

М 194649

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана

КЕНИГСБЕРГ Эдуард Вольфович

**АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ПЯТИЗВЕННЫХ
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ
С ПРИБЛИЖЕННЫМ ВЫСТОЕМ ВЕДОМОГО ЗВЕНА**

(05.021—Теория механизмов и машин и автоматических
линий)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
заслуженный деятель науки и техники РСФСР,
профессор, доктор технических наук Гавриленко В. А.

Официальные оппоненты:
проф., доктор технических наук Вирабов Р. В.,
кандидат технических наук Майсюк Л. Б.

Ведущее предприятие — Черкасский машиностроительный
завод им. Петровского.

Автореферат разослан « 9 » апреля 1973 г.

Защита диссертации
на заседании Совета
МВТУ им. Н. Э. Баумана
ская ул., д. 5). 1973 г.

С диссертацией
им. Н. Э. Баумана

Ваши отзывы
ренных печатью)

Ученый секрет
к. т. н., доцент

4194649

В материалах XXIV съезда КПСС об успешном решении экономических и технических задач, стоящих перед советским народом, важное место отведено развитию машиностроения, которое идёт по пути разработки новых и совершенствования существующих машин, повышения их надёжности и долговечности.

В машинах-автоматах большую роль играют механизмы с остановкой ведомого звена. В практике машиностроения в качестве таких механизмов чаще всего используются кулачковые и мальтийские механизмы.

Кулачковые механизмы обладают рядом недостатков, в частности: малой износостойчивостью, особенно в механизмах с большими нагрузками; неспокойной работой вследствие вибраций в машинах с большим числом оборотов ведущего вала; повышением угла давления в кинематической паре "кулачок-коромысло" с увеличением мгновенного передаточного отношения. Эти недостатки смягчены в шарнирно-рычажных механизмах, которые, как правило, выполняются шестизвенными, путем присоединения двухповодковой группы к шатуну и стойке основного четырёхзвенника. Однако, и в таких механизмах не исключена возможность возникновения больших углов давления в кинематической паре, связывающей звенья присоединенной диады. Этот недостаток устраняется в зубчато-рычажных механизмах на основе шарнирного четырёхзвенника. Зубчато-рычажные механизмы можно спроектировать более компактными, чем шарнирно-рычажные. Несмотря на наличие в них высших кинематических пар, образованных зубчатыми колёсами, они всё же предпочтительнее кулачковых механизмов, так как в них исключена возможность разрыва кинематической цепи. Кроме того, технология изготовления и ремонта зубчатых колёс проще, чем кулачков.

По сравнению с мальтийскими механизмами зубчато-рычажные механизмы имеют то преимущество, что при прочих равных условиях угловые ускорения ведомого колеса в начале и конце высоты значительно меньше, чем ускорения креста.

Перечисленные выше достоинства зубчато-рычажных механизмов делают в ряде случаев их применение более целесообразным

по сравнению с кулачковыми и шарнирно-рычажными механизмами.

Настоящая работа посвящается анализу и синтезу пятизвенных зубчато-рычажных механизмов с приближенным выстоем ведомого звена.

Диссертация состоит из введения пяти глав и заключения.

В главе I дан обзор механизмов с остановкой ведомого звена.

К механизмам с точным выстоем ведомого звена следует отнести:

- 1/ кулачковые механизмы;
- 2/ храповые механизмы;
- 3/ звёздчатые механизмы и передачи с неполнозубыми/секториальными/ колёсами;
- 4/ мальтийские механизмы.

К механизмам с приближенным выстоем ведомого звена главным образом относятся шарнирно-рычажные и зубчато-рычажные механизмы. Работы В.С. Карелина и И.П. Никитиной посвящены исследованию зубчато-рычажных механизмов, образованных путём присоединения двухподводковой группы к сателлиту и стойке планетарного механизма.

Большой интерес представляют зубчато-рычажные механизмы на основе шарнирного четырёхзвенника.

Подобные шестизвенные механизмы исследованы в работах К. Хоеккена, В., Яра, П. Кнектеля, К. Лихтенхельдта, И. Фольмера, С. А. Черкудинова, Л. Б. Майсюка, А. С. Шашкина.

А. С. Шашкин и Л. Б. Майсюк разработали систематизацию, включающую в себя более 400 схем различных зубчато-рычажных механизмов.

К. Хайном была разработана систематика пятизвенных зубчато-рычажных механизмов, у которых одно зубчатое колесо жёстко связано с шатуном основного четырёхзвенника, а находящееся с ним в зацеплении второе колесо свободно на оси вращения коромысла относительно стойки.

Эти механизмы и являются предметом исследования, проведенного в диссертации.

В главе II рассмотрен пятизвенный зубчато-рычажный механизм, схема которого представлена на рис. I. Основу этого ме-

ханизма составляет шарнирный четырехзвенник ABCD/рис. I/. Зубчатое колесо 2' жестко связано с шатуном 2. Зубчатое колесо 3, которое свободно вращается на оси D, является ведомым звеном, с которого снимается движение.

На рис. I приведены основные обозначения. Длина стойки принята равной $a=1$.

Функция положения рассматриваемого механизма записывается в виде:

$$\psi = -l_{32}^0 \left(\arccos \frac{b^2 + c^2 - y^2}{2bc} - \arccos \frac{b^2 + c^2 - (1-a)^2}{2bc} \right) - \arccos \frac{c^2 - b^2 + y^2}{2yc} - \arcsin \frac{a \cdot \sin \varphi}{y} + \arccos \frac{c^2 - b^2 + (1-a)^2}{2(1-a)c}, \quad (1)$$

где

$$y^2 = 1 + a^2 - 2a \cdot \cos \varphi, \quad (2)$$

$$l_{32}^0 = \mp \frac{z_2}{z_3} = \mp \frac{r_{n2}}{r_{n3}}. \quad (3)$$

В формуле /3/ и во всех последующих формулах верхние знаки имеют место для механизмов с внешним зацеплением зубчатых колёс, нижние знаки - для механизмов с внутренним зацеплением зубчатых колёс.

Значение первой передаточной функции для каждого конкретного φ определяется графоаналитическим путем /рис. I/.

$$\frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{P_1 A}{P_3 D}. \quad /4/.$$

Если точки A, B и P_{23} лежат на одной прямой, то передаточная функция обращается в нуль, и ведомое колесо 3 имеет мгновенную остановку.

Аналитические выражения для первой и второй передаточных функций были получены последовательным дифференцированием функции положения /1/ по угловой координате φ ведущего звена.

Пусть требуется спроектировать механизм таким образом, чтобы при повороте ведущего звена на угол $\varphi_{03} = \varphi - \varphi_0$, называемый углом **выстоя**, ведомое колесо оставалось неподвижным. Остановка ведомого звена в этом случае будет приближенной.

Предположим, что функция положения немонотонна на участке

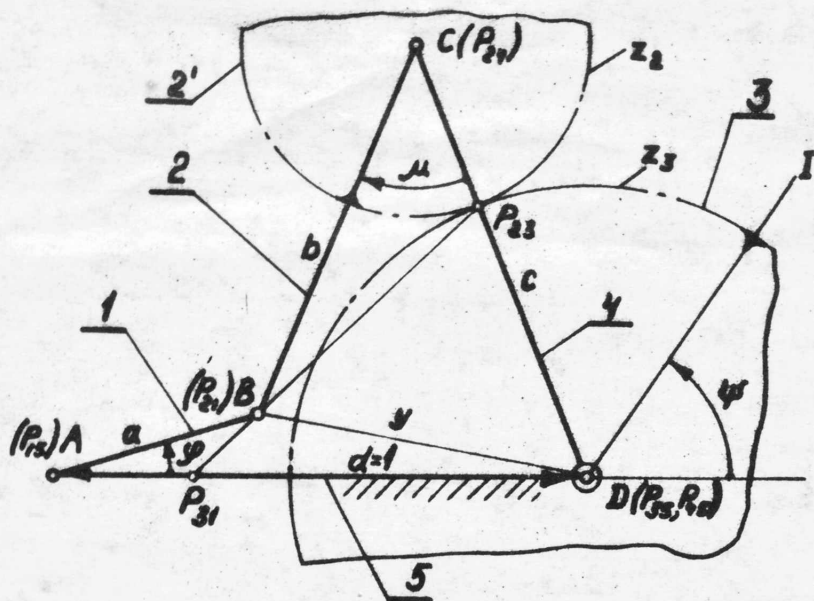


Рис. 1

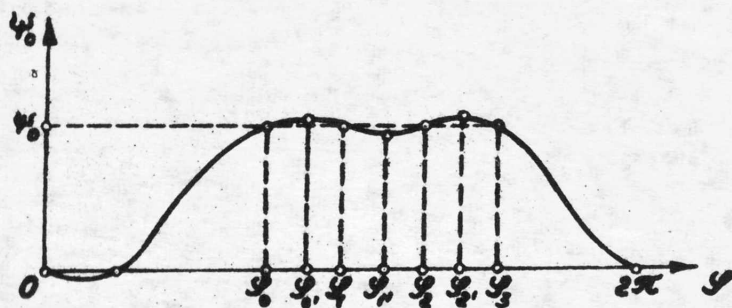


Рис. 2

$[S_0, S_3]$. Тогда в точках S_0, S_1, S_2, S_3 , называемых узлами интерполирования, функция положения должна принимать значение ψ_0 , а точки S_0, S_1, S_2 , являются точками экстремума функции положения /рис.2/. В этих точках ведомое колесо механизма имеет мгновенную остановку.

В системе координат xAy /рис.3/ выберем стойку AD_1 , совпадающую с осью Ax . Из точки D опишем полюидную окружность r_{n3} . Из точки A проведём лучи AO', AI', AZ' , соответствующие углам S_0', S_1', S_2' . Эти лучи /или их продолжения/ пересекут полюидную окружность r_{n3} в точках $P_{23}', P_{23}', P_{23}'$, являющихся мгновенными центрами вращения колеса 2' относительно колеса 2, соответственно для положений механизма, определяемых угловыми координатами S_0', S_1', S_2' . Соединив точку D с полюсами P_{23}' , мы получим три положения коромысла основного четырехзвенника. Угловые координаты для этих положений обозначены через β_i / $i=0, I, 2$ /.

Параметры шарнирного четырехзвенника были вычислены из условия взаимного соответствия углов S_i и β_i .

Радиус полюидной окружности колеса 2' определяется по формуле

$$\text{если точки } C_i \text{ и } P_{23}' \text{ лежат по одну сторону от точки } D, \text{ и по формуле} \quad r_{n2} = r_{n3} - c, \quad /5/$$

если точки C_i и P_{23}' лежат по разные стороны от точки D .

$$r_{n2} = r_{n3} + c, \quad /6/$$

Выберем теперь узлы интерполирования следующим образом:

$$S_0 < S_0'; S_0' < S_1 < S_1'; S_1' < S_2 < S_2'; S_2' < S_3. \quad /7/$$

Задача синтеза механизма по методу интерполирования сводится к решению четырех трансцендентных уравнений с четырьмя неизвестными a, b, c, i_{32} :

$$-i_{32} \left(\arccos \frac{b^2 + c^2 - y_i^2}{2bc} - \arccos \frac{b^2 + c^2 - (1-a)^2}{2bc} \right) - \quad (8)$$

$$- \arccos \frac{c^2 - b^2 + y_i^2}{2y_i c} - \arcsin \frac{a \sin S_i}{y_i} + \arccos \frac{c^2 - b^2 + (1-a)^2}{2(1-a)c} -$$

$$- \psi_0 = 0,$$

где

$$y_i^2 = 1 + a^2 - 2a \cos S_i.$$

Параметры механизма, вычисленные выше, приняты в качестве

ве начального /нулевого/ приближения:

$$\vec{x}^{(0)} = \begin{pmatrix} a^{(0)} \\ b^{(0)} \\ c^{(0)} \\ i_{32}^{(0)} \end{pmatrix}.$$

Величина ψ_0 определяется формулой:

$$\psi_0 = \frac{1}{4} \sum_{i=0}^3 \psi(\mathcal{Y}_i), \quad /9/$$

где $\psi(\mathcal{Y}_i)$ — значения функции положения в узлах интерполирования $\mathcal{Y}_i$ для механизма в нулевом приближении.

Обозначив левые части системы /8/ через $f_i(a, b, c, i_{32})$ записываем эту систему в виде: $\vec{f}(\vec{x}) = 0, \quad /10/$

где

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \\ i_{32} \end{pmatrix}; \quad \vec{f} = \begin{pmatrix} f_0 \\ f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{pmatrix}.$$

Система /8/ была решена методом Ньютона:

$$\left. \begin{aligned} \vec{x}^{(1)} &= \vec{x}^{(0)} - W^{-1}(\vec{x}^{(0)}) \vec{f}(\vec{x}^{(0)}) \\ \vec{x}^{(2)} &= \vec{x}^{(1)} - W^{-1}(\vec{x}^{(1)}) \vec{f}(\vec{x}^{(1)}) \\ &\dots \dots \dots \\ \vec{x}^{(n)} &= \vec{x}^{(n-1)} - W^{-1}(\vec{x}^{(n-1)}) \vec{f}(\vec{x}^{(n-1)}) \end{aligned} \right\}, \quad /11/$$

где $W(\vec{x})$ — матрица Якоби, определяемая следующим образом:

$$W(\vec{x}) = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_0}{\partial a} & \frac{\partial f_0}{\partial b} & \frac{\partial f_0}{\partial c} & \frac{\partial f_0}{\partial i_{32}} \\ \frac{\partial f_1}{\partial a} & \frac{\partial f_1}{\partial b} & \frac{\partial f_1}{\partial c} & \frac{\partial f_1}{\partial i_{32}} \\ \frac{\partial f_2}{\partial a} & \frac{\partial f_2}{\partial b} & \frac{\partial f_2}{\partial c} & \frac{\partial f_2}{\partial i_{32}} \\ \frac{\partial f_3}{\partial a} & \frac{\partial f_3}{\partial b} & \frac{\partial f_3}{\partial c} & \frac{\partial f_3}{\partial i_{32}} \end{pmatrix}. \quad /12/$$

Входящие в эту матрицу частные производные были определены дифференцированием функции положения /1/ по параметрам a, b, c, i_{32}^0 . Элементы матрицы Якоби мы получим подстановкой в выражения для частных производных значений $\vec{x}^{(0)}$ и узлов интерполирования $\mathcal{Y}_i$ ($i = 0, 1, 2, 3$).

Если матрица $W^{-1}(\bar{x})$ непрерывна в окрестности искомого решения $\bar{x}^*$, и начальное приближение $\bar{x}^{(0)}$ достаточно близко к $\bar{x}^*$, то систему /8/ можно решить модифицированным методом Ньютона:

$$\bar{x}^{(n)} = \bar{x}^{(n-1)} - W^{-1}(\bar{x}^{(n-1)}) \bar{f}(\bar{x}^{(n-1)}). \quad /13/$$

Рассмотренный выше способ синтеза механизма обеспечивает совпадение значений функции положения механизма со значением заданной функции $\psi = \psi_0$ лишь в узлах интерполирования $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$. В промежуточных точках отклонение от заданной функции может, вообще говоря, достигать значительной величины. Отклонения от заданной функции можно уменьшить, применяя квадратическое приближение /способ наименьших квадратов/ или наилучшее приближение функций.

При квадратическом приближении параметры основного четырехзвенника вычисляются из условия обращения в минимум интеграла

$$J_9 = \int_{\mu_0}^{\mu_3} [\Delta_9(\mu)]^2 d\mu. \quad /14/$$

В качестве первого приближения выбираем параметры механизма, найденные методом интерполирования. Пределы интегрирования μ_0 и μ_3 определяются по формуле:

$$\mu_i = \pm \arccos \frac{b^2 + c^2 - y_i^2}{2bc}; \quad i = 0, 3. \quad /15/$$

Взвешенная разность Δ_9 определяется выражением:

$$\Delta_9 = 2[p_0 f_0(\mu) + p_1 f_1(\mu) + p_2 f_2(\mu) + p_3 f_3(\mu) - F(\mu)], \quad /16/$$

где

$$\left. \begin{aligned} f_0(\mu) &= \sin[(1-i_{32})\mu + \xi]; \\ f_1(\mu) &= \sin(i_{32}\mu - \xi); \\ f_2(\mu) &= 1; \quad f_3(\mu) = \cos\mu; \quad F(\mu) = \frac{1}{2}; \end{aligned} \right\} \quad /17/$$

$$p_0 = \pm b; \quad p_1 = -c; \quad p_2 = \frac{a^2 - b^2 - c^2}{2}. \quad /18/$$

Входящий в формулы /17/ параметр ξ определяется следующим образом:

$$\xi = \beta - \frac{\pi}{2} - i_{32}\mu = \text{const}, \quad /19/$$

где β — угловая координата коромысла,

μ — угол передачи основного четырехзвенника /рис.1/.

При наилучшем приближении параметры основного четырехзвенника вычисляются из условий:

$$\left. \begin{aligned} \Delta q(\mu_0) &= \varepsilon L \\ \Delta q(\mu_1) &= -\varepsilon L \\ \Delta q(\mu_2) &= \varepsilon L \\ \Delta q(\mu_3) &= -\varepsilon L \end{aligned} \right\}$$

/20/

где L - предельное значение взвешенной разности Δq , которое мы определяем вместе с искомыми параметрами механизма;
 $\varepsilon = \pm 1$.

Узлы интерполирования μ_i определяются подставкой в формулы /15/ значений параметров механизма, найденных методом интерполирования /при этом полагаем $i = 0; 1; 2; 3$ /.

Из системы /20/ находим 4 неизвестных: параметры a, b, c основного четырехзвенника и величину L . После определения неизвестных подсчитываются значения Δq на всём отрезке $[\mu_0, \mu_3]$. Если выбранные значения μ_i действительно соответствуют точкам предельного отклонения, то при всех других значениях μ значения Δq будут по абсолютной величине меньше L . Если же существуют точки на рассматриваемом отрезке, в которых разность Δq больше L , то следует выбрать новую систему точек μ_i , и для них повторить расчёт.

Процесс последовательных приближений повторяется до тех пор, пока во всех точках отрезка $[\mu_0, \mu_3]$ значения Δq не станут по абсолютной величине меньше L .

В главе III приведены числовые примеры синтеза механизмов с приближенным востоем ведомого звена. Дан пример синтеза механизма с учётом дополнительных требований, к которым главным образом относятся: значения углов передачи основного четырехзвенника и проворачиваемость звеньев.

Рассмотренные примеры показывают, что хотя синтез пятизвённого зубчато-рычажного механизма с приближенным востоем ведомого звена принципиально выполнен, методы, изложенные в главе III, являются трудоёмкими для инженеров.

В главе IV приведены графики и таблицы, позволяющие упростить синтез механизмов по заданному углу востоя. Для решения задачи приближённого синтеза на электронной цифровой вычислительной машине "МИНСК-2" была составлена программа на языке АЛГЛ.

В результате было показано, что на базе одного и того же шарнирного четырехзвенника можно получить зубчато-рычажные механизмы с различными углами выстоя φ_3 за счёт варьирования передаточного отношения зубчатых колёс 2' и 3/рис.1/.

Значения угловой координаты φ_0 , соответствующей началу выстоя ведомого звена, лежат в пределах

$$0 \leq \varphi_0 \leq 360^\circ \quad /21/$$

Область /21/ может быть разделена на четыре подобласти.

Подобласти I $/0 \leq \varphi_0 \leq 95^\circ/$ соответствуют механизмы с внутренним зацеплением зубчатых колёс, у которых $0,1 < i_{32}^0 < 1$. У этих механизмов при увеличении передаточного отношения i_{32}^0 увеличивается угол выстоя φ_{03} .

Подобласти II $/95^\circ \leq \varphi_0 \leq 180^\circ/$ соответствуют механизмы с внутренним зацеплением зубчатых колёс, у которых $i_{32}^0 > 1$. У этих механизмов угол выстоя φ_{03} уменьшается при увеличении передаточного отношения i_{32}^0 .

Подобласти III соответствуют механизмы с внешним зацеплением зубчатых колёс. У этих механизмов $i_{32}^0 < 0$. При увеличении по абсолютной величине передаточного отношения i_{32}^0 угол выстоя φ_{03} у этих механизмов уменьшается.

Подобласти IV соответствуют механизмы с внутренним зацеплением зубчатых колёс, у которых $0,1 < i_{32}^0 < 0,9$. У этих механизмов угол выстоя φ_{03} уменьшается при увеличении передаточного отношения i_{32}^0 .

Механизмы, у которых $b=c$, обеспечивают угол выстоя, не превышающий 50° . В более общем случае, когда $b \neq c$, угол выстоя у рассматриваемых механизмов может быть доведен до 90° .

В главе V описана конструкция и работа заборного устройства пневмотранспортной установки для выгрузки сыпучих материалов из железнодорожных вагонов марки К4-СЗУ. Данное заборное устройство было изготовлено на Одесском ордена "Знак почёта" заводе продовольственного машиностроения.

Работа заслонок системы "продукт-воздух" регулируется пятизвенным зубчато-рычажным механизмом.

Испытания устройства проводились на Белгородском заводе хлебопродуктов (пищевой промышленности). В процессе испытаний был произведен комплекс замеров угловых перемещений заслонок системы "продукт-воздух".

в результате которых были старированы положения заслонок, обеспечивающие надежную и стабильную работу заборного устройства в процессе эксплуатации.

Замеры проводились с помощью реохордных датчиков исполнительных механизмов ПР-ІМ и измерительных мостов марки МС РІ-0,5.

В результате заводских испытаний опытно-промышленный образец заборного устройства пневмотранспортной установки марки КАМЗУ был признан работоспособным и готовым к Государственным испытаниям.

В ы в о д ы

1. В работе дан алгоритм синтеза пятизвенных зубчато-рычажных механизмов на базе шарнирного четырехзвенника по заданному углу выстоя. Решение задачи синтеза разделено на два этапа: предварительный синтез механизма и аналитическое уточнение параметров механизма.

2. Предварительный синтез механизма выполнен из условия обращения в нуль первой передаточной функции в трёх точках.

В ряде случаев, параметры механизма, полученные в результате предварительного синтеза оказываются вполне приемлемыми в отношении точности выстоя ведомого звена, и дальнейших уточнений не требуется.

3. Аналитическое уточнение параметров механизма может быть выполнено тремя методами: методом интерполирования, способом квадратического приближения, и методом наилучшего приближения. Интерполирование обеспечивает совпадение функции положения механизма с некоторой постоянной величиной ψ_0 /являющейся угловой координатой ведомого звена, характеризующей его положение в период выстоя/ в четырех точках. Параметры механизма, полученные по методу интерполирования, используются как первое приближение при вычислении искомых параметров по методу наилучшего или квадратического приближения.

Квадратическое приближение обеспечивает получение минимального среднего квадратического отклонения функции положения от угловой координаты ψ_0 ведомого звена в период выстоя.

4. На примерах было показано, что наилучшее приближение не обеспечивает более точного выстоя ведомого звена по сравнению с квадратическим приближением. Это может быть объяснено тем, что уточняются не все параметры механизма, а лишь часть их.

5. Приведен пример синтеза механизма с учетом дополнительных требований, к которым главным образом относится проворачиваемость.

6. Приведенные в главе III примеры показывают, что хотя задача синтеза пятизвенных зубчато-рычажных механизмов с приближенным выстоем звена принципиально выполнима, методы, изложенные в главе II, являются трудоемкими для инженерных расчетов.

7. Предложены таблицы и графики, позволяющие по заданному углу выстоя ведомого звена легко и быстро определить относительные размеры звеньев механизма и ряд его кинематических параметров.

8. Приведенные таблицы и графики показывают, что частным случае, если у основного четырехзвенника длина шатуна равна длине коромысла $/b=c/$ угол выстоя у рассмотренных зубчато-рычажных механизмов не превышает 50° ; в более общем случае, $/b \neq c/$, угол выстоя может быть доведен до 90° .

9. Рассмотренные механизмы могут быть спроектированы и в качестве двухкривошипных, однако, в этом случае резко увеличиваются габариты механизма.

10. Изложенные методы синтеза были использованы при проектировании регулятора потока воздуха в заборном устройстве пневмотранспортной установки для выгрузки сыпучих материалов из железнодорожных вагонов марки К4-СЗУ.

Данное заборное устройство было изготовлено на Одесском ордена "Знак почёта" заводе продовольственного машиностроения и испытано на Белгород-Днестровском комбинате хлебопродуктов (пищевой промышленности).

Был произведен комплект замеров угловых перемещений заслонок системы "продукт-воздух", в результате которых старированы их положения, обеспечивающие надежную и стабильную работу в процессе эксплуатации.

Основное содержание диссертации изложено в работах:

1. Э.В. Кенигсберг. Некоторые вопросы анализа и синтеза пятизвенного зубчато-рычажного механизма с приближенным выстом ведомого звена. Известия ВУЗов "Машиностроение", №9, 1972г.

2. Э.В. Кенигсберг. К синтезу пятизвенного зубчато-рычажного механизма с приближенным выстом ведомого звена.

Известия ВУЗов "Машиностроение", № 3, 1973 г.

