

**В. И. СЕРИКОВ**, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

## **КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЦЕПОЧКИ МЕХАНИЗМОВ И РАЗРАБОТКА МЕРОПРИЯТИЙ ПО УСТРАНЕНИЮ ОБНАРУЖЕННЫХ НЕСОГЛАСОВАННОСТЕЙ**

В связи с проектированием нового механизма конструктора создали его модель в программе AUTOCAD. Разработчики представили набор деталей из которых должен состоять механизм. Для проверки его работоспособности по разным критериям необходимо было формализовать и установить связи между деталями, что описано в постановке задачи. Опыт проектирования подобных механизмов показывает, что наиболее частой причиной поломок и неработоспособности таких механизмов становятся геометрические параметры отдельных механизмов. В статье обоснован и описан комплексный анализ геометрических параметров технологической цепочки механизмов. В процессе анализа результатов выявлены конструкционные параметры, которые могут привести к потере работоспособности отдельных механизмов комплекса. Разработаны мероприятия по устранению обнаруженных несогласованностей.

**Ключевые слова:** механизм, SolidWorks, кинематическая цепь, анализ кинематики, исследование зацепления, двухзвенник, ползун, конструкционные параметры, контакт по внешней кромке, моделирование сложных механических систем

**Постановка проблемы.** Модели, полученные от заказчика в качестве рисунков в формате dwg (рисунков АВТОКАДа), были собраны, как показано на рис.1, при помощи программы SolidWorks. При этом заданы такие взаимосвязи (свойства деталей и их взаимодействия):

а) ролики 1а, 1б закреплены при помощи кругового (revolute join) ограничения (constraint) на детали 3 и при этом не имеют возможности перемещаться относительно него;

б) ролики 1а и 1б могут взаимодействовать с ведущим звеном 4 только непроникающе (при контакте они не могут иметь взаимного проникновения);

в) ролик 1а соединен с ведущим звеном 4 способом, описанным в п.а) через ось, закрепленную в центре впадины зуба, следовательно, звено 4 может вращаться вокруг оси ролика 1а;

г) для исследования процесса зацепления ведущего звена 4 и детали 3 геометрическое положение последней было зафиксировано, а вращение было придано звездочке.

В результате исследования было определено, что при заданном профиле захвата (впадины зуба) зацепление не может быть реализовано, в связи с тем, что ролик 1б контактирует по внешней кромке с ведущим звеном 4. На рис. 2 изображен контакт ролика и звездочки по внешней кромке.

Кроме этого, так как перематывание цепи обеспечивается ведущей и ведомой звездочками, во впадинах которых располагаются ролики звеньев цепи, выяснилось, что в процессе работы в кинематической цепи механизма возникает неравномерность перемещений, которая может привести к

заклиниванию. Указанный результат был проверен на геометрической модели механизма в сборе при помощи программ SolidWorks и был полностью подтвержден.

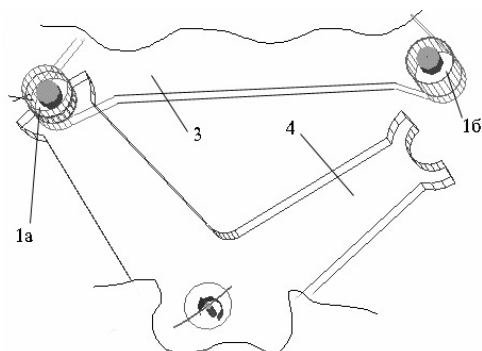


Рис. 1 – Составляющие исследуемого механизма

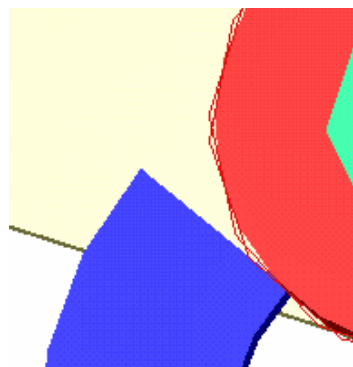


Рис. 2 – Момент контакта ролика и вилки звездочки

**Основной материал.** Для выработки конструктивных решений, направленных на устранение разницы перемещений ведомого и ведущего звена, которая должна приводить к заклиниванию механизма, был проведен анализ. Для нескольких вариантов технических решений использовались разные кинематические схемы с целью более точного расчета необходимых параметров в зависимости от того, какой параметр механизма конвейера должен был стать вариантом.

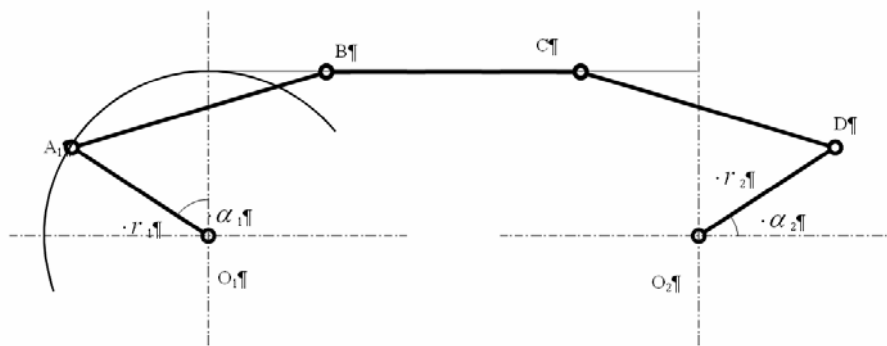


Рис. 3 – Расчетная схема 1

Одна кинематическая схема имела следующую структуру (рис. 3):

а) Механизм 1 представляет из себя звено, которое с одной стороны шарнирно закреплено в неподвижной точке  $O_1$ . Положение точки А определяется исходя из траектории впадины ведущей звездочки, которая имеет вид окружности с радиусом  $R$ , равным делительному диаметру звездочки. Таким образом задано условие неподвижности оси ролика во впадине звездочки.

б) Механизм 2 представляет из себя пару шатун-ползун. Шатун имеет длину, равную межцентровому расстоянию между роликами цепи (равное

шагу цепи). В точке А он шарнирно закреплен с первым механизмом. Вторым концом шатуна закреплен шарнирно в ползуне (точка В), который перемещается по траектории, определяемой направляющими роликами цепи, т.е. по прямой. Эта прямая параллельна горизонтальным осям звездочек и расположена на расстоянии делительного диаметра от них.

в) Механизм 4 представляет из себя двухзвенник, соединенный шарнирно со звеном 3 (ВС) в точке С. Второе звено механизма 4 закреплено шарнирно в точке  $O_2$ .

г) Механизмы 2 и 4 соединены шарнирно при помощи звена 3, которое может совершать плоскопараллельное перемещение по траектории точки В.

Механизм был аппроксимирован указанной кинематической схемой для анализа следующих вариантов технических решений:

а) Для ведомого ролика спрофилировать канавку или направляющий профиль, реализующий указанный выше закон. При этом ведомая звездочка может быть выполнена с прорезями, которые будут ограничивать перемещение ролика вдоль делительной окружности.

б) Зуб ведомой звездочки оставить таким же, как и у ведущей, при этом применить техническое решение, при котором зуб перемещается в процессе поворота колеса в своих направляющих по заданному закону. Такое решение используется в составных зубчатых колесах по патенту РФ 2006723.

в) Не ограничивать направляющими в радиальном направлении ролики цепи, находящиеся на ведомой звездочке. При этом саму звездочку выполнить в виде радиальных прорезей.

Все указанные варианты, кроме последнего, потребуют значительного увеличения габаритов ведомой звездочки. Вариант б) к тому же потребует высокоточного изготовления направляющих канавок, что приведет к значительному удорожанию всей конструкции. Этот вариант также предъявляет весьма высокие требования к сборке и эксплуатации механизма. Вариант в) требует отдельного исследования на предмет дополнительных мер, компенсирующих возникающий избыток длины цепи одновременно в набегающей и сходящей ветвях цепи.

Более приемлемым может оказаться техническое решение, при котором указанный избыток может быть компенсирован за счет перемещения центра ведущей звездочки по рассчитанному в результате анализа закону.

По техническим причинам описанные выше варианты оказались неприемлемыми.

Один из вариантов кинематической схемы использовался для анализа технического решения, в основу которого положено условие одинакового перемещения сходящей и набегающей ветвей одной и той же звездочки. Огибающая звездочку часть цепи была аппроксимирована при помощи следующих механизмов (рис. 4):

а) Первый механизм состоит из пары шатун-ползун. Ползун в точке В перемещается по прямой АВ.

Траектория второго конца шатуна в точке С рассчитывается согласно закону перемещения ролика во впадине звездочки, т.е. по окружности. В результате вычислений при любом положении точки С на заданной траектории известны угол  $\alpha_1$  и перемещение  $\delta_1$  точки В относительно своего начального положения, когда  $\alpha_1 = 0^0$ .

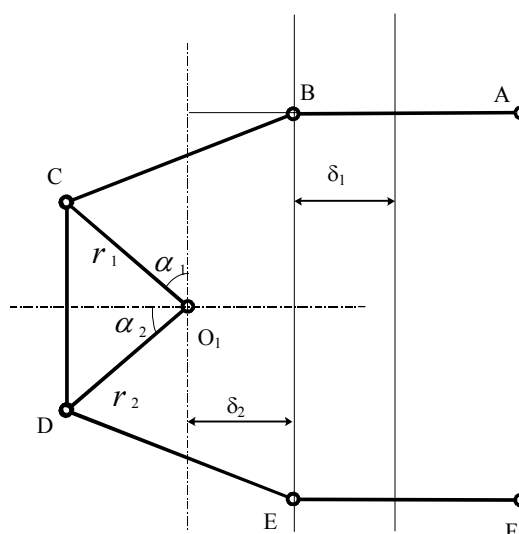


Рис. 4 – Расчетная схема 2

б) Второй механизм представляет из себя двухзвенник, который присоединен шарнирно к шатуну в точке С, а точка Е перемещается по прямой EF на расстояние  $\delta_2 = \delta_1$ . Причем  $\delta_2$  отсчитывается также относительно начального положения точки Е, когда  $\alpha_1 = 0$ . Таким образом задается условие равенства перемещений нижней и верхней ветвей.

На рис. 5 изображен результат расчета кинематики механизма конвейера с шагом 15 градусов по углу поворота ведущей звездочки. Отчетливо видно, что при  $\alpha_1 = 450$ ,  $\alpha_2 > 450$  (см.рис.4), т.е. радиусы  $O_1C$  и  $O_1D$  вынуждены поворачиваться на разные углы для обеспечения условия равенства перемещений верхней и нижней ветвей.

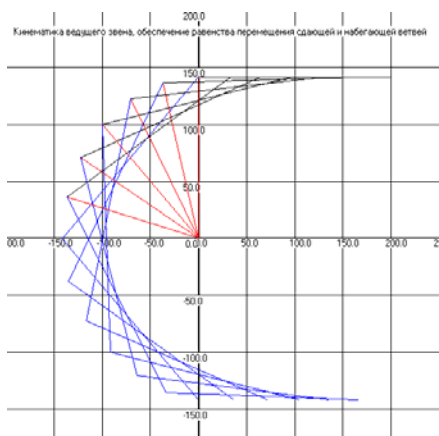


Рис. 5 – Прорисовка кинематики механизма по результатам расчетов

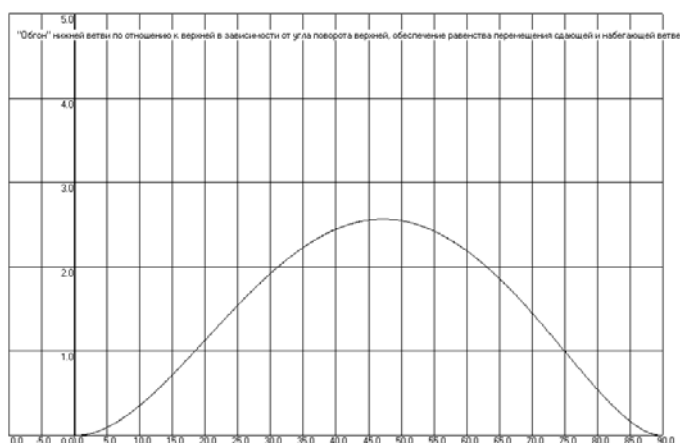


Рис. 6 – График зависимости разности углов  $\alpha_2$  и  $\alpha_1$  от  $\alpha_1$

График зависимости разности угла  $\alpha_2$  и  $\alpha_1$  (см.рис. 4) от  $\alpha_1$  изображен на рис. 6.

Кроме "увеличения" угла поворота нижней ветви, для обеспечения условия равных перемещений необходимо, чтобы и радиус  $r_2$  (см.рис.4) так же изменялся при повороте. Зависимость величины радиуса  $r_2$  от угла поворота верхнего зуба звездочки  $\alpha_1$  изображена на рис. 7.

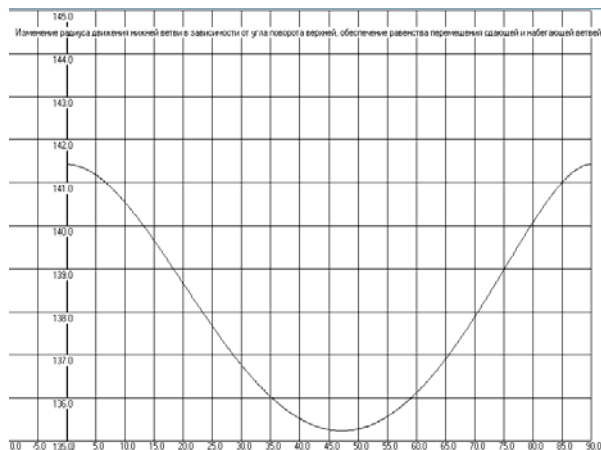


Рис. 7 – Зависимость величины радиуса  $r_2$  от угла поворота верхнего зуба звездочки  $\alpha_1$

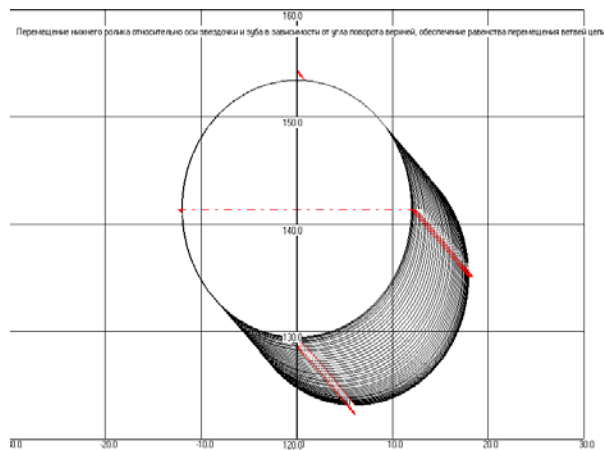


Рис. 8 – Траектория ролика в координатах звездочки

Учитывая отмеченные особенности кинематики механизма, можно спроектировать профиль зуба, который бы удовлетворял заданному условию равенности перемещений верхней и нижней ветвей. Примерный вид траектории ролика в координатах звездочки изображен на рис. 8. По данной траектории можно построить профиль зуба звездочки, который позволит применить рассматриваемое второе техническое решение.

**Список литературы:** 1. Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. Теоретическая механика в примерах и задачах : учеб. пособие для вузов. Т. 2 : Динамика. - М : Наука. - 1968. - 624 с. 2. Белоконев И. М. Теория механизмов и машин. Методы автоматического проектирования. - К. : Выща школа, 1990. - 208 с. 3. Медведев Н. Г., Абяскин О. И., Сериков В. И. Повышение быстродействия механизмов для перемещения стандартных грузов.// Материалы междунар. науч.-техн. конф. "MicroCAD97". 12-14 мая 1997 г. Харьков : ХГПУ. 1996. Ч.3. С. 344. 4. Степанов Н. В., Голованов А. А. Проектирование в Pro/ENGINEER 2001. / Под общ. ред. Д. Г.Красковского. – М. : КомпьютерПресс, 2002. - 320 с. 5. Потемкин А. Трехмерное твердотельное моделирование. – М. : КомпьютерПресс, 2002. - 296 с. 6. Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Глуценко Э. В., Ткачук А. В. Программно-аппаратный комплекс для анализа и синтеза моделей элементов сложных механических систем // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Тематичний випуск : "Динаміка і міцність машин". Збірник наукових праць НТУ "ХПІ". – Харків : НТУ "ХПІ", 2004.– № 31. – с.154-165. 7. Ткачук Н. А., Пономарев Е. П., Медведева А. В., Миргородский Ю. Я., Малакей А. Н., Гриценко Г. Д. Определение рациональных параметров элементов механических систем // Механіка та машинобудування. – 2001.– №1,2. – С.308-314. 8. Веретельник Ю. В., Миргородский Ю. Я., Пелешко Е. В., Ткачук Н. А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // Механіка та машинобудування. – 2003.– №1. – Том 2. – С.3-7. 9. Тропина А. А., Марасов С. Н.. Кинематический анализ манипуляционной системы

робота // Автомобильный транспорт . - 2008. - Вип. 22. - С. 154-158. **10.** Струтинский В. Б., Тихенко В. Н. Анализ возможностей использования гидроприводных механизмов параллельной кинематики в станках // Праці Одеського політехнічного університету . - 2008. - № 2. - С. 11-16. **11.** Могилевцев О. А., Литвиненко А. А., Тарануха Е. С. Влияние нагрузки на работу встряхивающих механизмов формовочных машин // Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету. Сер. : Технічні науки . - 2011. - Вип. 2. - С. 118-124. **12.** Тропина А. А., Марасов С. Н. Кинематический анализ манипуляционной системы робота // Автомобильный транспорт . - 2008. - Вип. 22. - С. 154-158.

**Bibliography (transliterated):** **1.** Bat M. I., Dzhanelidze G. Ju., Kelzon A. S. Teoreticheskaja mehanika v primerah i zadachah : ucheb. posobie dlja vtuzov. T. 2 : Dinamika. - M : Nauka. - 1968. - 624 s. **2.** Belokonev I. M. Teorija mehanizmov i mashin. Metody avtomaticheskogo proektirovanija. - K. : Vyshha shkola, 1990. - 208 s. **3.** Medvedev N. G., Abljaskin O. I., Serikov V. I. Povyshenie bystrodejstvija mehanizmov dlja peremeshhenija standartnyh грузов. // Materialy mezhdunar. nauch.-tehn. konf. "MicroCAD97". 12-14 maja 1997 g. Harkov : HGPU. 1996. Ch.3. S. 344. **4.** Stepanov N. V., Golovanov A. A. Proektirovanie v Pro/ENGINEER 2001. / Pod obshh. red. D. G. Kraskovskogo. - M. : KompjuterPress, 2002. - 320 s. **5.** Potemkin A. Trehmernoe tverdotelnoe modelirovanie. - M. : KompjuterPress, 2002. - 296 s. **6.** Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Glushhenko Je. V., Tkachuk A. V. Programmno-apparatnyj kompleks dlja analiza i sinteza modelej jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem // Visnik Nacionalnogo tehničnogo universitetu "HPI". Tematičnij vipusk : "Dinamika i micnist mashin". Zbirnik naukovih prac NTU "HPI". - Harkiv : NTU "HPI", 2004. - № 31. - s.154-165. **7.** Tkachuk N. A., Ponomarev E. P., Medvedeva A. V., Mirgorodskij Ju. Ja., Malakej A. N., Gricenko G. D. Opredelenie racionalnyh parametrov jelementov mehanicheskikh sistem // Mehanika ta mashinobuduvannja. - 2001. - №1,2. - S.308-314. **8.** Veretelnik Ju. V., Mirgorodskij Ju. Ja., Peleshko E. V., Tkachuk N. A. Parametricheskie modeli jelementov slozhnyh sistem kak osnova postroenija specializirovannyh raschetnyh sistem // Mehanika ta mashinobuduvannja. - 2003. - №1. - Tom 2. - S.3-7. **9.** Tropina A. A., Marasov S. N. Kinematicheskij analiz manipuljacionnoj sistemy robota // Avtomobilnyj transport . - 2008. - Vip. 22. - S. 154-158. **10.** Strutinskij V. B., Tihenko V. N. Analiz vozmozhnostej ispolzovanija gidroprivodnyh mehanizmov parallelnoj kinematiki v stankah // Praci Odeskogo politehničnogo universitetu . - 2008. - № 2. - S. 11-16. **11.** Mogilevcev O. A., Litvinenko A. A., Taranuha E. S. Vlijanie nagruzki na rabotu vstrjahivajushhijh mehanizmov formovochnyh mashin // Zbirnik naukovih prac Dniprodzerzhinskogo derzhavnogo tehničnogo universitetu. Ser. : Tehnični nauki . - 2011. - Vip. 2. - S. 118-124. **12.** Tropina A. A., Marasov S. N. Kinematicheskij analiz manipuljacionnoj sistemy robota // Avtomobilnyj transport . - 2008. - Vip. 22. - S. 154-158.

Надійшла (received) 01.04.2014