

## ВОПРОСЫ СИНТЕЗА ПРОСТРАНСТВЕННОГО ЧЕТЫРЕХПОДВИЖНОГО МЕХАНИЗМА С ГРУППОЙ АССУРА ВТОРОГО КЛАССА ЧЕТВЕРТОГО ВИДА

*Чусовитин Г.Н.<sup>1</sup>, Чусовитин Н.А.<sup>2</sup>*

*Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск*

**Ключевые слова:** рычажный механизм, интерференция звеньев, параметрический синтез.

**Аннотация.** Статья посвящена синтезу механизма, в основу которого положена работа глазовращательных мышц человека, анализ мышечного корсета глаза человека и реализация его движений механическими приводами. Впервые разработана из отечественных материалов физическая модель пространственного четырехподвижного рычажного механизма с системой управления, область применимости которого довольно широка: от использования в образовательном процессе в медучреждениях для имитации работы мышц глаза, а так же в робототехнике для визуализации зрительного органа чувств, так и в разработках новых систем вооружений, отечественных охранных систем.

## ISSUES OF SYNTHESIS OF A SPATIAL FOUR-MOVING MECHANISM WITH AN ASSUR GROUP OF THE SECOND CLASS OF THE FOURTH TYPE

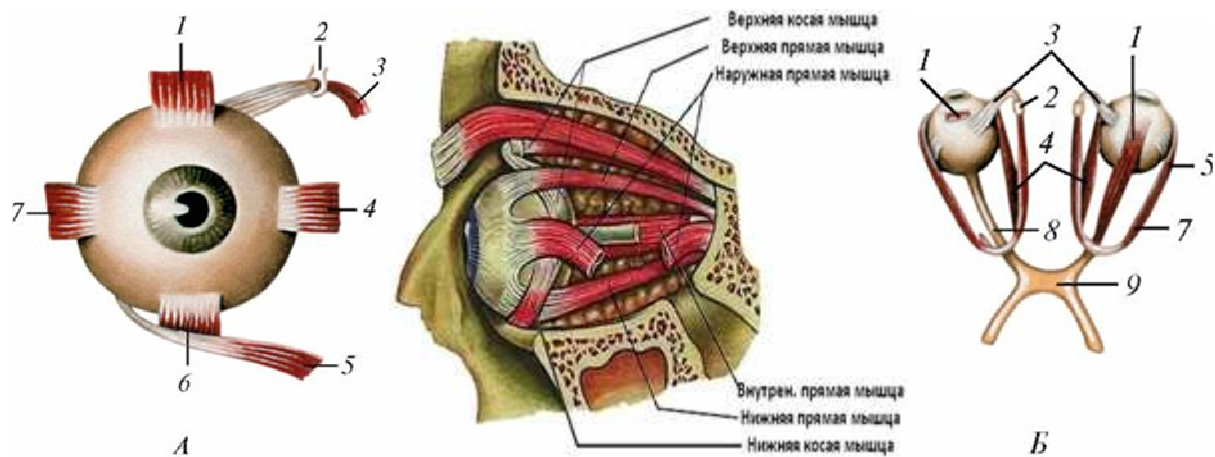
*Chusovitin G.N.<sup>1</sup>, Chusovitin N.A.<sup>2</sup>*

*Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk*

**Keywords:** lever mechanism, interference of links, parametric synthesis.

**Abstract.** The article is devoted to the synthesis of a mechanism based on the work of the human ocular muscles, the analysis of the muscular corset of the human eye and the implementation of its movements by mechanical drives. For the first time, a physical model of a spatial four-movable lever mechanism with a control system has been developed from domestic materials, the scope of which is quite wide: from use in the educational process in medical institutions to simulate the work of the eye muscles, as well as in robotics to visualize the visual sense organ, and in the development of new weapons systems, domestic security systems.

**Введение.** Глазовращательные мышцы (ГВМ) помогают выполнять согласованное движение глазных яблок [1]. В движении глаза участвует шесть мышц, при этом четыре из них прямые, две косые. Именуются они так из-за особенностей хода в полости (орбите), где располагаются, а также из-за прикрепления к органу зрения. Глазные яблоки, благодаря данным волокнам, могут выполнять многочисленные передвижения, как однонаправленные, так и разнонаправленные (в механизме не реализованы). К однонаправленным относятся повороты вверх, вниз, влево и другие, а к разнонаправленным – сведение органов зрения в одну точку. Такие движения помогают слаженно работать тканям и представляют человеку одинаковое изображение, благодаря его попаданию на один и тот же участок сетчатки.



1–верхняя прямая мышца; 2–блок; 3–верхняя косая мышца; 4–медиальная прямая мышца; 5–нижняя косая мышца; 6–нижняя прямая мышца; 7–латеральная прямая мышца; 8–зрительный нерв; 9–перекрест зрительных нервов

Рис. 1. Глазо-вращательные мышцы человека

### Задачи исследования

1. Синтез структурной схемы 4-х подвижного комбинированного пространственного механизма с минимальными числами звеньев и одноподвижных кинематических пар;

– не ограничивать область существования механизма по видам движения (рис. 1);

– реализовать шесть видов движений: по три вращательных и поступательных;

– для перемещения выходного звена применить рычажные, ременные, зубчатые, и передачи с гибким звеном;

2. Обосновать рациональные геометрические параметры механизма, в основу которого положен физический принцип управления движениями глаз человека.

### Методика исследований

В работе использовались методы теории механизмов и машин (ТММ) [2-4], аналитической геометрии, математического анализа. Достоверность полученных результатов подтверждается сопоставимостью результатов расчетов и физического моделирования пространственного рычажного механизма, в состав которого входит группа Ассура IV вида.

### Теоретическая модель

Требуется сконструировать механическое устройство, позволяющее реализовывать движения «глазных яблок» с отклонениями, соответствующими антропометрическим характеристикам среднестатистического человека: вверх  $\varphi=25^\circ$ , вниз  $\gamma=35^\circ$ , влево и вправо  $\alpha=60^\circ$  [1].

При синтезе механизма особое место уделено исключению интерференции звеньев, т.е. помимо обоснования размеров элементов, входящих в устройство, требуется определить их взаимное положение в любой момент времени таким образом, чтобы они не препятствовали движению друг друга, и при этом их рабочие зоны занимали наименьший объем.

Данная проблема была решена, в том числе и приданием особой геометрии звеньям механизма (рис. 2).

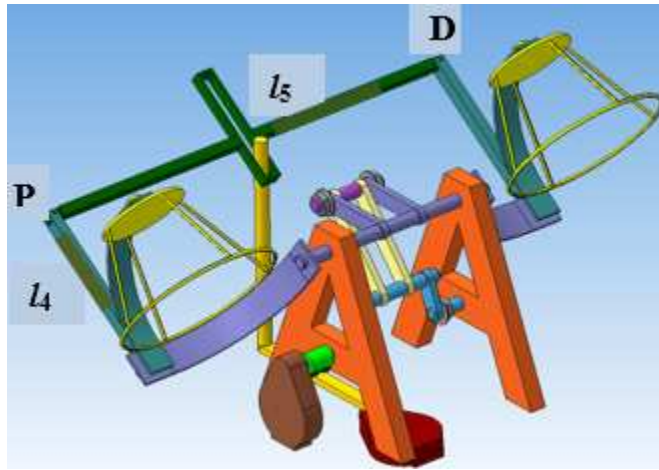


Рис. 2. Твёрдотельное моделирование механизма

Установлено, что для реализации чередований движений рабочего органа с подъема на опускание и наоборот потребуется ввести значительный участок коромысла  $l_4=K_2P$  (рис. 3а), если формировать опору, прообраз костного каркаса головы, трехзвенной фермой ADE, поскольку продольно расположенное звено  $l_5$ , связывающее вершины DP коромысел  $l_4$  (рис. 2) коснётся левой стороны опоры AE и не позволит переместить «глаз» на угол  $\varphi$ .

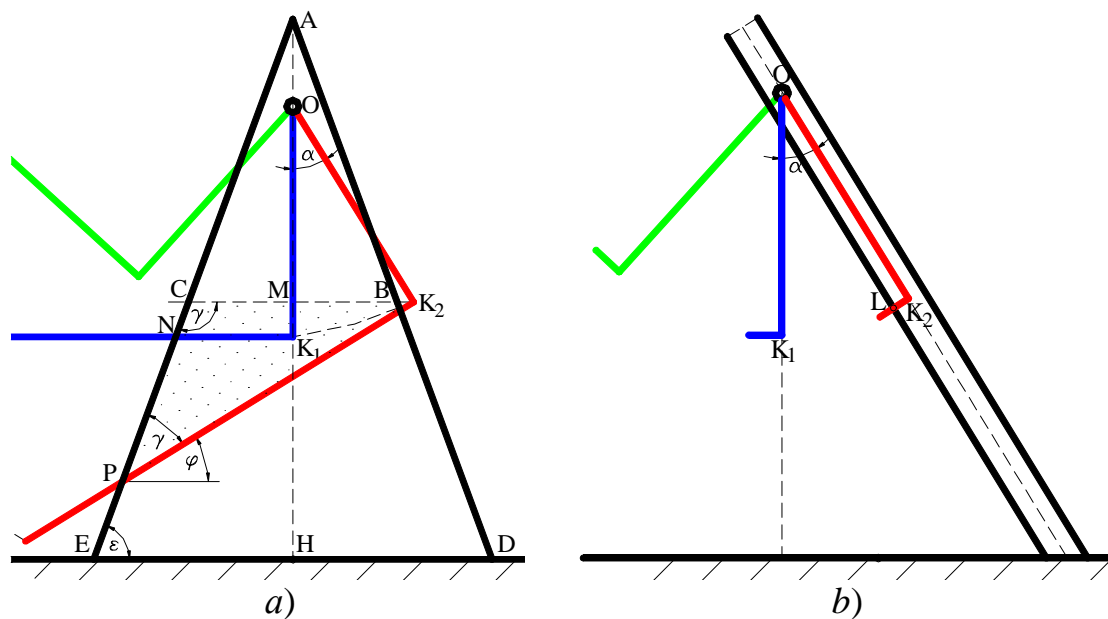


Рис. 3. Каркас механизма

Рациональный вариант – *b*, когда опоры изначально имеют наклон, равный  $90-\varphi$ . В таком случае достаточно чтобы размер  $l_4$  был больше половины ширины звена OD, равной  $b=20\text{мм}$ , из которого изготовлена опора. Отметим, что окончательным условием при выборе размера коромысла  $l_4$  следует принять условие, исключающее касание звена с опорой при его повороте на угол  $\alpha$ .

Для реализации вертикальных «вверх-вниз» перемещений рабочего органа был выбран рычажный шарнирный четырехзвенный механизм (рис. 4), чья подвижность по формуле Чебышёва П.Л. равна:  $W=3n-2p_1-p_2$ ,  $W_1=3\cdot 3-2\cdot 4=1$ .

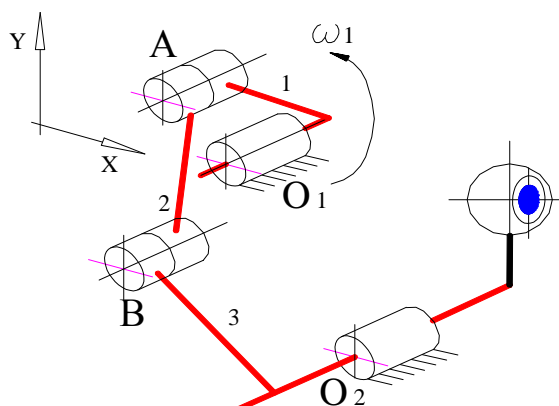


Рис. 4. Привод вертикальных перемещений

При перманентном вращении кривошипа  $l_1$  коромысло  $l_3$  совершает знакопеременные повороты вокруг  $O_2$  на требуемые углы. Поскольку размеры шатуна  $l_2$  и  $l_3$  были приняты произвольными, соответственно, равными 75 мм и 50 мм, в работе необходимо было установить размер кривошипа и расстояние между опорами, которые вкуче с указанными величинами обеспечивали бы реализацию углов  $\varphi=25^\circ$  и  $\gamma=35^\circ$ .

Для чего были исследованы два крайних положения звеньев механизма, первое из которых характеризуется наложением кривошипа  $l_1$  на шатун  $l_2$  (рис.5).

Установим тождество проекций сторон образовавшегося  $\Delta O_2 B_{\Pi} O_1$ , на ось, проходящую через  $O_2 O_1$ .

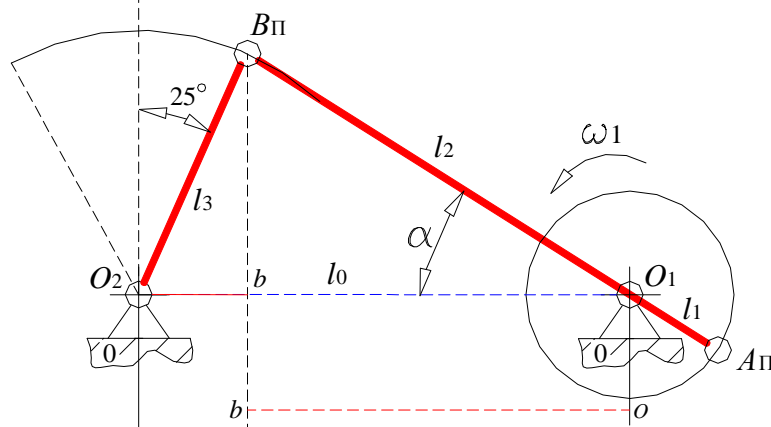


Рис. 5. Повернутое по ходу часовой стрелки крайнее верхнее положение звена 3

$$l_3 \cos(90-\varphi) + (l_2 - l_1) \cos \alpha = l_0, \text{ где } l_0 = O_1 O_2, O_2 b = l_3 \cos \varphi, O_1 b = (l_2 - l_1) \cos \alpha.$$

После подстановки заданных:  $l_3 = 50$  мм и  $\varphi_3 = 90^\circ - 25^\circ$  получим, что:

$$21.13 + (l_2 - l_1) \cos \alpha = l_0,$$

откуда 
$$\cos \alpha = \frac{l_0 - 21.13}{l_2 - l_1}. \quad (1)$$

Выразим по теории косинусов сторону  $l_3^2 = l_0^2 + (l_2 - l_1)^2 - 2l_0(l_2 - l_1) \cos \alpha$  (2) и далее проведем подстановку (1) в (2).

Получено, что  $l_3^2 = l_0^2 + (l_2 - l_1)^2 - 2l_0(l_2 - l_1) \frac{l_0 - 21.13}{l_2 - l_1}$ , затем  $l_3^2 = l_0^2 + (l_2 - l_1)^2 - 2l_0(l_0 - 21.13)$ , после преобразований  $l_3^2 + l_0^2 - l_2^2 - l_1^2 + 2l_2 l_1 - 43.26 l_0 = 0$ , и далее:

$$l_0^2 - l_1^2 + 150l_1 - 42.26l_0 - 3024 = 0. \quad (3)$$

Из второго крайнего положения звеньев механизма (рис. 6), когда шатун  $l_2$  является продолжением кривошипа  $l_1$ , при исследовании проекций сторон  $\Delta O_2 B_{л} O_1$ , которые соответствуют длинам звеньев, на горизонтальную ось получено, что:

$$l_3 \cos(90^\circ - 35^\circ) + l_0 = (l_2 + l_1) \cos \beta, \text{ откуда } \cos \beta = \frac{28,68 + l_0}{l_2 + l_1}. \quad (4)$$

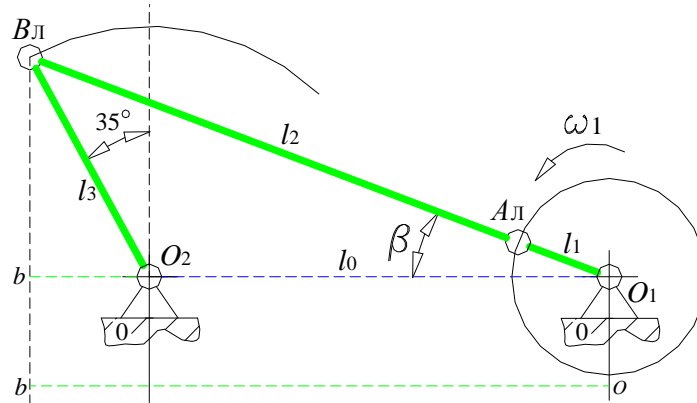


Рис. 6. Крайнее нижнее положение звена 3

Аналогично тому, как было показано выше, выразим по т. косинусов

$$l_3^2 = l_0^2 + (l_2 + l_1)^2 - 2l_0(l_2 + l_1) \cos \beta, \quad (5)$$

а затем, после подстановки (4) в (5), получим

$$l_3^2 = l_0^2 + (l_2 + l_1)^2 - 2l_0(l_2 + l_1) \frac{28,68 + l_0}{l_2 + l_1}; \quad l_3^2 = l_0^2 + (l_2 + l_1)^2 - 2l_0(28,68 + l_0);$$

$$l_3^2 - l_2^2 - l_1^2 - 2l_2l_1 + 57.35l_0 + l_0^2 = 0;$$

$$l_0^2 - l_1^2 - 150l_1 + 57.35l_0 - 3024 = 0. \quad (6)$$

Приравняем уравнения (3) и (6):

$$l_0^2 - l_1^2 + 150l_1 - 42.26l_0 - 3024 = l_0^2 - l_1^2 - 150l_1 + 57.35l_0 - 3024;$$

$$300l_1 - 42.26l_0 - 57.35l_0 = 0; \rightarrow 300l_1 = 99.61l_0.$$

Как видим, установлено соотношение между размерами кривошипа и расстоянием между опорами механизма, при выбранных длинах  $l_3$  и  $l_2$ , при которых реализуются углы поворота коромысла  $l_3$  требуемых значений.

$$\text{Окончательный вид данного выражения: } l_1 \approx 0.33l_0. \quad (7)$$

Согласно (7) проведем подстановку  $l_1$  в любое из уравнений (3) или (6):

$$l_0^2 - (0.33l_0)^2 + 150(0.33l_0) - 42.26l_0 - 3024 = 0,$$

откуда после преобразований было получено выражение вида полного квадратного уравнения

$$0.89l_0^2 + 7.24l_0 - 3024 = 0. \quad (8)$$

решение которого позволило окончательно установить размеры ведущего звена  $l_1$  и  $l_0$ , а именно:  $l_0 = 54.19$  мм,  $l_1 = 17.88$  мм, что и было реализовано в физической модели механизма для обеспечения подъема и опускания «глаза» без движения головы, часто сопровождающего это перемещение.

Полученные размеры звеньев удовлетворяют условию  $l_1+l_0 \leq l_2+l_3$  существования кривошипа  $l_1$  в плоскости YOX, известного как правило Грасгофа Ф. [2].

Структурная схема одноподвижного рычажного механизма, поворачивающая рабочий орган на угол  $\alpha$  вправо-влево, содержит пять звеньев и семь низших одноподвижных кинематических пар (рис. 7). Его подвижность:

$$W=3n-2p_1-p_2; W_{11}=3 \cdot 5-2 \cdot 7=1.$$

При вращении кривошипа длиной  $l_{10}$  с постоянной скоростью  $\omega_2$  вокруг  $O_3$ , ползун 7, перемещаясь по звену  $l_5$ , поворачивает коромысла  $l_4$  – звенья CD и LP равных размеров, на угол  $\alpha = \pm 50^\circ$  (рис.6). Размер кривошипа должен удовлетворять условию  $l_{10} = l_4 \sin \alpha$  (рис. 7). А поскольку размер звена  $l_4$  принят равным 35мм исходя из конструктивных, ранее сформулированных соображений, то  $l_{10} \approx 26.8$  мм.

Откуда следует, что для существования кривошипа  $l_{10}$  минимальная величина рабочего участка ползуна 5, по которому скользит звено 7, равно  $2l_{10}$ .

Отметим, что с целью исключения интерференции рабочего участка ползуна 5 и опор, последние должны быть разнесены на величину  $l_{00} > 2l_{10}$ .

На рисунке 8 показаны области наложения рабочего участка звена 5 на опоры (отмечены частой штриховкой), если расстояние  $l_{00}$  не удовлетворяет указанному условию.

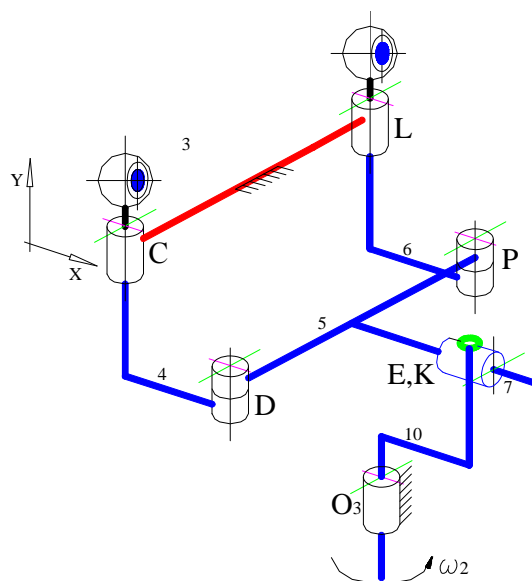


Рис. 7. Привод горизонтальных перемещений

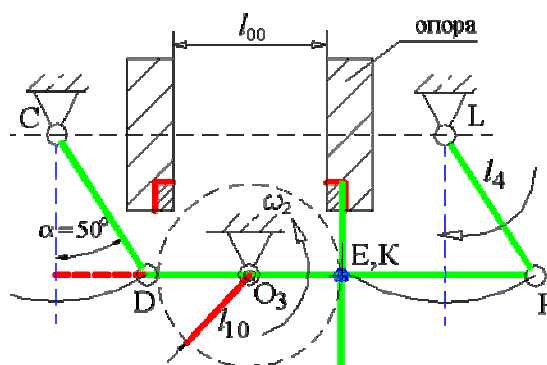


Рис. 8. Привод горизонтальных перемещений, вид сверху

Таким образом, расстояние между опорами механизма должно удовлетворять условию:  $CL \geq 2l_{10} + 2B + L \cdot \operatorname{tg} \alpha$ , где  $B=10\text{мм}$  толщина и  $L=20\text{мм}$  ширина бруска, из которого изготовлена опора. После подстановки получили  $CL \approx 100\text{мм}$ , что превышает межзрачковое расстояние среднестатистического человека в 1.25 раза.

Для совмещения принятых механизмов в единое устройство были введены звенья 8 и 9, а также поступательная  $U$  и вращательная  $F$  пары. Оказалось, что звено 7 и пара  $E$  в пятизвенном механизме, реализующим горизонтальные перемещения, и введенное к ним звено 8 и пары  $U$  и  $F$  образовали группу Ассур IV вида, известную как ПВП [3].

Звено 9, далее палец, образует через вращательную пару  $K$  механическую связь с кривошипом  $l_{10}$  и рабочим участком звена 5, через группу Ассур, тем самым предоставляя возможность звену 5 совершать и поступательные движения при поворотах рабочего органа «влево-вправо», и вращательные движения при вращении «вверх-вниз» (рис. 9).

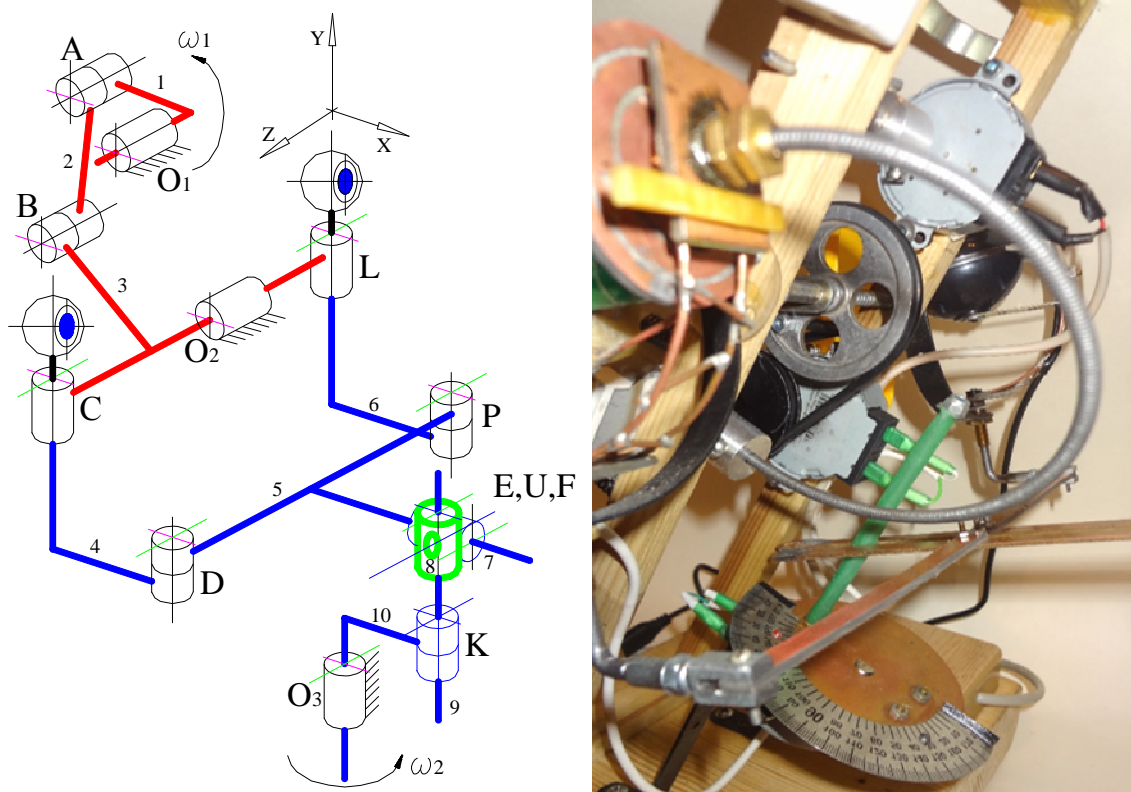


Рис. 9. Совмещение механизмов движения звеньев в  $YOX$  и  $ZOX$  плоскостях

С учетом вертикальных перемещений звеньев пятизвенного механизма получена зависимость величины траекторного паза от размеров кривошипа  $l_{10}$ , расстояния от опоры  $l_{00}$  до центра вращения двигателя кривошипа  $l_{10}$ , плеча  $l_{44}$  и коромысла  $l_4$ . Данная зависимость определена путем составления размерных цепей, компоненты которых равны проекциям элементов механизма в особых положениях.

Итоговая величина траекторного паза равна сумме проекций элементов в положении глаза вниз и прямо (левая часть) и вверх и влево (правая часть).

Рассмотрим положение исполнительного органа «вверх и прямо», т.е.  $\varphi=25^\circ$ ,  $\alpha=0^\circ$  (рис. 10).

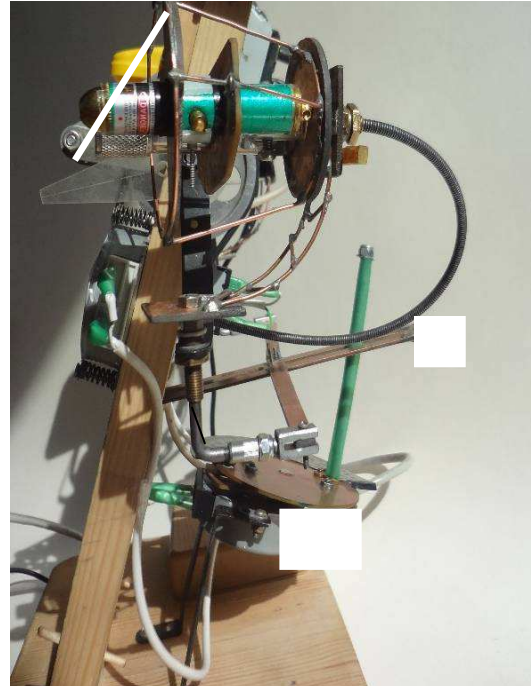
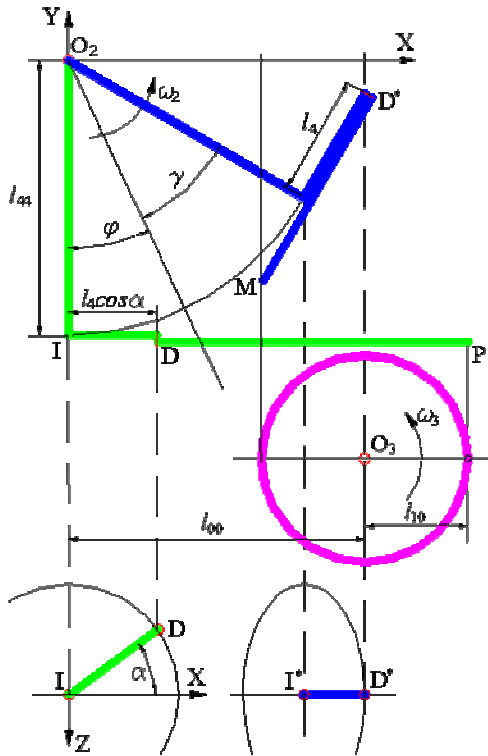


Рис. 10. Положения звеньев механизма

Для удобства повернем механизм на угол  $\varphi$  так, чтобы звено  $l_{44}=80\text{мм}$  заняло вертикальное положение. Выражение, в которое входят проекции звеньев на построенную через  $O_2$  горизонтальную ось, имеет вид

$$l_4 + DP = l_{00} + l_{10}, \quad (9)$$

где  $l_{00}$  – расстояние, определяющее положение мотора 2 относительно вертикальной оси, проходящей через середину бруска опоры. Важно расположить  $l_{10}$  в крайнем правом положении, а не в крайнем левом положении, что в принципе тоже соответствует положению «прямо». Из (9) следует, что

$$DP = l_{00} + l_{10} - l_4.$$

Если же рассмотреть положение исполнительного органа вверх и влево (или вправо), т.е.  $\varphi=25^\circ, \alpha=50^\circ$  то выражение, определяющее размер  $DP$ , будет

$$DP_{min} = l_{00} + l_{10} - l_4 \cos \alpha,$$

В таком случае  $DP > DP_{min}$  и, если принять  $DP_{min}$  к реализации, то при наступлении положения вверх и прямо рабочего участка звена 5 будет недостаточно. Кинематическая цепь звеньев разомкнется. Поэтому только (9) позволит определить необходимую и достаточную протяженность правой части рабочего участка звена 5, по которому скользит звено 7.

Для определения протяженности левой части рабочего участка рассмотрим также два характерных случая.

Первый случай – положение исполнительного органа «вниз и прямо», т.е.  $\gamma=35^\circ, \alpha=0^\circ$ .

В таком случае размерная цепь, состоящая из проекций звеньев и характерных интервалов, будет:

$$l_{44} \cos(90 - \varphi - \gamma) + l_4 \cos(\varphi + \gamma) - MD^* \cos(\varphi + \gamma) = l_{00} - l_{10},$$



$$\text{откуда } MD^* = \frac{l_{44} \sin(\varphi + \gamma) + l_4 \cos(\varphi + \gamma) - l_{00} + l_{10}}{\cos(\varphi + \gamma)}. \quad (10)$$

Надо отметить, что в данном случае  $l_{10}$  должно располагаться в крайнем левом положении – повернутом влево от оси мотора 2.

Второй случай – положение исполнительного органа «вниз и влево», т.е.  $\gamma=35^\circ$ ,  $\alpha=50^\circ$ , тогда

$$l_{44} \cos(90 - \varphi - \gamma) + l_4 \cos \alpha \cdot \cos(\varphi + \gamma) - MD^* \cos(\varphi + \gamma) = l_{00} - l_{10},$$

$$\text{следовательно, } MD_{min} = \frac{l_{44} \sin(\varphi + \gamma) + l_4 \cos \alpha \cdot \cos(\varphi + \gamma) - l_{00} + l_{10}}{\cos(\varphi + \gamma)}.$$

В таком случае  $MD > MD_{min}$  и, если принять  $MD_{min}$  к реализации, то при наступлении положения вниз и влево рабочего левого участка звена будет недостаточно. Кинематическая цепь звеньев разомкнется.

Поэтому только (10) позволит определить необходимую и достаточную протяженность левой части рабочего участка звена 5, по которому скользит звено 7. После подстановки значений получено параметрическое выражение, позволяющее определить необходимую и достаточную величину рабочей части звена 5:

$$T = DP + MD^* = 3l_{10} - l_{00} + 1.73l_{44} + 0.36l_4 \approx 157 \text{ мм.}$$

Определим условие размещения леватора – механизма, перемещающего крышку закрытия веб-камеры. Предлагаемое устройство представляет собой аналог защиты глаза – веко. Угловая скорость леватора:

$$\omega_4 = \frac{V_{\text{ВЕКО}}}{l_{\text{Л}}} = 0.23c^{-1},$$

где линейная скорость  $V_{\text{ВЕКО}}=0.015\text{м/с}$  соответствует источнику [1], а  $l_{\text{Л}}=65\text{мм}$  расстояние между крышкой и осью вращения леватора (рис. 11).

Конструктивно принято, что ось вращения леватора совмещена с осью  $O_2$  вращения веб-камеры. Привод леватора представляет собой ременную передачу со шкивом  $d_1=47\text{мм}$  и передаточным отношением

$$u_{12} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\pi n_1}{0.23} = 1.37.$$

Исключить интерференцию левой части рабочего участка звена  $l_5$  с кромкой ведущего шкива передачи леватора возможно при реализации параметрического условия:

$$l_{44} \geq d_1 + \frac{d_2}{2} = d_1 \left(1 + \frac{d_2}{2d_1}\right),$$

так как ранее было установлено, что  $l_{44}=H=80\text{мм}$  и  $u_{12}=1.37$  и были определены диаметры шкивов ременной передачи, значения которых были приведены выше.

При моделировании действия косых мышц была использована плетёная рубашка от «ручного» тормоза велосипеда. Она обладает достаточной упругостью, чтобы передать движение от четвёртого мотора через муфту блоку «лазерная указка-фонарик», закрепленного на одном из коромысел, например, LP (рис. 11).

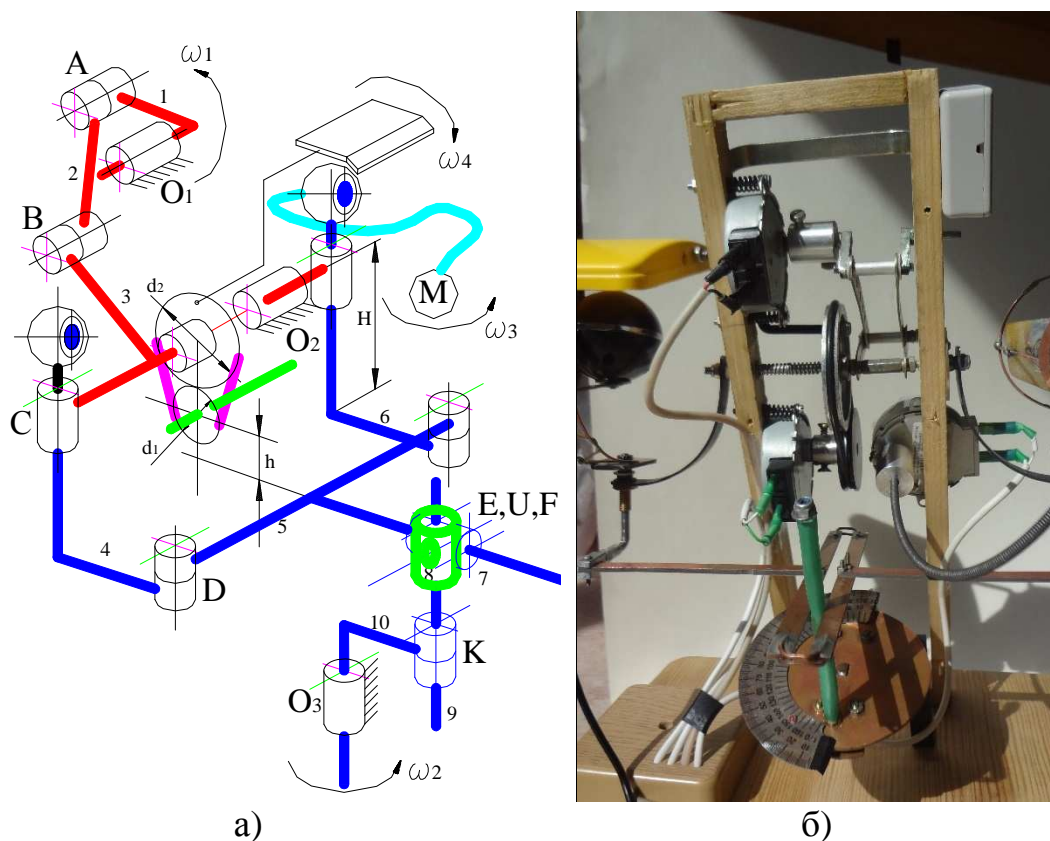


Рис. 11. Модель механизма: а – структурная, б – физическая

### Практическая значимость работы

1. В разработке рекомендаций по выбору параметров комбинированного механизма при различных соотношениях величин углов поворота влево-вправо, вниз-вверх.

2. В использовании результатов работы в качестве методических материалов в учебном процессе кафедры «Проектирование технологических машин» НГТУ, а также в конструкторской практике организаций машиностроительной и строительной отраслей промышленности.

### Практическое применение

Помимо самой очевидной области применения в системах видеонаблюдения, существует еще немало областей применения данного механизма.

- 1) пространственный манипулятор;
- 2) наглядное пособие для студентов медицинских вузов;
- 3) система наведения стрелковых орудий;
- 4) система крепления и наведения инструментов для астрономических наблюдений;
- 5) добавленное веко может быть использовано в качестве защитной крышки, светофильтра, автоматической смены съемных насадок и т.д.

### Заключение

Задачи, которые были поставлены в начале работы, были полностью реализованы (предложены аналоги 12 глазных мышц, представляющие собой два одноподвижных рычажных механизма, ременной и механизм с гибким валом).

Проведены:

- синтез схемы механизма с минимальным числом звеньев и одноподвижных кинематических пар;
- подбор взаимного расположения элементов механизма таким образом, чтобы они не препятствовали движению друг друга;
- сборка конструкции, занимающей наименьший объём в пространстве;
- обеспечено беспрепятственного движения элементов механизма.

Воссозданы максимальные отклонения от центрального направления в соответствии с антропометрическими отклонениями человеческого глаза.

#### **Список литературы**

1. Майерс Т.В, Скворцова Н.В., Зимин А.А. Анатомические поезда. – М.: Изд-во «Меридиан-С», 2012. – 320 с.
2. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике: Пособие для инж., конст. и изобретателей // Рычажные механизмы. – М.: Наука, 1970. – Т. 1. – 608 с.
3. Анализ и синтез механизмов / Под ред. Н.И. Левитского: – М.: Машиностроение, 1969. – 312 с.
4. Фролов К.В. Актуальные проблемы конструкторско-технологического обеспечения машиностроительного производства. – Волгоград: Политехник, 2003. – 120 с.

#### Сведения об авторах:

*Чусовитин Георгий Николаевич* – студент;

*Чусовитин Николай Анатольевич* – к.т.н., доцент.