

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНИЗМА С ПАРАЛЛЕЛОГРАМНЫМ РЫЧАЖНЫМ КОНТУРОМ

Абдукаримов Абдусалам, к.т.н., с.н.с. Научно-исследовательский центр по проблемам отраслевого машиноведения при ТГТУ им. Абу Райхан Беруний, Узбекистан, 100125, г. Ташкент, Академгородок, Дурмон йули-31, e-mail: aabdusalam54@gmail.com

Целью статьи является: описать разработанный метод исследования; показать полезность и некоторые преимущества этого метода. С помощью разработанного метода в качестве примера выполнены исследования двух видов зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов, которые принципиально отличаются друг от друга. Приведены графики изменения передаточного отношения этих механизмов в зависимости от изменения межосевого расстояния ведущих и ведомых звеньев. Метод обладает наглядностью, отличается удобством контроля результатов и позволяет быстро решать прикладные задачи проектирования, а также развивает инженерную интуицию оценивать возможности механизма по его кинематической схеме.

Ключевые слова: графоаналитический метод, анализ, синтез, зубчато-рычажный, механизм, дифференциал.

GRAPHIC-ANALYTICAL STUDY OF TOOTH-LEVER DIFFERENTIAL GEAR MECHANISM THE PARALLELOGRAMNY LEVER CONTOUR

Abdukarimov Abdusalam PhD., senior scientist, CSMS at the TSTU named after A.R.Beruni, Durmon Yuli street, 31, 100125, Tashkent, Uzbekistan, e-mail: aabdusalam54@gmail.com

The aim of this work is to describe worked out method of investigation, to show the usefulness and benefits of this method. With worked out method as an example the studies of two types of tooth-lever differential gear mechanisms, principally different from each other, were carried out. The graphs of changes of gear relation of these mechanisms are given, depending on the changes of interaxial distance of leading and driven links. The method possesses visual simplicity, differs by convenience of results control and permits us promptly solve applied problems of design, as well as develops an engineering intuition to evaluate the possibilities of the mechanism according to its kinematic scheme.

Keywords: graphic-analytical method, analysis, synthesis, tooth-lever mechanism, differential.

Введение

Одними из наиболее перспективных механизмов для создания современных машин и приборов являются зубчато-рычажные механизмы [1, 2]. Однако методы анализа и синтеза этих механизмов разработаны слабо и ждут своего решения, что является в настоящее время проблемой в этой области. Особый интерес вызывает эта проблема в связи с техническим творчеством, техническими науками, особенностями инженерного мышления. Наука о графических построениях, начертательная геометрия дали те необходимые научные принципы геометрически-графического языка инженера, на основе которых в XIX веке были разработаны многие графические методы решения технических задач. Эти методы были усовершенствованы далее в первой половине XX века и продолжают совершенствоваться

поныне [3]. Необходимость уточненного расчета машин в реальных условиях их работы способствовала усилению аналитических методов. Одновременно с этим разрабатывались и графические методы, в частности, в связи с появлением манипуляторов и роботов, рабочие органы которых совершают сложные пространственные движения, требования к этому повышаются. Успехи аналитической теории механизмов стали возможными только потому, что предшествующие исследования по геометрическим методам создали основу их общей теории. И до сих пор наиболее эффективными методами анализа и синтеза механизмов остаются методы, в которых вычислительные операции сочетаются с одновременным просмотром геометрических характеристик механизмов путем построений, выполняемых или обычным графическим путем, или же с применением дисплеев или других автоматизированных устройств для получения графической информации на выходе из ЭВМ [4]. Таким образом, неоспоримо, что графическое и графоаналитическое направления занимают значительное место в науке о машинах. Вместе с тем оно оставалось наименее изученным [3]. Как и все механизмы, зубчато-рычажные механизмы могут быть исследованы аналитическими, графоаналитическими, графическими и экспериментальными методами. Аналитическим способом выведенные формулы для расчета параметров зубчато-рычажных дифференциальных механизмов получаются слишком громоздкими и дают огромный объем вычислений, не обладают наглядностью, на что указывает целый ряд ученых [2, 5, 6, 7]. Графоаналитические и графические методы исследования дифференциальных механизмов не обладают такими недостатками. Основным недостатком этих методов являлась сравнительная неточность получаемых результатов. Появление целого ряда компьютерных графических программ, таких как «AutoCAD», «SolidWorks», «Компас-График», «Mathcad» и др. искоренил этот основной недостаток методов графического и графоаналитического исследования, сохранив все их достоинства, и заново дал импульс к развитию этих методов. Имеется много примеров, когда графические или графоаналитические приемы являются единственно приемлемыми, так как дают наиболее простое решение задач. Кроме того, графоаналитические и графические методы исследования, в силу их наглядности и удобства контроля, неопределимо ценны для быстрой проверки правильности аналитических расчетов, визуального представления свойств механизмов и оценки их работы, особенно ценны для развития инженерной интуиции, наконец, они могут применяться как кривые результатов аналитических расчетов. Применения графических и графоаналитических методов решения задач кинематики и динамики механизмов впервые были освещены в работах немецких ученых таких как: О. Мор, Р. Прелл, Л. Бурместер, П. Виттенбауер, Т. Риттерсхаус и др. [8, 9, 10]. Метод кинематического анализа зубчатых передаточных механизмов с помощью картины скоростей также предложен немецким ученым Карлом Кутцбахом [11]. Этот метод, широко представленный в учебниках по ТММ, позволяет решать многие задачи кинематического анализа зубчатых механизмов и широко применяется в инженерных расчетах и проектировании механизмов. Приведенные в последнее время в научной литературе работы по исследованию механизмов графическими и графоаналитическими методами в основном относятся к исследованию дифференциальных и планетарных механизмов с вращательным движением центра вращения ведомого звена по окружности при постоянном межосевом расстоянии ведущих и ведомых звеньев. Так, И.О. Хлебосолов привел графические методы расчета механизмов с использованием ЭВМ. Этот метод он описывает на примере кривошипно-ползунного механизма, а в качестве инструмента использует чертежно-графический редактор «Компас-график», разработанный компанией «АСКОН». Автор пишет: «Основными недостатками графоаналитических методов считаются: меньшая точность, чем у аналитических методов, и нередко большая громоздкость построений, особенно при стремлении повысить точность расчетов. В последнее время наибольшее развитие получили аналитические методы исследования механизмов. Связанно это также и с бурным развитием вычислительной техники. Однако, на наш взгляд, не следует пренебрегать графоаналитическими методами, которые с появлением новых компьютерных графических программ, сохранив свои достоинства, начисто лишились своих недостатков» [12]. Н.А. Фатеев предложил графический метод позволяющий получить

наглядную картину угловых скоростей и угловых ускорений звеньев зубчато-рычажного механизма, приведенных в классификации А.С. Шашкина, которые являются зубчато-рычажными механизмами с постоянным межосевым расстоянием ведомых и ведущих зубчатых колёс [6]. В.М. Третьяков отмечает, что графические и графоаналитические методы широко используются при изучении теории механизмов и машин не только в силу их наглядности, но и вследствие того, что они развивают у студентов инженерную интуицию, позволяющую оценивать кинематические возможности механизма по его кинематической схеме [13]. Он в своей статье показал использование программы “Mathcad” при определении скоростей и ускорений рычажных механизмов. Им рассмотрен векторный способ решения задачи кинематического анализа механизмов, основанный на использовании метода векторных многоугольников и теоремах о скоростях и ускорениях точек твердого тела. При расчете сначала определяется положение звеньев, затем характеристики их вращательного движения, а по ним скорости и ускорения точек [14]. Ученый также показал графический метод построения картины распределения угловых скоростей зубчатых механизмов. При этом в качестве примера приведены высшие кинематические пары внутреннего зацепления, внешнего зацепления, кулачкового механизма, рычажного механизма, планетарной передачи смешанного вида, бипланетарной передачи, замкнутой планетарной передачи и т.д. [15]. Он отмечает, что использование предложенного им метода в дополнение к аналитическому методу позволит студентам, изучающим зубчатые передачи, более детально разобраться в особенностях планетарных механизмов. Из приведенного анализа видно, что в литературе освещены, в основном, графические методы анализа механизмов, где рычажное звено подвержено только вращательному движению, это все виды дифференциальных и планетарных механизмов.

Графический метод анализа зубчато-рычажных механизмов, где рычажное звено совершает сложное плоскопараллельное движение, в литературе не встречается. Поэтому целью работы является разработка графоаналитического метода исследования зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов, применяемых в валковых технологических машинах с переменным межосевым расстоянием рабочих валов, где центр вращения ведомого звена совершает прямолинейное движение, а рычажное звено совершает сложное плоскопараллельное движение. Разработанный метод должен позволять определить положение, линейные и угловые скорости, ускорение характерных точек звеньев, также передаточное отношение механизма. Данный метод отвечает всем этим требованиям, что и показано в предлагаемой работе. Этот метод может быть применен для исследования различных типов зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов с переменным межосевым расстоянием ведущего и ведомого звеньев. Метод обладает наглядностью, отличается удобством контроля результатов и позволяет быстро решать прикладные задачи проектирования, а также развивает инженерную интуицию оценивать возможности механизма по его кинематической схеме. Разработка новых конструкций дифференциальных зубчато-рычажных передаточных механизмов, разработка графоаналитического метода для исследования статики и динамики, а также для синтеза зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов, создание программ для автоматизации исследования и проектирования этих механизмов с помощью разработанных методов являются предметами нашего исследования в будущем.

МЕТОД ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕМАТИКИ МЕХАНИЗМОВ

С помощью разработанного метода в качестве примера выполнены исследования двух видов зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов, изобретенных нами [16, 17], которые принципиально отличаются друг от друга. Определены линейные и угловые скорости характерных точек звеньев механизма. Так как для зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов такого типа важным критерием является передаточное отношение механизма и его характер изменения, в статье также приведены графики изменения передаточного отношения этих механизмов в зависимости от изменения межосевого расстояния ведущих и ведомых звеньев.

Графоаналитический метод кинематического исследования зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма с параллелограмным рычажным контуром

На рис. 1 приведено графическое выполнение разработанного метода на примере зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма с параллелограмным рычажным контуром [16].

На рис. 1 *a*) показан план передаточного механизма; где: 1 – станина; 2, 3, 4, 5 – рычаги; 6 – ползун; 7 – ведущее зубчатое колесо; 8, 9 – промежуточные зубчатые колеса; 10 – ведомое зубчатое колесо. Из условия задачи нам известно положение (φ) и геометрические параметры ($l_{AB}, l_{BC}, l_{CD}, l_{A_0C}, d_7, d_8, d_9, d_{10}$) этого механизма, а также линейная скорость центра вращения ведомого зубчатого колеса по величине и по направлению (\bar{V}_D), угловая скорость ведущего зубчатого колеса 7 (ω_7) также по величине и направлению.

Приняв масштаб плана механизма (μ_l), начертим план механизма в нескольких положениях, где μ_l (мм/м)

$$\mu_l = \frac{AB}{l_{AB}}, \quad (1)$$

AB - длина звена механизма в плане, [мм];

l_{AB} - истинная длина изображаемого звена, [м].

Вместо нескольких положений механизма, для упрощения графического изображения, желательно начертить несколько положений рычажного контура рассматриваемого механизма. План рычажного контура должен быть начерчен также в масштабе плана механизма (μ_l), соответственно к схеме механизма (рис. 1., *b*). В зависимости от изменения межосевого расстояния AD меняется угол φ . Если межосевое расстояние меняется от AD_5 до AD_1 , где AD_1 - минимальное межосевое расстояние, а AD_5 - максимальное межосевое расстояние, то соответственно угол φ меняется от φ_5 до φ_1 (где φ_1 - минимальный φ_5 - максимальный углы положения кривошипа). Поэтому можно разделить на несколько равных положений разницы углов ($\varphi_5 - \varphi_1$) или величину изменения межосевого расстояния ($AD_5 - AD_1$). В нашем случае разница углов разделена на 4 и начерчено 5 положений механизма через каждый угол $\frac{\varphi_5 - \varphi_1}{4}$. На начерченный, в пяти положениях, план рычажного контура (рис. 1 *b*) перенесем характерные точки M, N и F с плана механизма в соответствующие положения и получим точки $M_1, \dots, M_5, N_1, \dots, N_5, F_1, \dots, F_5$.

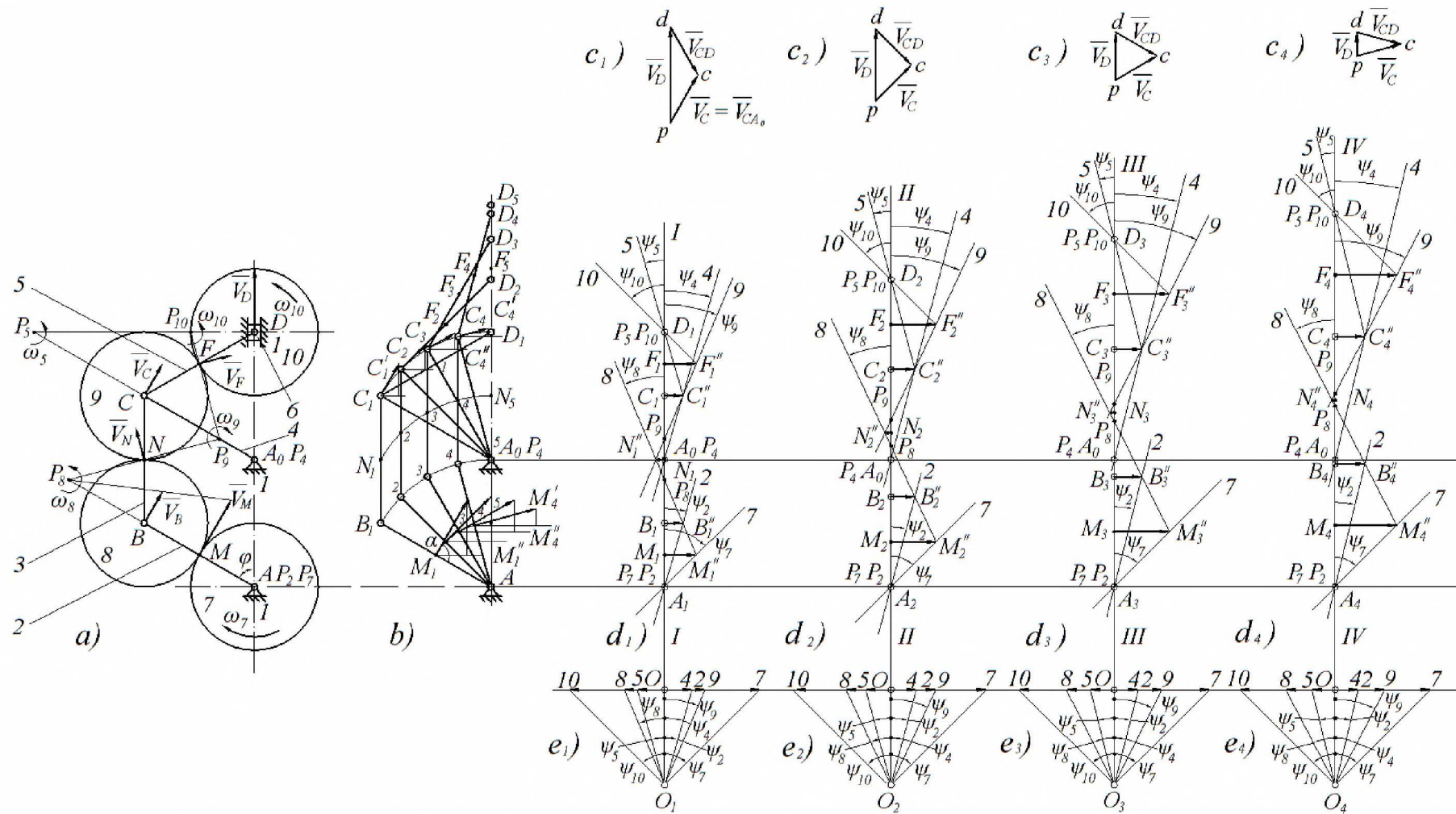


Рис. 1. Схема зубчато - рычажного дифференциального передаточного механизма с параллелограммным рычажным контуром: а) план механизма; б) план рычажного контура в различных положениях; $c_1), c_2), c_3), c_4)$ - планы скоростей рычажного контура; $d_1), d_2), d_3), d_4)$ - картины скоростей соответственно I, II, III, IV положениям механизма; $e_1), e_2), e_3), e_4)$ - картины угловых скоростей соответственно в I, II, III, IV положениях механизма;

После построения плана механизма и плана рычажного контура этого механизма, построим план скоростей для каждого положения (рис. 1., c_1, c_2, c_3, c_4). Скорость точки D (\bar{V}_D) в плане скоростей обозначаем отрезком \overline{pd} , который определяется по формуле

$$\overline{pd} = \mu_v \cdot \bar{V}_D, \quad (2)$$

$$\mu_v = \frac{\overline{pd}}{\bar{V}_D}, \quad (3)$$

где μ_v - масштаб скорости. (μ_v) = мм/м⁻¹

Для построения плана скоростей решаем систему уравнений

$$\begin{cases} \bar{V}_C = \bar{V}_D + \bar{V}_{CD} \\ \bar{V}_C = \bar{V}_{A_0} + \bar{V}_{CA_0} \end{cases} \quad (4)$$

Отсюда, приравнивая правые части уравнения, получим

$$\bar{V}_D + \bar{V}_{CD} = \bar{V}_{A_0} + \bar{V}_{CA_0} \quad (5)$$

Решая уравнение (5) графическим способом, определяем величины скоростей \bar{V}_{CD} и \bar{V}_{CB} .

$$\bar{V}_C = \bar{V}_{CA_0} = \frac{\overline{pc}}{\mu_v}, \quad (6)$$

$$\bar{V}_{CD} = \frac{\overline{dc}}{\mu_v}. \quad (7)$$

Решив рычажные контуры зубчато-рычажного механизма, получаем линейные и угловые скорости кривошипно-ползунного 14561 и рычажного 12341 четырехзвенников.

Приступаем к решению зубчатого контура.

По условию задачи нам известна угловая скорость зубчатого колеса $7(\omega_7)$, его делительный диаметр d_7 . Скорость точки M определяется по формуле

$$\bar{V}_M = \omega_7 \cdot r. \quad (8)$$

Направление \bar{V}_M известно, $\bar{V}_M \perp BA$. Отрезок, соответствующий скорости \bar{V}_M определяется по формуле:

$$\overline{M_1M_1'} = \bar{V}_M \cdot \mu_v. \quad (9)$$

Начертив вертикальную линию $I-I$ (для первого положения механизма) параллельно к линии, проходящей через оси ведущих и ведомых зубчатых колес (AD), перенесем на эту линию горизонтальными лучами точки A, M, B, N, C, F, D (рис. 1 d_1), полученные точки отмечаем буквами $A_1, M_1, B_1, N_1, C_1, F_1, D_1$ соответственно.

На точку M_1 (рис. 1 d_1) перенесем отрезок $\overline{M_1M_1'}$ и проецируем его на горизонтальную линию, получим отрезок $\overline{M_1M_1''}$. С точки M_1'' проведем наклонный луч, проходящий через точку A_1 , и обозначим цифрой 7. Этот луч будет прямой распределения скоростей колеса 7. А угол луча 7 с линией $I-I$ дает угловую скорость колеса 7 (ω_7).

Следует отметить, при проецировании векторов скоростей на горизонтальную линию, а перпендикуляров к ним (это и есть радиус-векторы этих скоростей) на вертикальную линию их отношения, т. е. угловые скорости, остаются неизменными по величине,

$$\omega_5 = \frac{V_M}{l_{MA}} = \frac{M_1M_1' \cdot \mu_1}{\mu_V \cdot AM} = \frac{\mu_1 \cdot M_1M_1'' \cos \alpha}{\mu_V \cdot A_1M_1 \cos \alpha} = \frac{\mu_1 \cdot \overline{M_1M_1''}}{\mu_V \cdot A_1M_1}. \quad (10)$$

Следовательно,

$$\omega_7 = \frac{\mu_1 \cdot \overline{M_1M_1''}}{\mu_V \cdot A_1M_1}. \quad (11)$$

Луч 8, проходящий через точки M_1'' и B_1'' , является прямой распределения скоростей зубчатого колеса 8. Проведя прямую горизонтальную линию из точки N_1 плана рычажного контура (рис. 1., b) до пересечения с лучом 8 на плане картины скоростей положения I (рис. 1., d_1), получим отрезок $\overline{N_1''N_1}$ (рис. 1 b), который является проекцией вектора скорости $\overline{V_N}$ на горизонтальную линию.

К точке C_1 (рис. 1 b) перенесем вектор скорости точки C ($\overline{V_C}$) в плане скоростей рычажного контура для первого положения, это и есть отрезок \overline{pc} из плана скоростей. Полученный отрезок $\overline{C_1C_1'}$ проецируем на горизонталь, получим отрезок $\overline{C_1C_1''}$. Отрезок $\overline{C_1C_1''}$ перенесем на точку C_1 в вертикальной линии $I-I$ (рис. 1 d_1).

Соединив найденные точки C_1' и N_1'' , получим луч 9, который является лучом распределения скоростей колеса 9, а точка пересечения луча 9 с вертикалью $I-I$ является точкой мгновенного центра вращения (МЦВ) (P_9) колеса 9 в плане картины скоростей.

Соединив точку C_1'' с точкой A_0 , получим прямую распределения скоростей 4 кривошипа 4 (рис. 1 d_1). С точки F_1 (рис. 1., b) проведем горизонтальную линию до пересечения вертикали $I-I$ и получим точку F_1 в плане картины скоростей положения I (рис. 1 d_1) и продолжая до пересечения с лучом 9, получим точку F_1'' (рис. 1 d_1). Вектор $\overline{F_1F_1''}$ является «картиной» линейной скорости точки контакта F .

Проведя прямые из точек C_1'' и F_1'' , проходящие через точки D_1 , получим прямые распределения скоростей 5 и 10 для рычага 5 и зубчатого колеса 10. Полученные углы $\psi_2, \psi_4, \psi_5, \psi_7, \psi_8, \psi_9, \psi_{10}$ между вертикальной линией $I-I$ и лучами распределения скоростей, являются картиной угловых скоростей в плане. Разделив углы на масштаб угловых скоростей, получаем действительные угловые скорости звеньев

$$\omega = \frac{\psi}{\mu_\omega}, \quad (12)$$

где

$$\mu_{\omega} = \frac{\psi_7}{\omega_7}. \quad (13)$$

Для получения наглядной картины об угловых скоростях и частотах вращения зубчатых колес выбирают общую точку O_1 (рис. 1., e_1), через которую проводят пучок лучей, параллельных соответствующим прямым распределения скоростей, т.е. лучей с углами наклона $\psi_2, \psi_4, \psi_5, \psi_7, \psi_8, \psi_9, \psi_{10}$. Если этот пучок лучей пересечь какой-то прямой, перпендикулярной вертикали $I-I$ линии отсчета линейных скоростей, то можно отметить точки пересечения 2, 4, 5, 7, 8, 9, 10 и получим отрезки $O2, O4, O5, O7, O8, O9, O10$ отсчитываемые от начала отсчета O . Разделив эти отрезки на масштаб угловых скоростей, который включает в себя отрезок OO_1 , можно определить истинные угловые скорости звеньев, при этом масштаб угловых скоростей определяется формулой

$$\mu_{\omega} = \frac{\mu_v}{\mu_l} \cdot \overline{OO_1} \left[\frac{\text{мм}}{\text{рад} \cdot \text{с}^{-1}} \right]. \quad (14)$$

Учитывая, что $n = 2\pi\omega$, можно определить масштаб частоты вращения

$$\mu_n = 2\pi\mu_{\omega}. \quad (15)$$

Передаточные отношения механизма (колес 7 и 10) определяются соотношением

$$u = \frac{\omega_{10}}{\omega_7} = \frac{\overline{O10}}{\overline{O7}}. \quad (16)$$

Таким же способом построим планы для остальных положений механизма (рис. 1., $c_2, c_3, c_4, d_2, d_3, d_4, e_2, e_3, e_4$).

При построении последующих положений надо обратить внимание на то, что точки контакта зубчатых колес (точки $M_1, \dots, M_5, N_1, \dots, N_5, F_1, \dots, F_5$) меняют свое положение на вертикальной и горизонтальной осях.

Получив отрезки, пропорциональные к угловым скоростям рычагов ($O2, O3, O4, O5$) и зубчатых колес ($O7, O8, O9, O10$), построим график изменения угловых скоростей рычагов и зубчатых колес в зависимости от изменения межосевого расстояния ведомых и ведущих зубчатых колес.

На рис. 2 показаны графики угловых скоростей зубчатых колес 7, 8, 9, 10 ($\omega_7, \omega_8, \omega_9, \omega_{10}$), рычагов 2, 4, 5 ($\omega_2, \omega_4, \omega_5$) и передаточного отношения механизма (u) при постоянной угловой скорости ведущего зубчатого колеса (ω_7) и переменной линейной скорости центра вращения ведомого зубчатого колеса (\overline{V}_D).

Анализ графиков показывает, что при наличии линейной скорости (\overline{V}_D) центра вращения ведомого зубчатого колеса (10), при постоянной или переменной угловой скорости ведущего зубчатого колеса (ω_7), угловая скорость этого колеса (ω_{10}) будет постоянной или переменной и всегда равна угловой скорости ведущего зубчатого колеса (ω_7), что обеспечит постоянное передаточное отношение рассматриваемого передаточного механизма. Также, в этом случае, угловые скорости (ω_8) и (ω_9) зубчатых колес 8 и 9 будут

переменными, но синхронными, а угловые скорости рычагов 2, 4 и 5 ($\omega_2, \omega_4, \omega_5$) будут переменными. Таким образом, в рассматриваемом механизме величины и направления скорости центра вращения ведомого зубчатого колеса (\bar{V}_D) не влияют на передаточное отношение механизма.

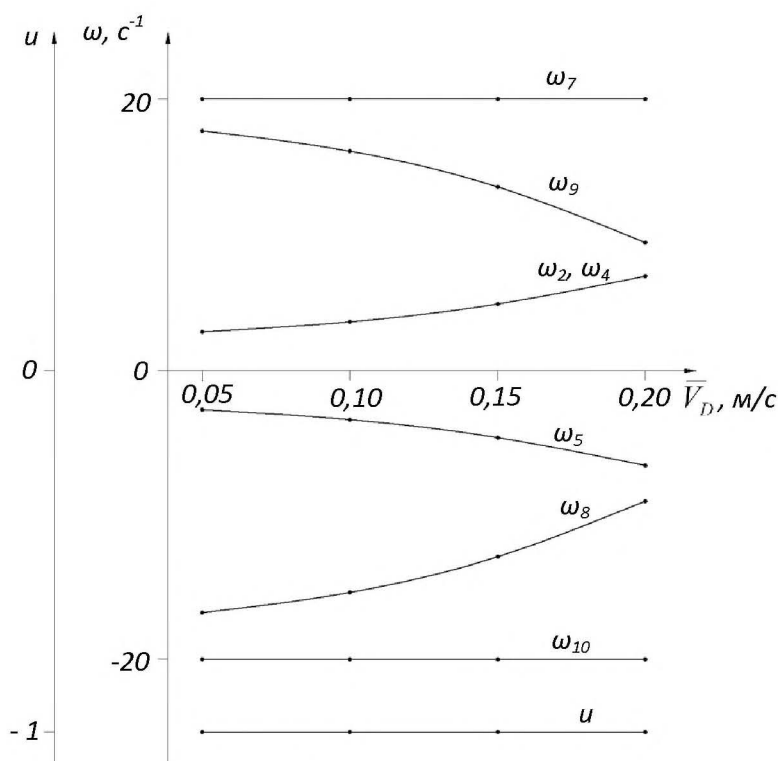


Рис.2. Графики угловых скоростей $\omega_2, \omega_4, \omega_5, \omega_7, \omega_8, \omega_9, \omega_{10}$ и передаточное отношение механизма (u) в зависимости от скорости центра вращения ведомого звена (\bar{V}_D).

Графоаналитическое исследование кинематики зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма с внутренним и внешним зацеплениями

На рис. 3 показано графическое выполнение кинематики, разработанного авторами зубчато-рычажного дифференциального передаточного механизма с внешним и внутренним зацеплениями [17], графоаналитическим методом. На рис. 1., а) показан план передаточного механизма, где: 1 – станина; 2, 3 – рычаги; 4 – ползун; 5 – ведущее зубчатое колесо; 6 – промежуточное зубчатое колесо; 7 – ведомое зубчатое колесо.

Нам известны: положение (φ), геометрические ($l_{AB}, l_{BC}, d_5, d_6, d_6^*, d_7$) и кинематические (ω_5, \bar{V}_C) параметры механизма.

Для разнообразия, в отличие от механизма, показанного на рис. 1, рассмотрим случай, когда центр вращения ведомого зубчатого колеса направлен к центру вращения ведущего зубчатого колеса со скоростью \bar{V}_C .

Вместо угла φ берем в расчет угол α , так как оба угла являются функцией пути от скорости \bar{V}_C . Приняв угол α в пределах от 0° до 180° и разделив его через каждые 45° , начертим рычажный контур в пяти положениях (Рис. 1 б).

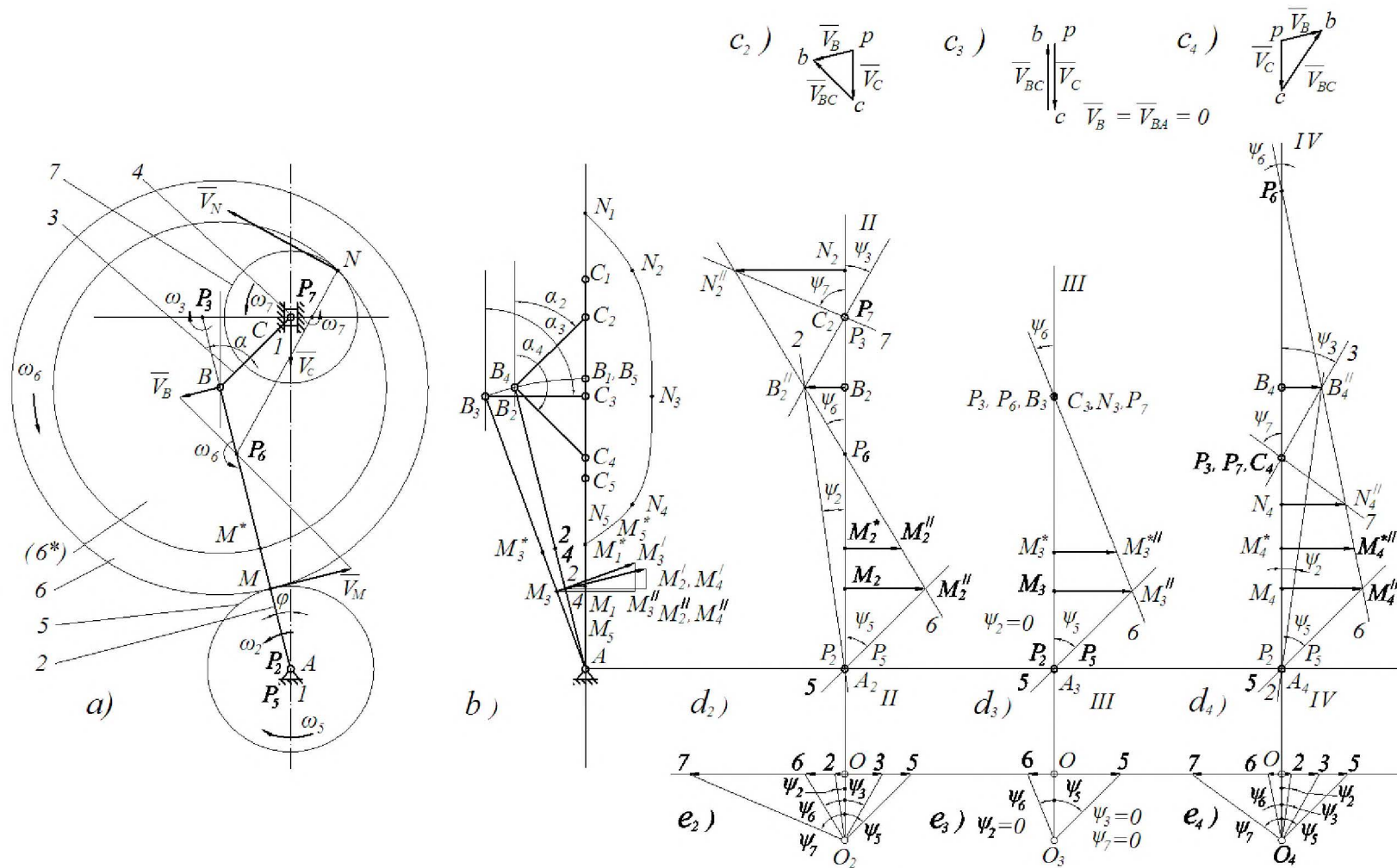


Рис.3. Схема зубчато-рычажного дифференциального механизма с внешним и внутренним зацеплениями: *a*) схема механизма; *b*) схема рычажного контура в различных положениях; *c*₂), *c*₃), *c*₄) - картины скоростей соответственно в II, III, IV - положениях механизма; *d*₂), *d*₃), *d*₄) - картины угловых скоростей соответственно в II, III, IV - положениях механизма

Отметим в плане рычажного контура все характерные точки механизма (M, M^*, B, C, N) в пяти положениях и получим точки $M'_1, \dots, M'_5, M''_1, \dots, M''_5, B'_1, \dots, B'_5, N'_1, \dots, N'_5$.

Далее продолжая графоаналитическое решение также как в параграфе 2.1, определяем линейные и угловые скорости характерных точек во всех положениях механизма. Так как для нас важным является передаточное отношение (u) механизма, определяем его во всех положениях по формуле

$$u_{7/5} = \frac{\omega_7}{\omega_5}. \quad (17)$$

На рис. 4 показаны графики угловых скоростей зубчатых колес 5, 6, 7 ($\omega_5, \omega_6, \omega_7$) и рычагов 2, 3 (ω_2, ω_3) при постоянной угловой скорости ведущего зубчатого колеса (ω_5) и переменной линейной скорости центра вращения ведомого зубчатого колеса (\bar{V}_C).

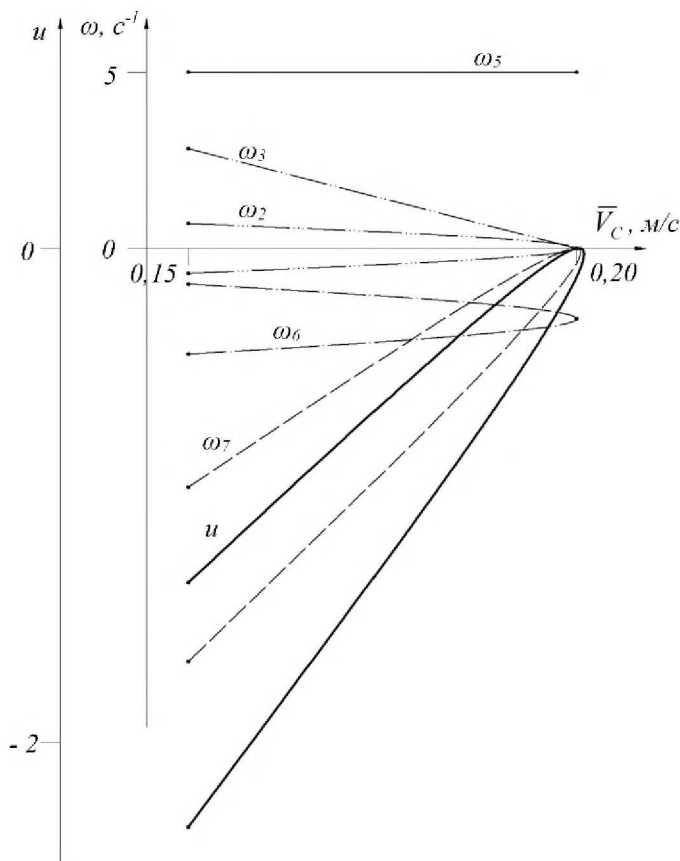


Рис.4. Графики угловых скоростей $\omega_2, \omega_3, \omega_5, \omega_6, \omega_7$ и передаточное отношение механизма (u) в зависимости от скорости центра вращения ведомого звена (\bar{V}_C).

Анализ графиков показывает, что при наличии линейной скорости \bar{V}_C центра вращения ведомого зубчатого колеса (7), даже при постоянной ω_5 , угловая скорость ω_7 будет переменной, что приведет к переменности передаточного отношения механизма ($u_{7/5}$). Угловые скорости $\omega_2, \omega_3, \omega_6$ также переменны. Отличие ω_7 от ω_5 зависит от величины и направления скорости \bar{V}_C .

Заключение

1. Разработан графоаналитический метод кинематического исследования зубчато-рычажных дифференциальных передаточных механизмов с переменным межосевым расстоянием ведущего и ведомого звеньев.

2. Показано, что в рассмотренном первом передаточном механизме, при изменении межосевого расстояния ведущих и ведомых звеньев, передаточное отношение будет постоянным. Анализ графиков показывает, что при наличии линейной скорости (\bar{V}_D) центра вращения ведомого зубчатого колеса (10), при постоянной или переменной угловой скорости ведущего зубчатого колеса (ω_7), угловая скорость этого колеса (ω_{10}) будет постоянной или переменной, и всегда равна угловой скорости ведущего зубчатого колеса (ω_7), что обеспечит постоянное передаточное отношение рассматриваемого передаточного механизма. Также, в этом случае, угловые скорости (ω_8) и (ω_9) зубчатых колес 8 и 9 будут переменными, но синхронными, а угловые скорости рычагов 2, 4 и 5 (ω_2 , ω_4 , ω_5) будут переменными. Таким образом, в рассматриваемом механизме величины и направления скорости центра вращения ведомого зубчатого колеса (\bar{V}_D) не влияют на передаточное отношение механизма.

3. Показано, что в рассмотренном втором передаточном механизме, при изменении межосевого расстояния ведущих и ведомых звеньев, передаточное отношение будет переменным. Анализ графиков показывает, что при наличии линейной скорости \bar{V}_C центра вращения ведомого зубчатого колеса (7), даже при постоянной ω_5 , угловая скорость ω_7 будет переменной, что приведет к переменности передаточного отношения механизма ($u_{7/5}$). Угловые скорости ω_2 , ω_3 , ω_6 также переменны. Отличие ω_7 от ω_5 зависит от величины и направления скорости \bar{V}_C .

4. Увеличение или уменьшение передаточного отношения от исходной величины зависит от направления и величины линейной скорости центра вращения ведомого звена.

Список литературы

1. Volmer J., (1969). *Getriebetechnik. Lehrbuch*. VEB- Verlag/ J.Volmer "Technic". Berlin, 1969.
2. Левитский Н. И. *Теория и применение зубчато-рычажных механизмов*, 135-136 / Н.И. Левитский. М.: Наука, 1974 -140 с.
3. Федосова С. А. *Возникновение и развитие графических методов механики машин* / С. А Федосова. (XIX – начало XX вв.). – Дис. ... канд. техн. наук. – Киев, 1984. -203 с.
4. Артоболевский И. И. *Успехи советской школы теории машин и механизмов* / I Всесоюзный съезд по теории машин и механизмов/ И.И.Артоболевский Алма-Ата, сентябрь, 1977. М.: Знание, 1977. - 16 с.
5. Фролов К. В. *Теория механизмов и механика машин*. Учебник для втузов / Под ред. К.В. Фролова.- 3-е изд., стереотип. – М.: Высшая школа, – 496 с.
6. Фатеев Н. А. *Определение условных скоростей и угловых ускорений звеньев плоских зубчато-рычажных механизмов* / Материалы XXXVIII научно-технической конференции по итогам работы профессорско-преподавательского состава Сев. Кав. ГТУ. Том / Естественные и точные науки. Технические и прикладные науки. Ставрополь: Сев. Кав. ГТУ, -218с., www.ncstu.rue.
7. Каримов Р. И. *Об одном способе управления кинематическими характеристиками ползуна кулачкового-рычажного механизма*. Прикладные задачи математики и механики («ПЗММ»-2012)// Материалы XX международной научно-

технической конференции. Севастополь, 10-14 сентября 2012 Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины: Севастопольский национальный технический университет; С.О. Попков - Севастополь.: Сев.НТУ, 2012.- 212 с. 172-176 с .

8. Mohr, O., (1875). *Die graphische Statik und das graphische Rechnen* / O.Mohr. Oiviling., XXL, pp. 250-258.

9. Хлебосолов И. О. *Графоаналитические методы расчета механизмов с использованием* / И. О. Хлебосолов *ЭВМ*//Теория механизмов и машин, 2004. 40-44 с.

10. Третьяков В. М. *Использование программы "Mathcad" при определении скоростей и ускорений рычажных механизмов* // Теория Механизмов и Машин, 2009. - 40-48 с.

11. Третьяков В. М. *Графический метод построения картины распределения угловых скоростей зубчатых механизмов* / В. М. Третьяков Теория Механизмов и Машин, 2011. - 76-84 с.

12. Третьяков В. М. *Использование картины распределения угловых скоростей при синтезе цилиндрических зубчатых механизмов* / В. М. Третьяков Теория Механизмов и Машин, 2012. - №1. -Том 10. -С. 79-87.

13. А.с. 1632047 А I СССР, МКИ С14 В 1/00, 1/02. *Передаточный механизм валочных машин.* / А. Абдукаримов, Т.Ю. Аманов, Г.А. Бахадиров -№ 4621476/12 ; Заявл. 19.12.88. Зарег. 1.11.1990.

14. А.с. 1406171 А1 СССР, МКИ С14 В 14 1/00 *Машина для отжима мокрых кож.* / Т.Ю. Аманов, А. Абдукаримов. - №4164603/31-12; Заявл.18.12.86. Зарег.01.03.88.

УДК 675-055

АНАЛИЗ ВАЛКОВОЙ ПАРЫ С ДУГООБРАЗНЫМ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ЦЕНТРА ВРАЩЕНИЯ ПОДВИЖНОГО РАБОЧЕГО ВАЛА

Абдукаримов Абдусалам, к.т.н., с.н.с., Бахадиров Гайрат Атаханович, д.т.н., Научно-исследовательский центр по проблемам отраслевого машиноведения при ТГТУ им. Абу Райхан Беруний, Узбекистан, 100125, г. Ташкент, Академгородок, Дурмон йули-31, e-mail: aabdusalam54@gmail.com

Проанализирована валковая пара, центр вращения подвижного рабочего вала которой перемещается по дугообразной траектории. Показаны положения валковой пары в начале и во время выполнения технологического процесса.

Ключевые слова: валковая машина, валковая пара, центр вращения, обрабатываемый материал, рабочий вал, траектория движения, дугообразная перемещения.

ANALYSIS OF THE ROLLER PAIR WITH ARCUATED MOVEMENT OF CENTER OF ROTATION OF THE MOVABLE WORKING SHAFT.

Abdulkarimov Abdusalam PhD., senior scientist, Bahadirov Gayrat Atahanovich, D.Sc. (Engineering), CSMS at the TSTU named after A.R.Beruni, Durmon Yuli street, 31, 100125, Tashkent, Uzbekistan, e-mail: aabdusalam54@gmail.com

It was analyzed roller pair with an arcuated movement of the center of rotation of the movable working shaft. Shown provisions of the roller pair prior to technological process and at runtime of the process.