

# Расчеты приводов и функциональных устройств современных вакуумно-технологических модульных комплексов в статическом и динамическом режимах работы

© Авторы, 2012

*В. А. Васин* – к. т. н., Московский государственный институт электроники и математики (технический университет) (МИЭМ)

*Е. Н. Ивашов* – д. т. н., МИЭМ

*С. В. Степанчиков* – к. т. н., МИЭМ

E-mail: ienmiem@mail.ru, vacuumwa@list.ru, vacuumwa@ya.ru

Рассмотрены состояние теории и методы расчета и проектирования приводов и функциональных устройств с минимальным уровнем загрязнений, привносимых на изделия электронной техники, предназначенные для работы в статических и динамических режимах в современных вакуумно-технологических модульных комплексах.

**Ключевые слова:** вакуумно-технологические модульные комплексы,  $l$ -координатные приводы, приводы управляемой упругой деформации, функциональные устройства, привод с незамкнутым контуром, привод замкнутого контура, быстродействие вакуумных клапанов.

The state of theory and methods of calculation and design of actuators and functional devices with a minimum level of pollution brought by on electronic goods in modern vacuum technology unit complexes.

**Keywords:** vacuum-technology unit complexes,  $l$ -coordinate drives, drives controlled elastic deformation, functional devices, drive an open-loop contour, drive closed-loop contour, performance of vacuum valves.

## ВВЕДЕНИЕ

Анализ развития отечественного и зарубежного электронного машиностроения показывает, что ни одна отрасль современной техники по сложности и многообразию используемых процессов не может сравниться с электронным производством. Переход к новому уровню параметров изделий электронной техники определяет необходимость создания нового класса автоматических машин – вакуумных автоматических линий и вакуумно-технологических модульных комплексов с интеграцией технологических и аналитических операций и минимальным уровнем привносимой дефектности.

Работоспособность приводов и функциональных устройств определяется совокупным влиянием большого числа параметров, характеризующих различные процессы, из которых основными, как показал опыт применения разработок в вакуумном технологическом и аналитическом оборудовании, являются параметры быстродействия, виброустойчивости, точности, трения, износа и газовыделения. Изменение отдельных параметров может приводить к изменению других, связанных с ними.

Перечисленные параметры объединены требованиями причинно-следственной связи и системного подхода к созданию работоспособных приводов и функциональных устройств, предназначенных для работы в статических и динамических режимах в вакуумно-технологических модульных комплексах электронного производства.

## РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДОВ НА ОСНОВЕ $l$ -КООРДИНАТ

Уравнения движения в  $l$ -координатах описываются в линейных величинах, в качестве которых взяты длины шести отрезков, соединяющих тело с неподвижной базой так, что при заданных значениях  $l_1, l_2, \dots, l_6$  образуется геометрически неизменяемая структура (рис. 1), которая характеризует положение и движение тела в пространстве непосредственно в абсолютных неподвижных координатах, в то время как в существующих системах текущее положение каждого последующего звена определяется относительно положения предыдущего звена, т. е. в относительных координатах [1].

Устройства на основе  $l$ -координат в оборудовании современного электронного производства могут быть использованы в качестве как исполнительных, так информационных, например, в вакуумно-технологических модульных комплексах [2, 3].

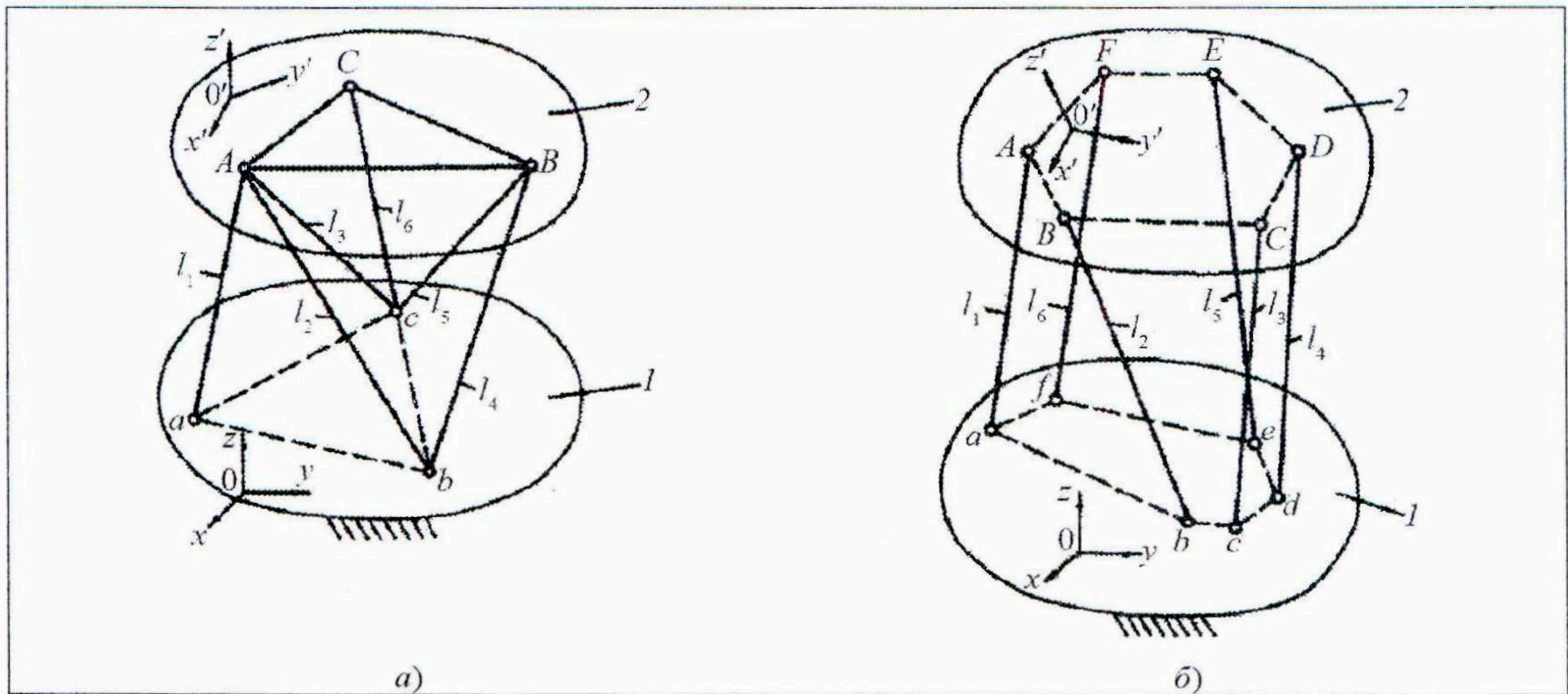


Рис. 1. Структурные схемы  $\ell$  – координатных исполнительных устройств:  $a$  – с тремя точками на базе (основании) и теле (выходном звене);  $b$  – с шестью точками на базе и теле ( $1$  – база;  $2$  – тело)

Положение тела относительно основания определяется для каждой структуры отдельно.

Рассмотрим конкретный пример. Пусть дана некоторая структура (рис. 2). Положение основания определяется тремя точками  $A \{0, a, 0\}$ ,  $0 \{0, 0, 0\}$ ,  $B \{b, 0, 0\}$ , а тела – точками  $A' \{X_A, Y_A, Z_A\}$ ,  $0' \{X_0, Y_0, Z_0\}$ ,  $B' \{X_B, Y_B, Z_B\}$ , причем  $AA' = \ell_1$ ,  $0A' = \ell_2$ ,  $A'B = \ell_3$ ,  $00' = \ell_4$ ,  $0'B = \ell_5$ ,  $0B' = \ell_6$ .

Система уравнений для определения  $X_A, Y_A, Z_A, X_B, Y_B, Z_B, X_0, Y_0, Z_0$  имеет вид

$$\begin{cases} \ell_1 = \sqrt{X_A^2 + (Y_A - a)^2 + Z_A^2}; \\ \ell_2 = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2 + Z_A^2}; \\ \ell_3 = \sqrt{(X_A - b)^2 + Y_A^2 + Z_A^2}; \\ \ell_4 = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2 + Z_0^2}; \\ \ell_5 = \sqrt{(X_0 - b)^2 + Y_0^2 + Z_0^2}; \\ \ell_6 = \sqrt{(X_B - b)^2 + Y_B^2 + Z_B^2}; \\ a = \sqrt{(X_A - X_0)^2 + (Y_A - Y_0)^2 + (Z_A - Z_0)^2}; \\ b = \sqrt{(X_B - X_0)^2 + (Y_B - Y_0)^2 + (Z_B - Z_0)^2}; \\ c = \sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2}. \end{cases} \quad (1)$$

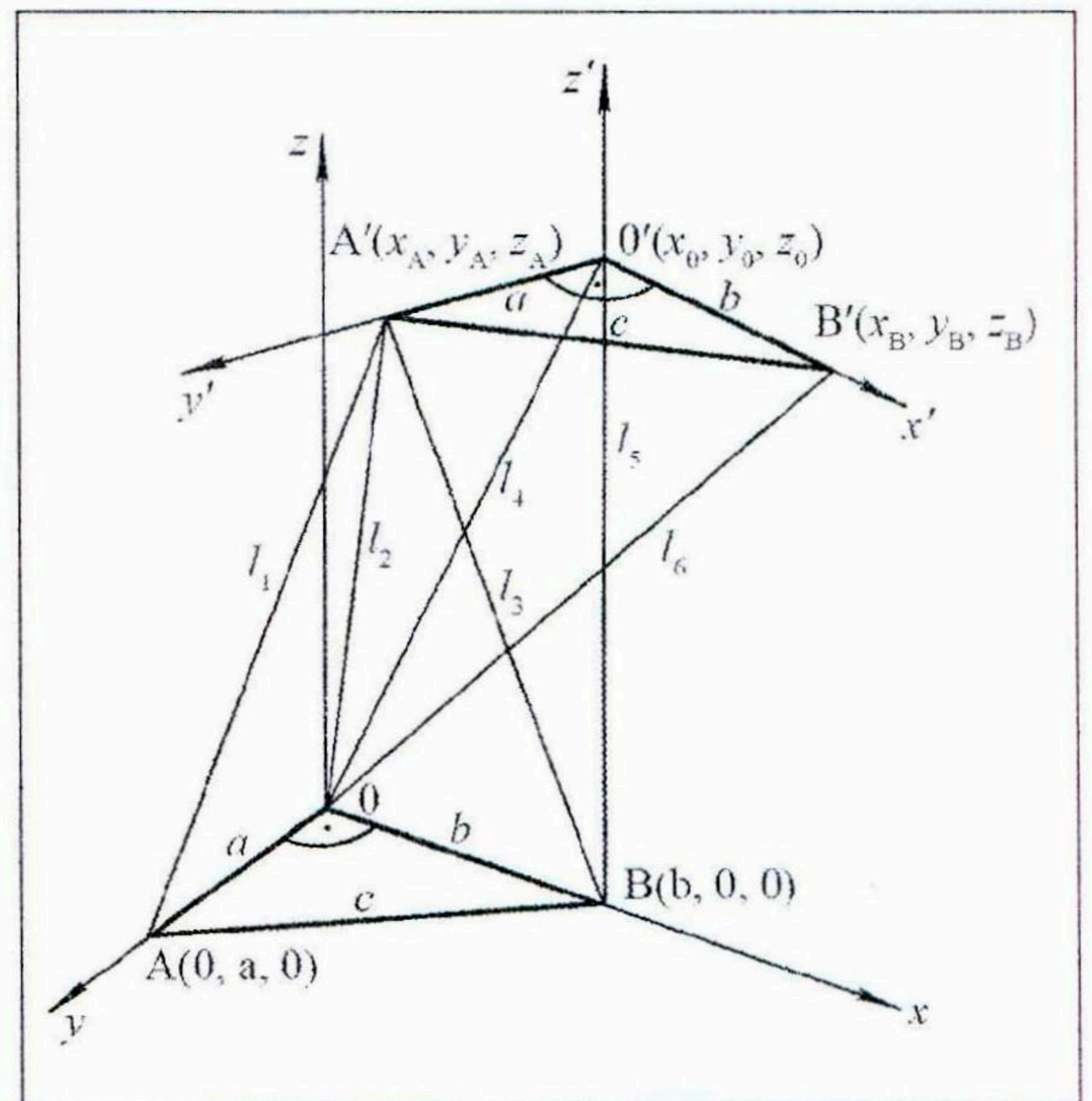


Рис. 2. Геометрия задачи положения

Покажем последовательность действий в решении системы уравнений:

На первом этапе, решая систему, находим  $X_A, Y_A, Z_A$ :

$$\begin{cases} \ell_1 = \sqrt{X_A^2 + (Y_A - a)^2 + Z_A^2}; \\ \ell_2 = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2 + Z_A^2}; \\ \ell_3 = \sqrt{(X_A - b)^2 + Y_A^2 + Z_A^2}. \end{cases}$$

Далее, в результате решения системы, находим  $X_0, Y_0, Z_0$ :

$$\begin{cases} \ell_4 = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2 + Z_0^2}; \\ \ell_5 = \sqrt{(X_0 - \epsilon)^2 + Y_0^2 + Z_0^2}; \\ a = \sqrt{(X_A - X_0)^2 + (Y_A - Y_0)^2 + (Z_A - Z_0)^2}. \end{cases}$$

Наконец, решив систему, найдем  $X_B, Y_B, Z_B$ :

$$\begin{cases} \ell_6 = \sqrt{(X_B - \epsilon)^2 + Y_B^2 + Z_B^2}; \\ \epsilon = \sqrt{(X_B - X_0)^2 + (Y_B - Y_0)^2 + (Z_B - Z_0)^2}; \\ c = \sqrt{(X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2}. \end{cases}$$

Таким образом, система (1) полностью решена.

Углы  $\varphi, \psi, \theta$  между координатными осями  $OX$  и  $O'X'$ ,  $OY$  и  $O'Y'$ ,  $OZ$  и  $O'Z'$  находятся по правилам векторной алгебры как углы между соответствующими векторами  $\mathbf{OA}'$  и  $\mathbf{O'A}'$ ,  $\mathbf{OB}'$  и  $\mathbf{O'B}'$ ,  $\mathbf{OD}'$  и  $\mathbf{O'D}'$ .

Так, например, угол  $\varphi$  находится из перемножения векторов  $\mathbf{OA}'$  и  $\mathbf{O'A}'$ :

$$\mathbf{OA} = \{0, a, 0\}; \quad \mathbf{O'A}' = \{X_A - X_0; Y_A - Y_0; Z_A - Z_0\}; \quad \mathbf{OA}' \cdot \mathbf{O'A}' = |OA| \cdot |O'A'| \cos \varphi;$$

$$a(Y_A - Y_0) = \sqrt{(X_A - X_0)^2 + (Y_A - Y_0)^2 + (Z_A - Z_0)^2} a \cos \varphi,$$

$$\text{откуда } \varphi = \arccos \frac{Y_A - Y_0}{\sqrt{(X_A - X_0)^2 + (Y_A - Y_0)^2 + (Z_A - Z_0)^2}}.$$

Угол  $\psi$  находится из перемножения векторов  $\mathbf{OB}'$  и  $\mathbf{O'B}'$ :

$$\mathbf{O'B}' = \{X_B - X_0; Y_B - Y_0; Z_B - Z_0\};$$

$$\mathbf{OB} = \{\epsilon, 0, 0\};$$

$$\mathbf{O'B}' \cdot \mathbf{OB} = |O'B'| \cdot |OB| \cos \psi;$$

$$\hat{a}(X_B - X_0) = \sqrt{(X_B - X_0)^2 + (Y_B - Y_0)^2 + (Z_B - Z_0)^2} \cdot \epsilon \cos \psi;$$

$$\psi = \arccos \frac{X_B - X_0}{\sqrt{(X_B - X_0)^2 + (Y_B - Y_0)^2 + (Z_B - Z_0)^2}}.$$

Угол  $\theta$  находится из перемножения векторов  $\mathbf{OD}'$  и  $\mathbf{O'D}'$ :

$$\mathbf{OD} = |OA| \cdot |OB| \sin 90^\circ; \quad \mathbf{O'D}' = |O'A'| \cdot |O'B'| \sin 90^\circ; \quad \mathbf{O'D}' \cdot \mathbf{OD} = |O'A'| \cdot |O'B'| \cdot |OA| \cdot |OB| \cos \theta;$$

$$\mathbf{O'A}' = \{X_A - X_0; Y_A - Y_0; Z_A - Z_0\}; \quad \mathbf{O'B}' = \{X_B - X_0; Y_B - Y_0; Z_B - Z_0\};$$

$$\mathbf{OA} = \{0; a; 0\}, \quad |OA| = a; \quad \mathbf{OB} = \{\epsilon; 0; 0\}, \quad |OB| = \epsilon; \quad \mathbf{OD} = |OA| \cdot |OB| \cdot \sin 90^\circ;$$

$$\mathbf{O'D}' = (X_A - X_0)(X_B - X_0) + (Y_A - Y_0)(Y_B - Y_0) + (Z_A - Z_0)(Z_B - Z_0);$$

$$\mathbf{O'D}' \cdot \mathbf{OD} = |O'A'| \cdot |O'B'| \cdot |OA| \cdot |OB| \cdot \cos \theta;$$

$$a \cdot \epsilon \cdot [(X_A - X_0)(X_B - X_0) + (Y_A - Y_0)(Y_B - Y_0) + (Z_A - Z_0)(Z_B - Z_0)] =$$

$$= \sqrt{(X_A - X_0)^2 + (Y_A - Y_0)^2 + (Z_A - Z_0)^2} \sqrt{(X_B - X_0)^2 + (Y_B - Y_0)^2 + (Z_B - Z_0)^2} \cdot a \cdot \hat{a} \cos \theta.$$

Отсюда

$$\theta = \arccos \left[ \frac{[(Y_A - Y_0)(Z_B - Z_0) - (Z_A - Z_0)(X_B - X_0)]^2 + [(Z_A - Z_0)(X_B - X_0) - (X_A - X_0)(Z_B - Z_0)]^2 + \rightarrow}{\left[ \left[ (X_A - X_0)^2 + (Y_A - Y_0)^2 + (Z_A - Z_0)^2 \right] \left[ (X_B - X_0)^2 + (Y_B - Y_0)^2 + (Z_B - Z_0)^2 \right] \right]^{\frac{1}{2}}} \rightarrow \frac{+ [(X_A - X_0)(Y_B - Y_0) - (Y_A - Y_0)(X_B - X_0)]^{\frac{1}{2}}}{\left[ \left[ (X_A - X_0)^2 + (Y_A - Y_0)^2 + (Z_A - Z_0)^2 \right] \left[ (X_B - X_0)^2 + (Y_B - Y_0)^2 + (Z_B - Z_0)^2 \right] \right]^{\frac{1}{2}}}$$

Полученные соотношения позволяют производить переход от  $\ell$ -координат к обычным декартовым координатам, открывают возможности к решению задач динамики и управления приводами и различными функциональными устройствами.

Исполнительные устройства на основе  $\ell$ -координатных приводов по всем параметрам работоспособности (быстродействию, виброустойчивости, точности, характеристикам газовыделения, трения и износа) превосходят аналогичные разработки.

### СОСТОЯНИЕ ТЕОРИИ ПО РАСЧЕТУ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВодОВ УПРАВЛЯЕМОЙ УПРУГОЙ ДЕФОРМАЦИИ

Приводы управляемой упругой деформации представляют собой полые герметичные пружинные элементы, действие которых основано на перепаде давлений – внутреннего в полости привода и наружного – в окружающей его среде.

В отечественной и зарубежной практике пружины этого типа использовались в приборах для измерения давления  $P_{изм}$  в диапазоне  $P_{ср} > P_{изм} > P_{атм}$ , где  $P_{ср}$  – давление среды,  $P_{атм}$  – давление атмосферы. Таким образом, с использованием герметичных пружин были созданы манометры, мановакуумметры и вакуумметры на низкую степень разрежения.

Применение пружинных герметичных элементов в качестве кинематических и силовых приводов потребовало иного подхода к их расчету и проектированию. Кроме того, проектирование различных функциональных устройств на их основе вызвало необходимость разработки оптимальных, в ряде случаев разветвленных, структур с плоской и пространственной ориентацией приводов относительно друг друга, введения в качестве передаточных звеньев пассивных элементов, позволяющих преобразовать траекторию перемещения.

Главным эксплуатационным преимуществом приводов управляемой упругой деформации и созданных на их основе функциональных устройств и систем является возможность полного исключения пар трения движения как источников загрязнения вакуумной среды наиболее опасным видом загрязнения – микрочастицами износа из трущихся пар.

Разработка и развитие теории расчета пневматических пружин, использовавшихся в приборах для измерения давления (трубок Бурдона) и послуживших прообразом приводов, используемых при проектировании сложных систем и механизмов принадлежит многим авторам, теоретические исследования которых коснулись главным образом определения угловых перемещений.

В отечественной науке основоположником расчета трубок Бурдона является В. И. Феодосьев, выполнивший классический анализ механизма действия деформируемой трубки и применивший для определения усилий и перемещений метод минимума полной потенциальной энергии [4, 5].

Дальнейшее развитие теории В. И. Феодосьева принадлежит отечественным ученым Л. Е. Андреевой, Б. Н. Васильеву, В. Г. Афонину, М. П. Шумскому, В. К. Герасимову, Г. И. Тыжнову [6 – 9] и др.

Андреева Л. Е., труды которой прочно вошли в практику отечественного приборостроения, много внимания уделила расчетам напряженно-деформированного состояния и численным методам расчета параметров трубок Бурдона. Ею предложены зависимости для определения перемещений  $X$  и усилий  $Q$ , создаваемых свободным концом деформируемых под действием внутреннего давления трубок постоянного радиуса кривизны центральной оси (рис. 3).

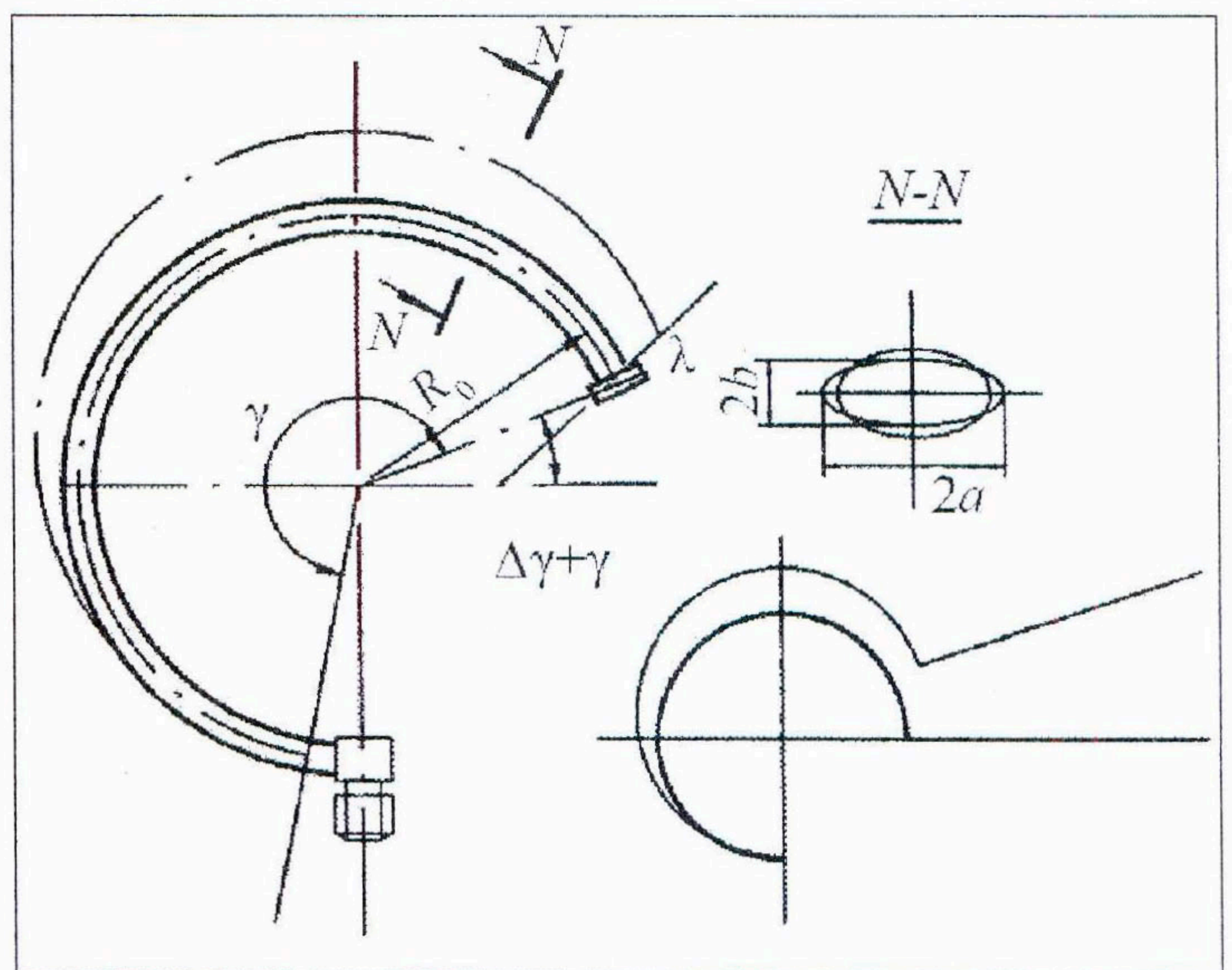


Рис. 3. Расчетная схема привода незамкнутого контура

Перемещение свободного конца вдоль траектории имеет вид

$$\lambda = P \frac{1 - \mu^2}{E} \frac{R_0}{bh} \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{a}{b + \chi} \sqrt{(1 - \cos \gamma) + (\gamma - \sin \gamma)}. \quad (2)$$

Усилия в радиальном  $Q_r$  и тангенциальном  $Q_\tau$  направлениях представлены следующим образом:

$$Q_r = Pab \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\zeta}{\xi + \chi^2} \frac{48(1 - \cos \gamma)}{\gamma - \sin \gamma \cos \gamma}; \quad (3)$$

$$Q_\tau = Pab \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\zeta}{\xi + \chi^2} \frac{48(1 - \cos \gamma)}{3\gamma - 4 \sin \gamma + \sin \gamma \cos \gamma}, \quad (4)$$

где  $P$  – давление во внутренней полости трубки;  $a, b$  – большая и малая полуоси сечения;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $h$  – толщина стенки;  $\alpha, \beta, \zeta, \xi$  – коэффициенты в зависимости от вида нормального поперечного сечения;  $\chi$  – главный параметр,  $\chi = Rh / a^2$ ;  $R_0$  – исходный радиус кривизны центральной оси;  $\gamma$  – центральный угол до деформации.

Применение трубчатых упругодеформируемых пружин в качестве кинематических элементов и систем передачи и формирования движения в вакууме впервые было предложено А.Т. Александровой [10 – 15] и развито затем под ее руководством А.В. Мининым, Е.С. Ермаковым, А.И. Даниловым, Л.И. Губаревой, С.М. Маляровым, А.Ю. Андреевой и др.

Вопросам динамики измерительных приборов и оценке влияния несовершенства технологии на параметры трубчатых пружин посвящены работы [16 – 17].

Новое применение трубчатых пружин потребовало более точных решений в связи с чем в работах [18, 19] основные параметры  $\lambda$  и  $Q$  решены на основе второго приближения метода минимума полной потенциальной энергии и представлены в виде

$$\lambda = \frac{PR_0}{Eah} \frac{D_6 + D_7 v}{D_3 + D_4 v + D_5 v^2} \sqrt{(\gamma - \sin \gamma)^2 + (1 - \cos \gamma)^2};$$

$$Q_\tau = \frac{D_6 + D_7 v}{D_0 + D_1 v + D_2 v^2} \frac{2(\gamma - \sin \gamma)}{3\gamma - 4 \sin \gamma + \frac{1}{2} \sin 2\gamma} 4R_0 a^2; \quad Q_r = \frac{D_6 + D_7 v}{D_0 + D_1 v + D_2 v^2} \frac{4(1 - \cos \gamma)}{2\gamma - \sin 2\gamma}, \quad (5)$$

где  $D_0 - D_7$  – коэффициенты, зависящие от нормального поперечного сечения.

В [20] приведена методика кинематического расчета сложных пространственных систем на основе приводов управляемой упругой деформации, основанная на векторном анализе. В [21] были решены задачи статики в применении к сварным высокочувствительным трубчатым элементам, исследовано их напряженно-деформированное состояние, определены оптимальные геометрические размеры сечения. В [6, 7] рассмотрены вопросы создания приводов управляемой упругой деформации незамкнутого контура с переменным радиусом кривизны центральной оси с целью выбора необходимой траектории перемещения свободного конца по направлению и протяженности, что является важным аспектом проектирования устройств перемещения в заданном направлении. Работа [17] посвящена вопросам повышения точности позиционирования исполнительных органов функциональных устройств на основе приводов незамкнутого контура, в том числе в сочетании с пассивными преобразующими элементами. В частности, показано, что управление точностью и продолжительностью времени позиционирования может быть достигнуто за счет регулирования логарифмического декремента затухания системы приводов при применении различных энергоносителей.

На основе приводов незамкнутого контура был создан ряд функциональных устройств, структура которых может быть использована при разработке бескорпусных вакуумных клапанов.

Использование приводов замкнутого контура при проектировании устройств и систем прямолинейного перемещения, в том числе координатных столов, транспортных систем, манипуляторов и др., потребовало развития методов их создания с учетом возможностей технологии и конструирования сложных систем и методов расчета формируемых перемещений и усилий. Эти проблемы были решены в работах [22, 23]. Расчетная схема для решения поставленной задачи приведена на рис. 4.

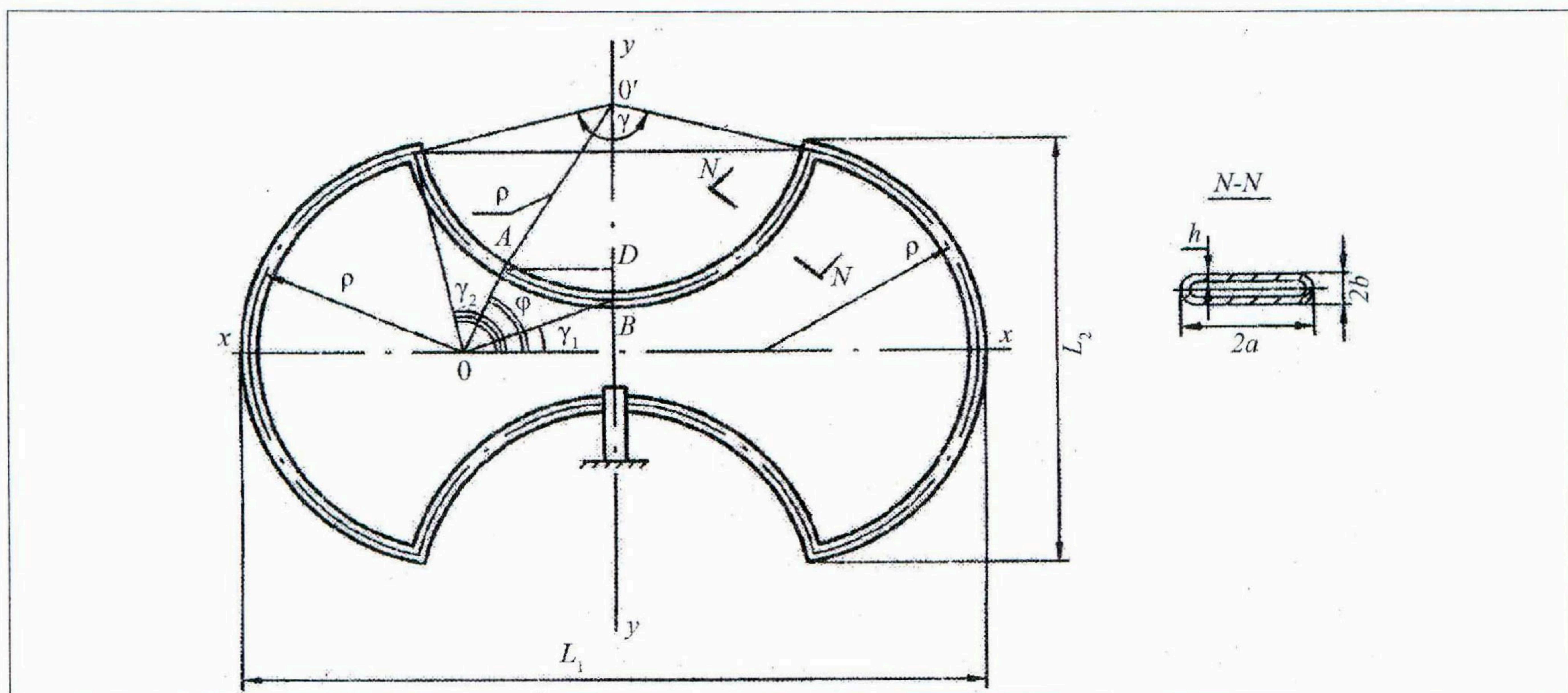


Рис. 4. Расчетная схема привода замкнутого контура

В общем случае перемещение упругого элемента привода по контуру  $S$  замкнутого привода определяется интегралом:

$$\lambda = \int_S \frac{\Psi(\phi)}{\rho(\phi)} M_1(\phi) dS, \quad (6)$$

где  $M_1(\phi)$  – изгибающий момент в произвольном сечении трубчатого элемента от единичной силы, приложенной в направлении искомого перемещения.

Развернутое решение задачи по определению перемещения элемента в точке «В» свободной дуги позволило получить следующую зависимость:

$$\lambda_B = \int_{\gamma_1}^{\gamma_2} \frac{\Psi(\phi)}{\rho(\phi)} [r(\gamma_1) \cos \gamma_1 - r(\phi) \cos \phi] \sqrt{r^2(\phi) + r'^2(\phi)} d\phi + \frac{1}{2} \int_{\gamma_2}^{2\pi-\gamma_2} \Psi(\phi) [r(\gamma_1) \cos \gamma_1 - \rho(\phi) \cos \phi] d\phi + \int_{2\pi-\gamma_2}^{2\pi-\gamma_1} \frac{\Psi(\phi)}{\rho(\phi)} [r(\gamma_1) \cos \gamma_2 - r(\phi) \cos \phi] \sqrt{r^2(\phi) + r'^2(\phi)} d\phi, \quad (7)$$

где  $\Psi(\phi)$  – относительный угол поворота сечения трубчатого элемента, остальные параметры указаны на рабочей схеме.

Величина усилия, развиваемая приводным элементом замкнутого контура в общем случае определяется из выражения

$$Q = \frac{EKY_a}{1 - \mu r} \frac{\int_S \frac{\Psi(\phi)}{\rho(\phi)} [r(\gamma_1) \cos \gamma_1 - r(\phi) \cos \phi] dS}{\int_S [r(\gamma_1) \cos \gamma_1 - r(\phi) \cos \phi]^2 dS}, \quad (8)$$

где  $Y_a$  – момент инерции сечения относительно большой оси;  $K$  – коэффициент, учитывающий влияние деформации поперечного сечения на изменение кривизны центральной оси элемента контура привода.

Особенность эксплуатационных условий приводов в высоком вакууме при повышенных температурах и при наличии избыточного давления в их объеме требует применения конструкционных материа-

лов, удовлетворяющих одновременно ряду обязательных свойств. К их числу относятся упруго-прочностные, вакуумно-технические и технологические свойства.

Упруго-прочностные требования определяются усталостной прочностью материалов, с учетом эксплуатации в вакууме. Вакуумно-технические требования – газосодержанием, газопроницаемостью, коррозионной стойкостью, технологические – хорошей обрабатываемостью в первую очередь методом пластического деформирования и хорошей свариваемостью с образованием вакуум-плотного соединения.

По совокупности указанных свойств более всего для рассматриваемой области применения подходит аустенитная сталь типа 12Х18Н10Т, мартенситная – 2Х13 и дисперсионно-твердеющий сплав 36НХТЮ.

Критерий герметичности определяется величиной допустимого для конкретного технологического процесса газового потока, обусловленного величиной газопроницаемости материала тонкостенного элемента, подвергаемого в процессе работы воздействию механических и тепловых нагрузок.

В зависимости от функционального назначения и конструкции механизма режим работы приводов управляемой упругой деформации существенно отличается друг от друга и может быть статическим при низкой частоте повторяемости и динамическим (циклическим), характеризующимся высокой частотой повторяемости действия в течение заданного промежутка времени.

Эмпирическая зависимость, связывающая величину газового потока проницаемости при заданной величине амплитуды деформации, температуры и механических характеристик материала с числом циклов нагружения, получена на основании экспериментальных данных, закономерностей теории усталостного разрушения и уравнений вакуумной техники, описывающих процессы диффузии и молекулярного режима течения газов:

$$\lg Q_i = 2,375 \left[ \lg (N_{ц})_i - \frac{1}{m} \lg \frac{\alpha E \ln \frac{100}{100 - \psi}}{4(\sigma_{\alpha} - k_i \sigma_b)} \right], \quad (9)$$

где  $Q_i$  – газовый поток;  $N_{ц}$  – число циклов;  $m$ ,  $k$  – константы, зависящие от механических характеристик материалов;  $E$  – модуль упругости;  $\alpha$  – аппроксимирующий параметр;  $\psi$  – относительное сужение площади поперечного сечения при статическом растяжении;  $\sigma_{\alpha}$ ,  $\sigma_b$  – амплитудное напряжение и предел прочности при растяжении.

Зависимость  $Q = f(N_{ц}, T)$  более сложная, так как проводимость каналов, образованных нарушением структуры материала, с повышением температуры уменьшается, а вязкость газа увеличивается. Однако для инженерных расчетов величины газового потока, допускающих ошибку 15 %, можно использовать полученную эмпирическую формулу для определения  $Q$ .

Для многоцелевых устройств вакуумной механики, содержащих в своем составе несколько приводов управляемой упругой деформации, отличающихся конструкционными материалами, выходными параметрами, конструктивными особенностями и габаритами, очень важным моментом является соблюдение условия равнопрочности. В данном случае под равнопрочностью понимается идентичность нагрузочных характеристик для каждого привода при условии их питания от одного источника давления. При этом каждый из приводов рассчитывается исходя из условий прочности, обеспечивающей работу в области упругой деформации и вакуумной усталости по критерию герметичности, измеряемой величиной допустимого газового потока проницаемости.

## ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПРИВОДА КЛАПАНА С ПРОИЗВОЛЬНОЙ ОРИЕНТАЦИЕЙ ПАССИВНОГО ЭЛЕМЕНТА

При проектировании вакуумных клапанов в случае малых усилий уплотнения в плоскости деформирования может быть использована структура, состоящая из активного привода управляемой упругой деформации и преобразующего пассивного элемента (рис. 5) в виде стержня, ориентированного относительно свободного конца под произвольным углом  $\alpha$ , в ряде случаев возникает необходимость оценки соотношения между значениями радиальных и тангенциальных перемещений и усилий в зависимости от длины пассивного элемента  $L$  и угла  $\alpha$ .

В соответствии с [6] перемещение  $\lambda$  некоторой точки криволинейного стержня определяется с помощью интеграла Мора:

$$\lambda = \int_{\theta} \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R} \right) M_1 R d\theta,$$

где  $R$  и  $R_1$  – радиусы кривизны центральной оси стержня до и после деформации;  $M_1$  – изгибающий момент в произвольном сечении под углом  $\theta$  от единичной силы, приложенной в направлении искомого перемещения.

После преобразования выражение (10) может быть представлено в виде (см. (2)):

$$\lambda = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} \int_0^{\gamma} M_1 \theta d\theta,$$

где  $\frac{\Delta\gamma}{\gamma} = P \frac{1 - \mu^2 R^2}{E bh} \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\alpha}{\beta + \chi^2}$ .

Для определения радиальной составляющей перемещения конца стержня  $L$  приложим единичную силу, создающую момент  $M_1$ :

$$M_1 = 1 (R \sin \theta - L \sin \alpha), \quad \lambda_r = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} \int_0^{\gamma} (R \sin \theta - L \sin \alpha) d\theta = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} (R - R \cos \gamma - L \gamma \sin \alpha). \quad (11)$$

Аналогично может быть определена тангенциальная составляющая перемещения конца стержня длины  $L$ :

$$\lambda_t = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} \int_0^{\gamma} (R - R \cos \theta - L \cos \alpha) d\theta = \frac{\Delta\gamma}{\gamma} (R\gamma + L \cos \alpha - R \sin \gamma).$$

Полное перемещение конца стержня определяется из следующего выражения:

$$\lambda_{\Sigma} = \sqrt{\lambda_r^2 + \lambda_t^2} = \frac{\Delta\lambda}{\lambda} \sqrt{(R - R \cos \gamma - L \gamma \sin \alpha)^2 + (R\gamma + L \cos \alpha - R \sin \gamma)^2}. \quad (12)$$

Обозначим

$$\sqrt{(R - R \cos \gamma - L \gamma \sin \alpha)^2 + (R\gamma + L \cos \alpha - R \sin \gamma)^2} = K,$$

тогда согласно выражению (12) получим

$$\lambda_{\Sigma} = P \frac{1 - \mu R^2}{E bh} \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\alpha}{\beta + \chi^2} K. \quad (13)$$

Если рассмотреть эквивалентную схему деформации привода, которая происходит под действием внешнего усилия  $Q_v$ , приложенного в точке В, то изгибающий момент в произвольном сечении определяется из выражения

$$M_Q = QX, \quad (14)$$

где  $X$  – плечо приложения силы  $Q$ .

Перемещение конца стержня длины  $L$  (точка В) может быть найдено на основе выражения

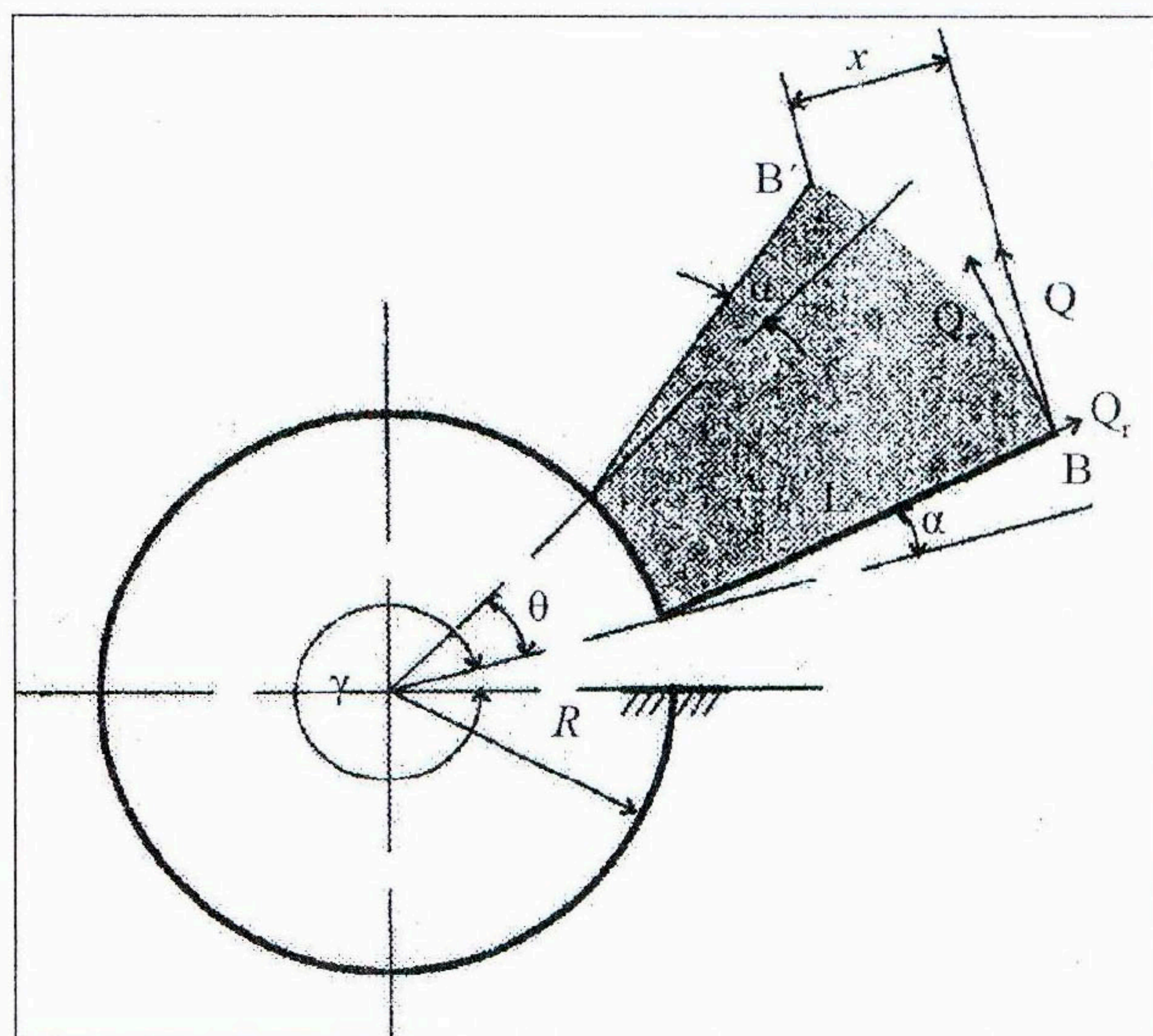


Рис. 5. Расчетная схема стержня



$$\lambda = \frac{R}{C} \int_0^\gamma M_Q M_1 d\theta. \quad (15)$$

Разложив силу  $Q$  на  $Q_r$  и  $Q_\tau$ , определим изгибающие моменты, создаваемые ими:

$$M_Q = Q_r (R \sin \theta - L \sin \alpha) + Q_\tau (R - R \cos \theta + L \cos \alpha). \quad (16)$$

Для определения радиальной составляющей перемещения  $\lambda_r$  конца стержня единичную силу направим по радиусу. Изгибающий момент от этой силы в произвольном сечении описывается выражением  $M_1 = 1 (R \sin \theta - L \sin \alpha)$ .

Тогда

$$\begin{aligned} \lambda_r &= \frac{R}{C} \int_0^\gamma [Q_r (R \sin \theta - L \sin \alpha) + Q_\tau (R - R \cos \theta + L \cos \alpha)] (R \sin \theta - L \sin \alpha) d\theta = \\ &= \frac{Q_r R}{C} \left[ \frac{R^2}{2} (\gamma - \sin \gamma \cos \gamma) + 2RL \sin \alpha (\cos \gamma - 1) + \gamma L^2 \sin^2 \alpha \right] + \\ &+ \frac{Q_\tau R}{C} \left[ R^2 \left( 1 - \cos \gamma - \frac{1}{2} \sin^2 \gamma \right) + RL \cos \alpha (1 - \cos \gamma) - RL \gamma \sin \alpha + RL \sin \alpha \cos \gamma - L^2 \gamma \sin \alpha \cos \alpha \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

Аналогично определяется составляющая перемещения в направлении касательной:

$$M_1 = 1 (R - R \cos \theta - L \cos \alpha); \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \lambda_\tau &= \frac{R}{C} \int_0^\gamma [Q_r (R \sin \theta - L \sin \alpha) + Q_\tau (R - R \cos \theta + L \cos \alpha)] (R - R \cos \theta - L \cos \alpha) d\theta = \\ &= \frac{Q_r R}{C} \left[ R^2 \left( 1 - \cos \gamma - \frac{1}{2} \sin^2 \gamma \right) - RL \sin \alpha (\gamma - \sin \gamma) + RL \cos \alpha (1 - \cos \gamma) + L^2 \gamma \sin \alpha \cos \alpha \right] + \\ &+ \frac{Q_\tau R}{C} \left[ \frac{R^2}{2} (3\gamma - 4 \sin \gamma + \sin \gamma \cos \gamma) + 2RL \cos \alpha (\gamma - \sin \gamma) - L^2 \gamma \cos^2 \alpha \right]. \end{aligned} \quad (19)$$

Если конец стержня соединен со свободным концом привода может поворачиваться и перемещаться в направлении оси  $R$ , а перемещение в направлении  $\tau$  ограничено, то под действием дальнейшего повышения давления в полости привода будет развиваться тангенциальное усилие  $Q_\tau$ :

$$Q_\tau = \frac{CP \frac{1-\mu^2}{E} \frac{R}{bh} \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\alpha}{\beta + \chi^2} (R\gamma + L\gamma \cos \alpha - R \sin \gamma)}{\left[ \frac{R^2}{2} (3\gamma - 4 \sin \gamma + \sin \gamma \cos \gamma) + 2RL \cos \alpha (\gamma - \sin \gamma) + L^2 \gamma \cos^2 \alpha \right]}. \quad (20)$$

Радиальная составляющая усилия будет иметь вид

$$Q_r = \frac{CP \frac{1-\mu^2}{E} \frac{R}{bh} \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{\alpha}{\beta + \chi^2} (R - R \cos \gamma - L\gamma \sin \alpha)}{\left[ \frac{R^2}{2} (\gamma - \sin \gamma \cos \gamma) + 2RL \sin \alpha (\cos \gamma - 1) + L^2 \gamma \sin^2 \alpha \right]}. \quad (21)$$

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ НА ОСНОВЕ ПРИВодОВ УПРАВЛЯЕМОЙ УПРУГОЙ ДЕФОРМАЦИИ

Быстродействие вакуумной коммутационной аппаратуры является одним из важных эксплуатационных параметров и в ряде случаев существенно влияет и на общий ритм работы оборудования в составе вакуумно-технологических модульных комплексов, и на физические параметры вакуумной среды в техноло-

гических и аналитических системах.

В рассматриваемой ниже модели устанавливается связь между скоростью заполнения внутренней полости привода сжатым воздухом и соответствующим изменением объема привода в результате его деформации.

Дифференциальное уравнение, описывающее давление в полости наполнения упругодеформируемого привода, имеет вид [24]

$$k R T_M dG_M = k P dV + V dP, \tag{22}$$

где  $k = C_P / C_V$  – показатель адиабаты;  $C_P$  – теплоемкость газа (воздуха) при постоянном давлении;  $C_V$  – теплоемкость газа при постоянном объеме;  $R$  – газовая постоянная,  $R = 287$  Дж/кгК;  $T_M$  – температура газа, К;  $dG_M$  – количество газа (воздуха), втекающего во внутреннюю полость привода управляемой упругой деформации из магистрали за определенное время;  $P$  – абсолютное давление сжатого воздуха в полости привода, МПа;  $V$  – объем деформируемой полости привода;

Уравнение (22) получено в предположении, что процесс истечения протекает при большой скорости и на относительно небольшом участке, что позволяет принять его адиабатическим.

Правильнее было бы считать этот процесс политропическим, но определение показателя политропы в рассматриваемом случае весьма затруднительно.

Зависимость, описывающая изменение объема внутренней полости привода управляемой упругой деформации, приведена в [6]:

$$\Delta V = V - V_0 = 12P \frac{1 - \mu^2 \bar{R}^3}{E h} a \gamma \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{h}{\beta + \chi}. \tag{23}$$

Здесь  $V$  – конечный (после деформирования) объем привода;  $V_0$  – начальный объем привода до деформирования;  $P$  – давление сжатого воздуха в полости привода, МПа;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $E$  – модуль упругости материала привода, МПа;  $\bar{R}$  – радиус кривизны центральной оси, мм;  $h, \beta$  – коэффициенты, зависящие от формы нормального поперечного сечения привода;  $a, b$  – большая и малая полуоси поперечного сечения привода;  $\gamma$  – центральный угол привода, рад;  $\chi$  – главный параметр привода,  $\chi = Rh / a^2$ .

Итак, уравнение (22) с учетом (23) записывается в виде

$$kRT_M dG_M = kP \cdot 12dP \frac{1 - \mu^2 \bar{R}^3}{E h} a \gamma \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{n}{\beta + \chi} + V dP. \tag{24}$$

Для упрощения дальнейших записей обозначим

$$12 \frac{1 - \mu^2 \bar{R}^3}{E h} a \gamma \left( 1 - \frac{b^2}{a^2} \right) \frac{n}{\beta + \chi} = A. \tag{25}$$

Тогда уравнение (24) будет иметь вид

$$KRT_M dG_M = AkP dP + V dP. \tag{26}$$

Так как  $V = V_0 + AP$ , уравнение (24) запишется следующим образом:

$$KRT_M dG_M = AkP dP + V_0 dP + A_1 P dP = A_1 (k + 1) P dP + V_0 dP. \tag{27}$$

Количество воздуха, поступающего во внутреннюю полость привода в единицу времени, можно выразить через его расход, т.е.

$$dG_M = G_M dt. \tag{28}$$

Расход воздуха для надкритического режима, при котором удовлетворяется условие  $0 < y < 0,528$ , определяется по формуле [26,27]

$$G_M = 0,396 \mu_T f \frac{P_M}{\sqrt{T_M}} \phi(y), \tag{29}$$

а для подкритического режима, при котором  $0 > y > 0,528$ , – по формуле

$$G_M = 0,153 \mu_T f \frac{P_M}{T_M} \phi(y). \quad (30)$$

В (29) и (30):  $G_M$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/с;  $\mu_T$  – коэффициент расхода воздуха,  $\mu_T = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}}$ ,  $\xi = \frac{\lambda_{np} l_T}{2d_T}$ ;  $\lambda_{np}$  – приведенный коэффициент трения;  $l_T$  – длина подводящего трубопровода;  $d_T$  – внутренний диаметр подводящего трубопровода;  $f$  – площадь отверстия подводящего трубопровода;  $P_M$  – давление воздуха в магистрали;  $y = P / P_M$  – отношение текущего давления к давлению в магистрали;  $\phi(y) = \sqrt{y^{\frac{2}{k}} - y^{\frac{k}{k+1}}}$ .

Подставив в дифференциальное уравнение (28) уравнение (27), получим

$$kRT_M G_M dt = A_1(k+1) P dP + V_0 dP. \quad (31)$$

В дальнейшем обозначим  $G_M$  – для подкритического режима,  $G_M^*$  – для надкритического режима.

Определим время наполнения объема привода управляемой упругой деформации для надкритического режима. Уравнение (31) при этом запишется в следующем виде:

$$kRT_M 0,396 \mu_T f \frac{P_M}{\sqrt{T_M}} dt = A(k+1) P dP + V_0 dP. \quad (32)$$

Интегрируем это выражение и принимая  $t_0 = 0$ , получим

$$kR\sqrt{T_M} 0,396 \mu_T f P_M = A(k+1) \frac{P_2^2 - P_1^2}{2} + V_0 (P_2 - P_1), \quad (33)$$

$$kR\sqrt{T_M} 0,396 \mu_T f t = A(k+1) P_M \frac{y_2^2 - y_1^2}{2} + V_0 (y_2 - y_1), \quad (34)$$

где  $y_1 = P_1 / P_M$ ,  $y_2 = P_2 / P_M$  соответствуют начальному и конечному давлениям в полости привода, причем  $y_1$  и  $y_2$  меньше критического давления  $y_{кр} = 528$ .

Из (33) определяем время наполнения трубчатого привода для надкритического режима:

$$t = \frac{A(k+1) P_M \frac{y_2^2 - y_1^2}{2} + V_0 (y_2 - y_1)}{kR\sqrt{T_M} 0,396 \mu_T f}. \quad (35)$$

Так как  $y = P / P_M$ , то  $dy = (1 / P_M) dP \Rightarrow dP = P_M dy$ . Тогда уравнение (32) для подкритического режима переписывается в виде

$$kR\sqrt{T_M} 1,53 \mu_T f P_M dt = \frac{A(k+1) y dy + V_0 P_M dy}{\sqrt{y^{\frac{2}{k}} - y^{\frac{k+1}{k}}}}. \quad (36)$$

Интеграл в правой части можно представить как сумму двух интегралов:

$$\text{а) } A_1(k+1) \int_{y_1}^{y_2} \frac{y dy}{\sqrt{y^{\frac{2}{k}} - y^{\frac{k+1}{k}}}}, \quad \text{б) } V_0 P_M \int_{y_1}^{y_2} \frac{dy}{\sqrt{y^{\frac{2}{k}} - y^{\frac{k+1}{k}}}}.$$

Интеграл б) легко считается, т.е.

$$V_0 P_M \int_{y_1}^{y_2} \frac{dy}{\sqrt{y^{\frac{2}{k}} - y^{\frac{k+1}{k}}}} = -2V_0 P_M \int_{y_1}^{y_2} \sqrt{1 - y_2^{\frac{1-\frac{1}{k}}{k}}} = -2V_0 P_M \left[ \sqrt{1 - y_2^{\frac{1-\frac{1}{k}}{k}}} - \sqrt{1 - y_1^{\frac{1-\frac{1}{k}}{k}}} \right]. \quad (37)$$

Рассмотрим интеграл а):

$$A_1(k+1) \int_{y_1}^{y_2} \frac{y dy}{\sqrt{y^{\frac{2}{k+1}} - y^{\frac{2}{k}}}} = A(k=1) \int_{y_1}^{y_2} y^{1-\frac{1}{k}} \left(1 - y^{1-\frac{1}{k}}\right)^{\frac{1}{2}} dy. \quad (38)$$

Неопределенный интеграл

$$\int y^{1-\frac{1}{k}} \left(1 - y^{1-\frac{1}{k}}\right)^{\frac{1}{2}} dy, \quad (39)$$

может быть представлен через конечную комбинацию элементарных функций в следующем случае:

$$\frac{1-\frac{1}{k}+1}{1-\frac{1}{k}} = \frac{2k-1}{k-1} = 2 + \frac{1}{k-1} = e \dots k = \frac{2e-1}{2e-3} = 1 + \frac{2}{2e-3},$$

где  $e$  – целое число.

В этом случае  $k = 1 + 1/(e-2)$ , и получаем ряд значений  $k$ , для которых интеграл (39) выполняется через элементарные функции  $k = 0; 2; 1,5; 1\frac{1}{3}; 1,25$  и так далее.

Если полость трубчатого привода заполняется газом, показатель адиабаты которого совпадает с одним из перечисленных значений  $k$ , то (39) может быть представлен комбинацией элементарных функций через подстановку  $1 - y^{1-\frac{1}{k}} = x^2$ . Опустим решение уравнений.

Итак, в условиях подкритического режима время наполнения объема привода управляемой упругой деформации, т.е. время перемещения и соответственно быстродействие привода клапана или затвора находится из выражения (36):

$$t = \frac{L - 2V_0 P_M \left( \sqrt{1 - y_2^{1-\frac{1}{k}}} - \sqrt{1 - y_1^{1-\frac{1}{k}}} \right)}{kR\sqrt{T_M} 1,53\mu_T f}. \quad (40)$$

Отметим, что данное уравнение используется в том случае, когда оба значения  $y_1$  и  $y_2$  больше критического, равного 0,528.

Расчет быстродействия вакуумных затворов на основе приводов управляемой упругой деформации замкнутого контура отличается лишь расчетом приращения объема внутренней полости –  $\Delta V$ .

Если каждая дуга привода, образующая его контур, имеет центральный угол  $\gamma$  (см. рис. 3), то

$$\Delta V = 4 \cdot 12P \frac{1-\mu}{E} \frac{R^2}{h} a\gamma \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \frac{n}{\beta + \chi^2} \eta,$$

где  $\eta$  – коэффициент, учитывающий влияние кривых эффектов в местах герметичного соединения полых дуг и трубки, подводящей энергоноситель  $\eta \approx 0,75 \dots 0,8$ ; остальные обозначения указаны в (1) – (4).

**Разработанные методы позволяют рассчитывать и проектировать приводы и различные функциональные устройства с минимальным уровнем генерируемых загрязнений, предназначенные для работы в статических и динамических режимах в современных вакуумно-технологических модульных комплексах электронного производства.**

### Литература

1. Колисков А. Ш. Разработка и исследование промышленных роботов на основе  $\ell$ -координат // Станки и инструмент. 1982. №12. С.21 – 24.
2. Ивашов Е. Н., Лебедев В. А., Степанчиков С. В. и др. / Расчет и конструирование механических систем оборудования аэрокосмической и электронной техники: Учеб. пособие для вузов. Томск: МГП «РАСКО» при изд-ве «Радио и связь», 1999.
3. Ивашов Е. Н. Устройства на основе  $\ell$ -координат в оборудовании электронной техники: Учеб. пособие. М.: МИЭМ, 1995.

4. *Феодосьев В. И.* Упругие элементы точного приборостроения. М.: Оборонгиз, 1949.
5. *Феодосьев В. И.* Об одном способе решения нелинейных задач устойчивости деформируемых систем // Прикладная математика и механика. 1963. Т. XXVII. Вып. 2. С. 265–275.
6. *Андреева Л. Е.* Упругие элементы приборов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1981.
7. *Васильев Б. Н.* Напряженно-деформированное состояние манометрических трубок // Известия АН СССР. Механика. 1965. № 4. С. 139 – 144.
8. *Афонин В. Г., Шумский М. П.* Собственные частоты манометрических приборов с одновитковой манометрической пружиной // Известия вузов. Приборостроение. 1974. № 6. С. 79 – 82.
9. *Герасимов В. К., Тыжнов Г. И.* Трубчатые пружины замкнутого контура // Приборы и системы управления. 1973. № 1. С. 44 – 47.
10. *Александрова А. Т.* Новые способы передачи и формирования движения в вакууме. М.: Высшая школа, 1979.
11. *Александрова А. Т.* Вакуумные роботы-манипуляторы на основе упругодеформируемых исполнительных элементов // Электронная техника. 1977. Сер. 7. Вып. 1 (80). С. 35 – 43.
12. *Александрова А. Т.* Оценка работоспособности механизмов перемещения в высоком вакууме // Электронная техника. 1977. Сер. 7. Вып. 3 (82). С. 57 – 60.
13. *Александрова А. Т.* Кинематический анализ однозвенных механизмов для формирования сложных перемещений в вакууме // Электронная техника. 1977. Сер. 7. Вып. 5 (84). С. 109 – 115.
14. *Александрова А. Т., Горюнов А. А., Ермаков Е. С. и др.* Вакуумные манипуляторы // Электронная промышленность. 1981. Вып. 106. № 10. С. 45 – 52.
15. *Александрова А. Т.* Анализ критериев работоспособности механизмов перемещения в высоком вакууме // Труды МИЭМ. 1975. С. 14 – 18.
16. *Тулегенов М. У.* Определение частот и форм свободных колебаний манометрической трубки // Межвуз. сб. научных трудов. Вибротехника. Каунас: 1987. Вып. 1 (31). С. 55 – 61.
17. *Вишнякова Т. Л.* Точность позиционирования вакуумных манипуляторов с упругодеформируемыми приводными звеньями // Труды МИЭМ. 1984. С. 39 – 46.
18. *Александрова А. Т.* Теоретические основы расчета и конструирования функциональных устройств и систем оборудования высоких вакуумных технологий на основе приводов управляемой упругой деформации: Учеб. пособие. М.: МИЭМ, 2003.
19. *Александрова А. Т., Ермаков Е. С., Минин А. В.* Пути повышения качества специализированного вакуумного оборудования // Электронная техника. 1975. Сер. 8. Вып. 1(31). С. 17 – 22.
20. *Александрова А. Т., Ермаков Е. С.* Устройства и системы формирования перемещений в высоком вакууме с использованием принципа управляемой упругой деформации // Тезисы докл. научно-технич. конф. «Вакуумная наука и техника». Гурзуф: 1994.
21. *Данилов А. И., Маляров С. М.* Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния трубчатых элементов // Межвуз. сб. Труды МИЭМ. 1986. С. 66 – 70.
22. *Андреева А. Ю., Эминов П. А.* Трубчатые пневматические пружины замкнутого контура // Межвуз. сб. Труды МИЭМ. 1986. С. 38 – 41.
23. *Андреева А. Ю.* Кинематика приводных систем манипуляторов на основе упругодеформируемых элементов с замкнутым контуром // Межвуз. сб. «Электронное машиностроение, робототехника, технология ЭВП». Труды МИЭМ. 1984. С. 8 – 11.
24. *Герц Е. В., Крейнин* Расчет пневмопривода. М.: Машиностроение, 1975.
25. *Герц Е. В.* Пневматические приводы. М.: Машиностроение, 1969.
26. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / *Герц Е. В., Кудрявцев А. И., Ложкин О. В. и др.* / Под общ. ред. *Е. В. Герца*. М.: Машиностроение. 1981.

## Calculations lead and functional units of modern vacuum technology unit complexes in static and dynamic modes

© Authors, 2012

*V. A. Vasin, E. N. Ivashov, S. V. Stepanchikov*

The article deals with issues of efficiency drives and functional units of vacuum-technology unit complex electronic equipment, which is determined by the combined influence of a large number of parameters – performance, vibration resistance, accuracy, friction, wear and gassing. The calculation of basic parameters of drives based on the  $\ell$ -coordinates. Noted that the equations of motion in the  $\ell$ -coordinates is described only in linear terms, which are taken as the length of the six segments connecting the body with a fixed base so that, for given values of  $\ell_1, \ell_2, \dots, \ell_6$  forms a geometrically unchangeable structure. Examine the current state of the theory for calculating the basic parameters of drives controlled elastic deformation, which are hollow sealed spring elements, which action is based on pressure drop – inside, in the oral drive and external – in the environment. A mathematical model of the speed of functional devices based on the actuator is driven by elastic strain. The models establish a relationship between the rate of filling the inner cavity of the drive with compressed gas and a corresponding change in volume results in its deformation. The developed methods allow us to calculate and design the actuators and functional devices with a minimum level of pollution brought by, intended for use in static and dynamic conditions in modern vacuum technology modular complex electronic equipment.