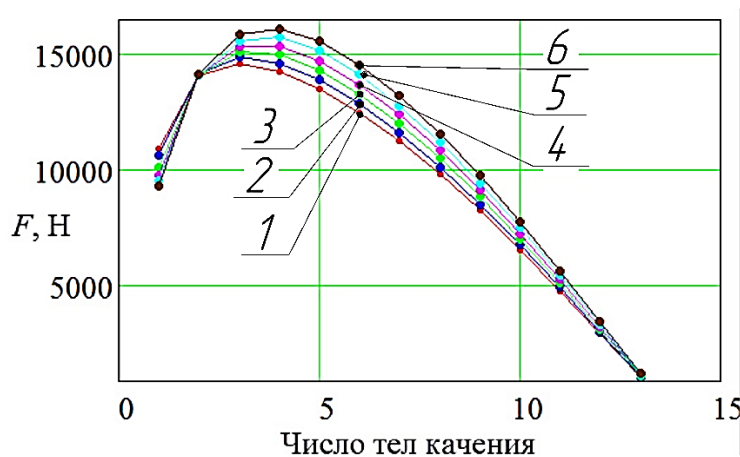


Рис. 1. График изменения сил на телах качения в передаче с ПТКиСО

Дополнительно рассмотрим зависимость изменения сил от эксцентриситета на конкретных телах качения (рис. 2).

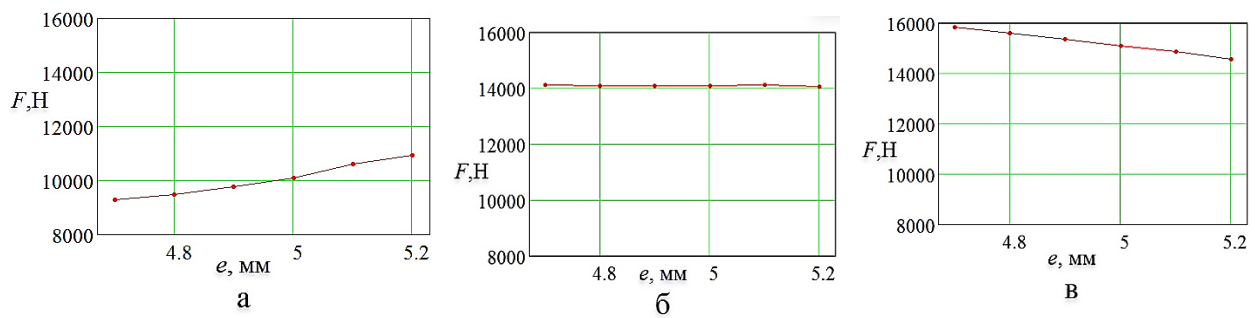


Рис. 2. Изменение сил от эксцентриситета передачи с ПТКиСО:

а) на 1-ом теле качения; б) на 2-ом теле качения; в) на 3-ем теле качения

Графики (рис. 1 и 2) показывают неоднозначное распределение сил в зацеплении передачи с ПТКиСО. Как видно из графика (рис. 2, а), увеличения эксцентриситета приводит к росту силы на первом теле качения. Однако, на втором теле качения (рис. 2. б) с изменением эксцентриситета силы не одинаковы, но очень близки по значению. На третьем теле качения наблюдается постепенное уменьшения сил при увеличении эксцентриситета (рис. 2, в). Для последующих тел качения картина изменения сил остается аналогичной третьему телу качения. Так изменяя исходные параметры передачи, а точнее увеличивая эксцентриситет и одновременно уменьшая коэффициент смещения можно добиться приблизительно равномерного распределения усилий.

В общем при прочих равных условий, увеличение эксцентриситета приводит к увеличению габаритных размеров передачи. Но в тоже время уменьшение коэффициента смещения позволяет добиться относительной стабильности габаритных размеров передачи с ПТКиСО, а также и механизма, спроектированного на ее основе.

Таким образом, при проектировании главного привода перемешивателя на базе дифференциальной схемы передачи с ПТКиСО [3], проведя анализ вариантов сочетания исходных параметров этой передачи, остановились на следующих параметрах: для первого модуля – $Z_2 = 27$, $r_2 = 135$ мм, $\chi = 1.4$, $r_{\text{тк}} = 15$ мм; для второго модуля – $Z_2 = 21$, $r_2 = 105$ мм, $\chi = 1.55$, $r_{\text{тк}} = 15$ мм. Используя эти данные с помощью средств Mathcad были рассчитаны координаты профилей и получено их графическое изображение (рис. 3).

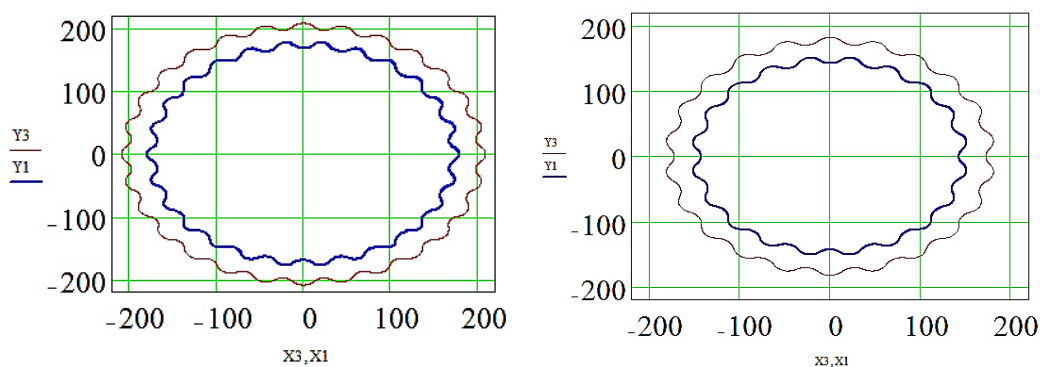


Рис. 3. Профили кулачка и венца первой и второй ступени

Таким образом, найденные координаты профилей можно использовать не только для разработки конструкторской документации на привод, но и для последующего изготовления профилей колес с помощью станков с ЧПУ [2].

Внутреннее профильное колесо (рис. 3) в передаче устанавливается с эксцентриситетом относительно внешнего. При выбранных исходных данных этот эксцентриситет составляет $e = 10$ мм и является полным эксцентриситетом передачи и редуктора. В процессе работы из-за эксцентриситета могут возникать вибрации, что негативно влияет на работу механизма. Таким образом, необходимо уравновесить несбалансированные массы. При рабочих скоростях механизма достаточно произвести статическую балансировку генератора, учитывая массы эксцентрика, подшипников и кулачков. Возникающий дисбаланс может быть устранен введением дополнительной массы с противоположным эксцентриситетом. В нашем случае необходимо уравновесить массу $m_c = 68.098$ кг противовесами, иначе говоря дисбаланс передачи равен $Dc = 340.5$ мм·кг. Уравновешивание масс произойдет если выполнится следующее условие:

$$e_c \cdot m_c = e_y \cdot m_y.$$

Было принято решение уравнивающую массу m_y разбить на несколько масс с различными эксцентриситетами (рис. 4а):

$$e_y \cdot m_y = e_{y1} \cdot m_{y1} + e_{y2} \cdot m_{y2} + e_{y2} \cdot m_{y2}.$$

В результате рассчитали суммарную корректирующую массу грузиков, их эксцентриситеты и подобрали форму грузиков (рис. 4б).

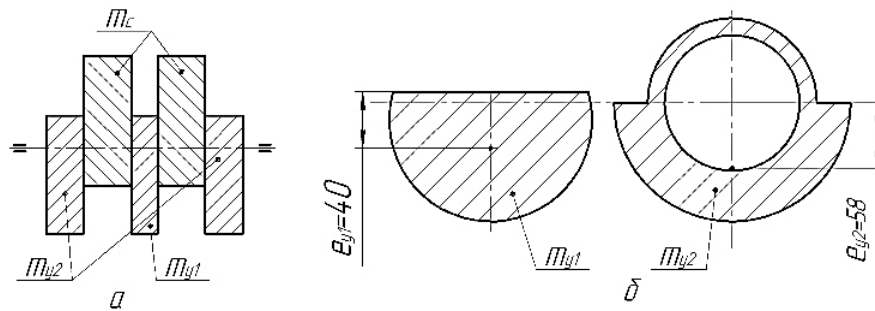


Рис. 4. Противовесы для уравнивания дисбаланса:

а) схема расположения противовесов; б) форма противовесов

Учитывая все рассмотренные моменты был разработан сборочный чертеж редуктора с ПТКиСО для главного привода перемешивателя сыпучих смесей (рис. 5).

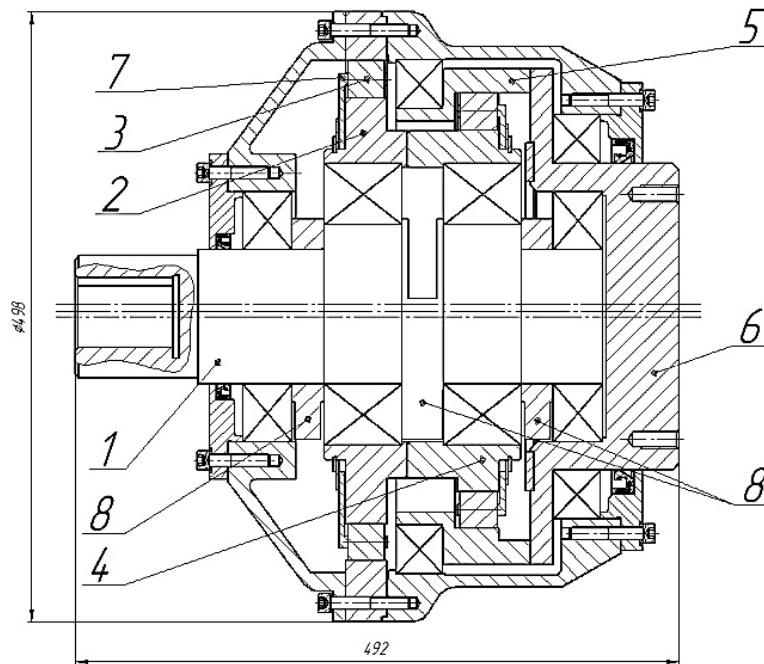


Рис. 5. Компонка привода на базе передачи ПТКиСО: 1) генератор; 2) кулачек; 3) венец; 4) кулачек; 5) венец; 6) выходной вал; 7) сепаратор; 8) противовесы

Разработанный редуктор рассчитан на эксплуатацию в течении 5 лет. Это ограничение накладывается по подшипникам качения, которые необходимо заменить по истечении указанного срока, сама передача может эксплуатироваться на протяжении не менее 20 лет [5]. Этот редуктор предназначен для работы с

электродвигателем 4АМ180М4У2, имеющим мощность $N_9 = 30$ кВт и число оборотов $n = 1500$ об/мин.

Таким образом, был выполнен анализ изменения усилий на телах качения в передаче с ПТКиСО в зависимости от различных сочетаний исходных параметров этой передачи, определена геометрия профилей колес передачи при исходных параметрах, обеспечивающих компактность в сочетании с надежностью и необходимой грузоподъемностью, произведен расчет противовесов для статического уравнивания масс генератора, спроектирован главный привод перемишителя сыпучих смесей на базе передачи с ПТКиСО, имеющий следующие технические характеристики: $T = 13,3$ кН·м, $n = 300$ об/мин, $i = 49$.

Список литературы

1. Ефременков Е.А. Определение допустимых значений радиуса тела качения при проектировании передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой // Вестник ИжГТУ. – Изд-во ИжГТУ, 2013. – №4 (60). – С. 13–17.
2. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.
3. Ефременков Е.А. Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия Томского политехнического университета. – 2005. – Т. 308. – №1. – С. 131–135.
4. Кобза Е.Е. Анализ распределения усилий в зацеплении циклоидальной передачи с учетом погрешностей изготовления звеньев / Е.Е. Кобза, Е.А. Ефременков, В.Н. Демидов // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – Т. 321. – №2. – С. 22–26.
5. Efremenkova E.A. Calculation of Temperature of Heating of Speed Reducers On The Basis of Transmissions with IRB// IFOST 2006: The 1st International Forum on Strategic Technology (Ulsan, October 18–20, 2006) / University of Ulsan, Republic of Korea. – Ulsan: 2006. – P. 342–343.

6. Панкратов Э.Н. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства: Практикум лидера-проектировщика. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 1998. – 295 с.

7. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.