

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.01(075.8)

Структурный синтез и анализ подвижности самоустанавливающихся механизмов на основе базовых структурных групп для разных областей техники

В.И. Пожбелко

ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)

Structural synthesis and analysis of the self-aligning mechanisms mobility based on the structural groups for various branches of technology

V.I. Pozhbelko

Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — South Ural State University (Nation Research University)

Структурный синтез и анализ подвижности многозвенных механизмов является первоочередным и самым сложным этапом их проектирования. Традиционное конструирование механизмов на основе интуиции и выбора отдельных готовых кинематических схем из справочников не является оптимальным и приводит к построению сложных конструкций с вредными избыточными связями, что повышает трудоемкость изготовления и сборки, а также нагруженность, трение и износ углов машины. Предложен новый подход к созданию самоустанавливающихся механизмов, заключающийся в направленном оптимальном синтезе структурных схем без избыточных связей. Показана неограниченная возможность его применения для образования в машиностроении плоских и пространственных механизмов. Приведены примеры эффективного применения предложенного подхода к созданию на уровне изобретений механизмов для различных областей техники: механизмов параллельной структуры, платформенных и складывающихся манипуляторов, грейфера и вибросмесителя.

EDN: XFUCUU, <https://elibrary/xfucuu>

Ключевые слова: структурный синтез, анализ подвижности, избыточные связи, рычажные многоконтурные механизмы

Structural synthesis and analysis of the multi-link mechanisms mobility is the primary and most difficult stage in their design. Traditional design of mechanisms based on intuition and selection of the separate ready-made kinematic schemes from the reference books is not optimal and leads to constructing complex structures with harmful redundant connections, which increases complexity in manufacture and assembly, as well as loads, friction and wear of the machine corners. The paper proposes a new approach to creation of the self-aligning

mechanisms; it consists in the directed optimal synthesis of structural schemes without the redundant connections. It shows unlimited possibility of its use in formation of the flat and spatial mechanisms in mechanical engineering. Examples are provided of the proposed approach effective application in creating mechanisms at the invention level for various fields of technology: parallel structure mechanisms, platform and folding manipulators, grabs and vibration mixers.

EDN: XFUCUU, <https://elibrary/xfucuu>

Keywords: structural synthesis, mobility analysis, redundant connections, lever multi-circuit mechanisms

Структурный синтез (построение структурных схем) и анализ подвижности сложных одно- и многоконтурных плоских и пространственных механизмов является первоочередным и не только наиболее важным, но и самым сложным этапом проектирования работоспособных механизмов (PM) и машин в различных областях машиностроения [1–16]. Этот творческий процесс с трудом поддается формализации и в Фундаментальном словаре А.Ф. Крайнева [5] определен как механика (искусство построения) машин [9–14].

Рассматриваемые многозвенные плоские, сферические и пространственные механические системы (МС) представляют собой многоконтурные (с числом контуров $K \geq 2$) рычажные механизмы или parallel mechanisms [13] с разным числом управляемых степеней свободы (подвижностью $W \geq 1$) [17–20], которые могут содержать кинематические пары (КП) разной подвижности ($H \geq 1$) [1–8], а также динамические и гибкие связи звеньев [9].

Традиционное конструирование механизмов на основе интуиции конструктора и выбора из справочников одной из отдельных готовых кинематических схем не является оптимальным и приводит к построению механизмов с вредными избыточными геометрическими связями, наличие которых увеличивает загруженность, трение и износ узлов машины, а также повышает трудоемкость изготовления и сборки. В результате срок службы механизма уменьшается в 2–3 раза [4, 11, 15].

Поэтому в машиностроении основной задачей конструирования является создание еще на этом этапе структурного синтеза разнообразных механизмов (рычажных, кулачковых, зубчатых) без вредных избыточных связей ($q = 0$). Как показывает практика [4, 11], такие механизмы являются самоустанавливающимися под нагрузкой (при их сборке и в эксплуатации), не требуют высокой точности изготовления и имеют в 2–3 раза больший срок службы.

В научной монографии [4] С.Н. Кожевников предложил задачу создания рычажных механизмов для различных областей техники свести к структурному синтезу механизмов без избыточных связей и называть их оптимальными (наилучшими), а метод их построения — оптимальным структурным синтезом.

Цель статьи — разработка метода создания самоустанавливающихся многоконтурных механизмов без вредных избыточных связей на начальном этапе их оптимального структурного синтеза на уровне изобретений [21–26], выполняемого на основе предлагаемых новых общих структурных математических соотношений и универсальных формул расчета подвижности механизмов.

Основные понятия и новые структурные уравнения. Для структурного синтеза и анализа многоконтурных плоских и пространственных механизмов без избыточных связей ($q = 0$) будем использовать следующие предложенные в единой теории структуры [14, 19] основные понятия и аналитические зависимости построения МС с геометрическими связями (КП), а также динамическими и гибкими связями звеньев [9] для образования МС с изменяемыми замкнутыми контурами в K -контурной и \tilde{n} -звенной кинематической цепи (КЦ), где \tilde{n} — общее число звеньев замкнутой КЦ механизма (включая стойку).

Число независимых замкнутых контуров в КЦ механизма

$$K = 1 + \frac{1}{2} \left[V + \sum_{i=1}^{i_{\max}} (i-2)n_i \right], \quad (1)$$

где V — приведенное число многократных шарниров (МКШ) K -цепи, $V = 0$ для КЦ с простыми шарнирами ($j = 1$) или $V \geq 1$ для КЦ со сложными шарнирами ($j \geq 2$); i и i_{\max} — число вершин (j -кратных шарниров) на одном звене и их наибольшее количество; n_i — число i -шарнирных звеньев K -цепи.

Наибольшее число вершин (шарниров) на одном звене кинематической K -цепи, при котором еще возможна ее сборка со всеми изменяемыми замкнутыми контурами:

$$i_{\max} = \begin{cases} (\tilde{n}-1) - K(h-2) & \text{при } K \geq W; \\ 2K & \text{при } K \leq W. \end{cases}$$

Приведенное число сложных МКШ

$$V = \sum (j-1)v_j \leq V_{\max} = 2(K-1) + n_1, \quad (2)$$

где v_j — число j -кратных МКШ.

Число степеней свободы в пространстве движений звеньев h , которое для каждого из замкнутых контуров КЦ ($1 \leq h \leq 6$) разделяет все возможные при синтезе МС на семь классов: I ($h = 1$); II ($h = 2$); III ($h = 3$); IV ($h = 4$); V ($h = 5$); VI ($h = 6$); VII ($h = \text{var}$).

Минимальное число звеньев замкнутого контура механизма с подвижностью $W \geq 1$, обеспечивающее его сборку без контурных избыточных связей, определяется как

$$\begin{cases} \tilde{n}_{\min} = h + W - \sum_{H=2}^{H=h-1} (H-1); \\ \tilde{n}_{\min} \geq 2 & \text{при } h=1, H=1; \\ \tilde{n}_{\min} \leq 7 & \text{при } h=6, H=1, \end{cases} \quad (3)$$

где H — относительная подвижность звеньев в КП ($1 \leq H \leq 5$).

Базовая структурная группа (БСГ) — открытая плоская или пространственная КЦ (одно- или многозвенная, одно- или многоконтурная) с КП разной подвижности H , которая после замыкания всех ее внешних пар на стойку превращается в статически определимую МС ($W = 0, q = 0$).

Расчетное число звеньев n^0 и суммарная подвижность f_{Σ}^0 соединений БСГ (с учетом всех внешних пар)

$$\begin{cases} n^0 = (h-1)K^0 + \tilde{K} - f; \\ f_{\Sigma}^0 = hK^0 + \tilde{K}; \\ f = p_2 + 2p_3 + 3p_4 + 4p_5; \\ f_{\Sigma}^0 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 + 4p_4 + 5p_5, \end{cases} \quad (4)$$

где K^0 — число независимых замкнутых контуров, образуемых после присоединения всех внешних пар БСГ к стойке; \tilde{K} — число контуров БСГ, замыкаемых динамическими или гибкими связями; f — дополнительная подвижность многоподвижных КП ($H \geq 2$) [9]; p_2, \dots, p_5 — число КП второго–пятого класса.

Универсальная структурная формула подвижности для определения степени независимости однородных ($h = \text{const}$ во всех K -контурах цепи) и неоднородных ($h = \text{var}$) плоских, сферических и пространственных самоустанавливающихся механизмов и ферм

$$W_h = \frac{1}{2} \left(V + \sum_{i=1}^{i_{\max}} i n_i \right) - \sum_{h=1}^{h=6} h K_h + f, \quad (5)$$

где K_h — число замкнутых контуров КЦ, работающих в h -пространстве движений ($h = 1$ или $h = 2$ или $h = 3$ или $h = 4$ или $h = 5$ или $h = 6$).

Универсальная формула расчета числа контурных избыточных связей в любых однородных ($h = \text{const}$) и неоднородных ($h = \text{var}$) K -контурных механизмах

$$q_h = \left[\sum_{h=1}^{h=6} (h-1) K_h + W_h + 1 \right] - \tilde{n} - f; \quad (6)$$

$$\tilde{n} = n_2 + n_3 + n_4 + \dots$$

Далее на конкретных примерах показано, что приведенные основные понятия и структурные зависимости (1)–(6) можно применять для разных видов структурного синтеза (нормального, где $K^0 = K$ [18, 19], парадоксального, где $K^0 > K$ [20] и ортогонального, где $i_{\max} \geq 3$ [17], а также для анализа подвижности W и расчета числа контурных избыточных связей q в любых однородных ($1 \leq h \leq 6, h = \text{const}$) и неоднородных механизмах с различными геометрическими и динамическими связями.

Новые структурные формулы подвижности однородных механизмов ($h = \text{const}$). В рассматриваемых однородных механизмах с $q = 0$ все замкнутые контуры КЦ существуют в одном и том же h -пространстве движений ($h = 1$ или $h = 2$ или $h = 3$ или $h = 4$ или $h = 5$ или $h = 6$).

В возможном диапазоне для каждого из указанных случаев отдельные формулы расчета W могут быть получены путем подстановки в универсальную структурную формулу (5) общей зависимости (1) с конкретными задаваемыми значениями h -пространства и примут следующий вид:

- при $h = 1$

$$W_{h=1} = \tilde{n} + f - 1 = \sum_{i=1} n_i + (f - 1); \quad (7)$$

- при $h = 2$

$$W_{h=2} = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1} (4-i) n_i \right] + \left(f - \frac{1}{2} V - 2 \right); \quad (8)$$

- при $h = 3$

$$W_{h=3} = \sum_{i=1} (3-i)n_i + (f - V - 3); \quad (9)$$

- при $h = 4$

$$W_{h=4} = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1} (8-3i)n_i \right] + \left(f - \frac{3}{2}V - 4 \right); \quad (10)$$

- при $h = 5$

$$W_{h=5} = \sum_{i=1} (5-2i)n_i + (f - 2V - 5); \quad (11)$$

- при $h = 6$

$$W_{h=6} = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1} (12-5i)n_i \right] + \left(f - \frac{5}{2}V - 6 \right). \quad (12)$$

Анализ выражений (7)–(12) позволил установить существование следующего общего свойства замкнутых КЦ разных однородных механизмов — только в двух случаях для однородных механизмов ($h = \text{const}$) возникает ранее неизвестное свойство независимости величины W_h от количества в структурной схеме определенных i -шарнирных звеньев:

- степень подвижности W механизмов, работающих в пространстве с числом степеней свободы $h = 2$ (например, клиновых с поступательными КП или схем с вращательными КП), не зависит от числа четырехшарнирных звеньев в их структурной схеме;

- степень подвижности W механизмов, функционирующих в пространстве с $h = 3$ (например, рычажных), не зависит от числа трехшарнирных звеньев в их структурной схеме.

Основная теорема структурного синтеза механизмов без избыточных связей. Теорема. Механизм с изменяемыми замкнутыми контурами без избыточных связей (ограничений движения звеньев) образуется на основе расчетных БСГ в виде статически определимых механических систем со следующим соотношением числа звеньев n^0 и суммарной подвижности внутренних и внешних КП f_{Σ}^0 в диапазоне относительной подвижности звеньев $1 \leq H \leq 5$ для сборки из них открытых цепей БСГ в заданном h -пространстве движений:

$$\begin{cases} \frac{n^0}{f_{\Sigma}^0} = \frac{(h-1)K^0 - f}{hK^0}; f = \sum_{H=2}^{h-1} (H-1); \\ (hK^0)n^0 - [(h-1)K^0 - f]f_{\Sigma}^0 = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Доказательство теоремы (13). Для любой статически определимой МС, содержащей n^0 подвижных звеньев и p КП ($H = 1, f = 0$) для каждого из замкнутых контуров КЦ должно выполняться следующее равенство между числом неизвестных составляющих реакций в этих парах Y и числом уравнений равновесия X для их определения:

$$\begin{aligned} (X = hn^0) &= [Y = (h-1)f_{\Sigma}^0] \rightarrow \\ \rightarrow [hn^0] &= \left[(h-1) \frac{n^0}{f_{\Sigma}^0} \right] \rightarrow \frac{n^0}{f_{\Sigma}^0} = \frac{h-1}{h}; \quad (14) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left[\frac{n^0}{f_{\Sigma}^0} - \frac{(h-1)}{h} \right] &= 0 \rightarrow [hn^0 - (h-1)f_{\Sigma}^0] = 0 \rightarrow \\ \rightarrow W^* &= 0, \quad (15) \end{aligned}$$

где W^* — степень подвижности БСГ после присоединения всех ее внешних пар к стойке, обеспечивающая выполнение равенств (14) и (15).

Следствие 1. Безразмерное отношение структурных параметров БСГ n^0/f_{Σ}^0 при синтезе механизмов только с одноподвижными КП ($H = 1, f = 0$) не зависит от числа замкнутых контуров K^0 и с увеличением h -пространства движений синтезируемого механизма без избыточных связей возрастает от минимума $n^0/f_{\Sigma}^0 = 1/2$ при $h_{\min} = 2$ до максимума $n^0/f_{\Sigma}^0 = 5/6$ при $h_{\max} = 6$ согласно безразмерным критериям цепей (14) и (15):

- $h = 2 \Rightarrow 2n^0 = p_1$;
- $h = 3 \Rightarrow 3n^0 = 2p_1$;
- $h = 4 \Rightarrow 4n^0 = 3p_1$;
- $h = 5 \Rightarrow 5n^0 = 4p_1$;
- $h = 6 \Rightarrow 6n^0 = 5p_1$.

Следствие 2. Для всех возможных плоских и пространственных КЦ без избыточных связей с замкнутыми контурами (с их сборками в полном диапазоне h -пространства движений), содержащими одно- ($H = 1$) и многоподвижные ($H = 2, H = 3, H = 4$ и $H = 5$) КП, общее уравнение статически определимых структур (13) имеет вид

$$W^* = (hK^0)n^0 - [(h-1)K^0 - f]f_{\Sigma}^0 = 0, \quad (16)$$

где

$$f = \sum_{H=2}^{H=h-1} (H-1); \quad f_{\Sigma}^0 = \sum_{H=1}^{H=5} H p_H.$$

Следствие 3. Общее безразмерное соотношение структурных параметров БСГ (13) для синтеза плоских и пространственных однокон-

турных механизмов ($K_{\min} = K^0 = 1$), работающих в пространстве движений $h = 3$ и содержащих только одно- и двухподвижные КП ($f \geq 1$, $f_{\Sigma}^0 = p_1 + 2p_2$), принимает более простой вид, описывающий требуемую расчетную структуру БСГ и ее подвижность W^* :

$$\left(\frac{n^0}{f_{\Sigma}^0} = \frac{n^0}{p_1 + 2p_2} \right) = \frac{2 - p_2}{3} \Rightarrow W_{h=3}^* = 3n^0 - (p_1 + 2p_2)(2 - p_2). \quad (17)$$

Универсальный алгоритм структурного синтеза и анализа самоустанавливающихся механизмов. Предлагаемый универсальный алгоритм можно применять для направленного структурного синтеза и определения подвижности ($W \geq 1$), а также для проверочного расчета числа избыточных связей q во всех замкнутых контурах при проектировании плоских и пространственных механизмов ($q = 0$, $1 \leq H \leq 5$), работающих во всех возможных пространствах движений ($h = \text{var}$).

Этот универсальный алгоритм реализует предложенную теорему структурного синтеза и подтвержден на практических примерах для всего диапазона $1 \leq h \leq 6$ с применением любых видов КП ($1 \leq H \leq 5$), динамических и гибких связей [9].

Алгоритм проектирования самоустанавливающихся механизмов ($q = 0$) на основе расчетных БСГ с использованием формул (1)–(17) включает в себя следующие шаги:

- расчет числа звеньев БСГ n^0 ;
- определение суммарной подвижности всех КП в составе БСГ f_{Σ}^0 ;
- построение открытой КЦ БСГ из расчетного числа звеньев n^0 и пар f_{Σ}^0 с учетом необходимости для выполнения $q = 0$ взаиморасположения осей шарниров за счет выбора параллельных, пересекающихся или скрещивающихся осей*;
- образование самоустанавливающегося механизма на основе расчетной БСГ замыканием:
 - внешних пар между собой внутри БСГ и без добавления к ней входных звеньев со стойкой (парадоксальный синтез);

* В работе [18] установлена (требуемая для выполнения $q = 0$) зависимость выбора определенного взаиморасположения осей шарниров от задаваемой величины h , нарушение которой приводит к возникновению вредных избыточных связей ($q \geq 1$) в замкнутых контурах КЦ синтезируемого механизма.

– внешних пар БСГ дополнительной N -цепью, в которой N — задаваемое число входов синтезируемого механизма (при $N = 0$ открытая цепь расчетной БСГ превращается в статически определимую форму);

- расчет подвижности W механизма в заданном h -пространстве движений;
- определение числа избыточных связей во всех замкнутых контурах механизма.

Метод парадоксального структурного А-синтеза, В-синтеза и С-синтеза многоконтурных самоустанавливающихся механизмов. Парадоксальный структурный синтез K -контурных механизмов без избыточных контурных связей представляет собой новый принцип образования РМ с параметрами $W \geq 1$, $q = 0$ на основе одной расчетной БСГ (т. е. без добавления к ней входных звеньев и стойки), для реализации которого можно использовать три способа:

- А-синтез, заключающийся в попарном замыкании между собой всех внешних пар (A, B, C, D, E, \dots) открытой цепи БСГ с $W = 0$ для ее превращения в замкнутую КЦ механизма с $W \geq 1$, $q = 0$ по следующему алгоритму сборки замкнутой КЦ РМ:

$$\text{БСГ}(W = 0) \Rightarrow \text{РМ}(W \geq 1, q = 0); \quad (18)$$

- В-синтез, выполняемый попарным присоединением (замыканием) всех внешних пар одной БСГ ($W = 0$) ко всем внешним парам другой БСГ ($W = 0$) для образования на их основе механизма с $W \geq 1$, $q = 0$ по следующему алгоритму сборки замкнутой КЦ РМ:

$$\begin{aligned} \text{БСГ}(W = 0) + \text{БСГ}(W = 0) &\Rightarrow \\ &\Rightarrow \text{РМ}(W \geq 1, q = 0); \end{aligned} \quad (19)$$

- С-синтез, представляющий собой смешанный синтез ($C = A + B$) и заключающийся в частичном попарном замыкании внешних пар внутри одной БСГ ($W = 0$) и попарном присоединении остальных внешних пар этой БСГ к внешним парам другой БСГ ($W = 0$) и попарном присоединении остальных внешних пар этой БСГ к внешним парам другой БСГ ($W = 0$) для образования на их основе механизма с $W \geq 1$, $q = 0$ по следующему алгоритму сборки замкнутой КЦ РМ:

$$\begin{aligned} \left[\begin{array}{l} \text{БСГ}(W = 0) \\ \text{БСГ}(W = 0) + \text{БСГ}(W = 0) \end{array} \right] &\Rightarrow \\ &\Rightarrow \text{РМ}(W = 1, q = 0). \end{aligned} \quad (20)$$

Рассмотрим конкретные примеры применения трех видов парадоксального структурного синтеза на основе указанного универсального алгоритма, аналитических расчетных структурных зависимостей (1)–(6) с учетом формулы подвижности (9) и алгоритмов сборки замкнутой КЦ, включающих в себя А- (18), В- (19) и С-синтез (20), для создания работоспособных механизмов ($q = 0$) различного назначения и их конструирования на основе ортогональных многошарнирных звеньев [17] с расположением всех шарниров звена (при $i \geq 3$) на одной линии.

Пример 1. Парадоксальный А-синтез плоского манипулятора параллельной структуры в пространстве движений $h = 3$. Парадоксальность структурного А-синтеза заключается в том, что по алгоритму (18) механизм с подвижностью $W \geq 1$ образуется только из одной расчетной БСГ новым путем превращения открытой цепи БСГ в замкнутую цепь механизма с $q = 0$ путем замыкания между собой всех внешних пар этой БСГ и без добавления к ней входных звеньев со стойкой.

Рассмотрим синтез плоского шарнирного манипулятора параллельной структуры без избыточных связей с числом контуров $K = 4$. Проектирование такого механизма с исходными данными

$$h = 3; f = 0; V = 0; K^0 = K + 1 = 4 + 1 = 5;$$

$$W = 1; q = 0; i_{\max} = 3$$

выполняли по формулам (1)–(6) и (9) в следующей последовательности (рис. 1):

$$\bullet n^0 = (h - 1)k^0 - f = (3 - 1) \cdot 5 = 10 \rightarrow$$

$$\rightarrow n_2^0 + n_3^0 = 10 \rightarrow n_2^0 = 4, n_3^0 = 6;$$

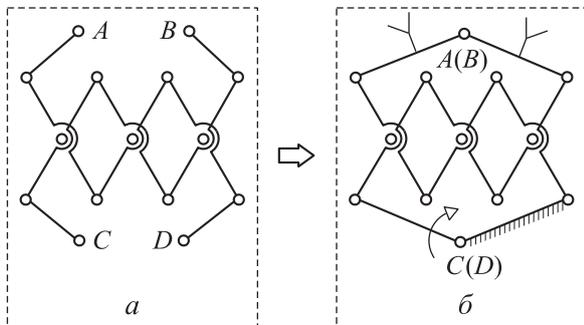


Рис. 1. Результаты парадоксального А-синтеза ортогонального манипулятора параллельной структуры:

а — структурная схема БСГ ($h = 3, n^0 = 10, f_{\Sigma}^0 = 15, f = 0$);
 б — структурная схема РМ ($\tilde{n} = 10, n_2 = 4, n_3 = 6, W = 1$)

$$\bullet f_{\Sigma}^0 = hk^0 = 3 \cdot 5 = 15; f_{\Sigma}^0 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 = 15 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow p_1 = 15;$$

$$\bullet W_{h=3} = \sum(3 - i)n_i + f - V - 3 = n_2 - 3 = 4 - 3 = 1;$$

$$\bullet K = 1 + \frac{1}{2}[V + \sum(i - 2)n_i] = 1 + \frac{1}{2}n_3 =$$

$$= 1 + \frac{1}{2} \cdot 6 = 4;$$

$$\bullet q = [(h - 1)K + W_{h=3} + 1] - (\tilde{n} + f) =$$

$$= [(3 - 1) \cdot 4 + 1 + 1] - 10 = 0.$$

Результаты структурного А-синтеза на основе открытой цепи десятизвенной расчетной БСГ подвижностью $W = 0$ (рис. 1, а) после замыкания между собой всех четырех внешних КП А и В, С и D приведены на рис. 1, б в виде ортогональной структурной схемы синтезированного десятизвенного механизма ($\tilde{n} = 10, n_2 = 4, n_3 = 6$) манипулятора параллельной структуры.

Пример 2. Парадоксальный В-синтез плоского ортогонального симметричного механизма грейфера в пространстве движений $h = 3$. Парадоксальность структурного В-синтеза заключается в том, что соединение через внешние пары открытой цепи расчетной БСГ № 1 ($W = 0$) с открытой цепью расчетной БСГ № 2 ($W = 0$) согласно алгоритму (19) и без добавления каких-либо входных звеньев позволяет создать РМ с параметрами $W \geq 1, q = 0$.

Проектирование плоского симметричного механизма грейфера с исходными данными

$$h = 3; f = 0; V = 0; K^0 = 3; W = 1; q = 0$$

выполняли на основе двух одинаковых БСГ по формулам (1)–(6) и (9) в следующей последовательности (рис. 2):

$$\bullet n^0 = (h - 1)K^0 = (3 - 1) \cdot 3 = 6 \rightarrow n_2^0 + n_3^0 = 6 \rightarrow$$

$$\rightarrow n_2^0 = 4, n_3^0 = 2;$$

$$\bullet f_{\Sigma}^0 = hK^0 = 3 \cdot 3 = 9; f_{\Sigma}^0 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 = 9 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow p_1 = 9;$$

$$\bullet W_{h=3} = [\sum(3 - i)n_i] + f - V - 3 = n_2 - 3 =$$

$$= 4 - 3 = 1;$$

$$\bullet K = 1 + \frac{1}{2}[V + \sum(i - 2)n_i] = 1 + \frac{1}{2}n_3 = 1 + \frac{1}{2} \cdot 2 = 2;$$

$$\bullet q = [(h - 1)K + W_{h=3} + 1] - (\tilde{n} + f) =$$

$$= [(3 - 1) \cdot 2 + 1 + 1] - 12 = 0.$$

Результаты структурного В-синтеза путем сборки внешних пар А и В открытой цепи рас-

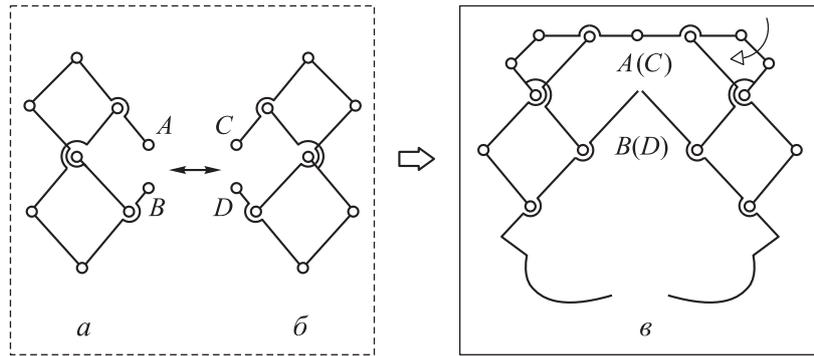


Рис. 2. Результаты парадоксального B -синтеза ортогонального симметричного механизма грейфера: a — структурная схема БСГ № 1 ($h=3, f=0, n^0=6, f_{\Sigma}^0=9$); b — структурная схема БСГ № 2 ($h=3, f=0, n^0=6, f_{\Sigma}^0=9$); v — структурная схема РМ ($\bar{n}=12, n_2=4, n_3=8, W=1, q=0$)

четной БСГ № 1 (рис. 2, a) с внешними парами C и D открытой цепи расчетной БСГ № 2 (рис. 2, b) приведены в виде ортогональной структурной схемы синтезированного двенадцатизвенного механизма грейфера на рис. 2, v .

Пример 3. Парадоксальный C -синтез плоского ортогонального механизма складывающегося манипулятора в пространстве движений $h=3$. Структурный C -синтез выполнен по смешанному алгоритму (20) образования РМ с параметрами $W=1, q=0$ путем сборки внешних пар двух открытых цепей расчетных БСГ № 1 ($W=0$) и БСГ № 2 ($W=0$) как внутри одной из БСГ, так и сборки между собой внешних пар, входящих в состав разных БСГ.

Проектирование механизма складывающегося манипулятора с исходными данными для БСГ № 1 (K_1^0) и БСГ № 2 (K_2^0)

$$h=3; f=0; V=0; K_1^0=4; K_2^0=2;$$

$$W=3; q=0; i_{\max}=3$$

выполняли по формулам (1)–(6) и (9) в следующей последовательности (рис. 3):

$$\bullet n_1^0 = (h-1)K_1^0 = (3-1)5 = 10; n_2^0 = (h-1)K_2^0 = (3-1)2 = 4;$$

$$\bullet (f_{\Sigma}^0)_1 = hK_1^0 = 3 \cdot 5 = 15 \Rightarrow (p_1)_1 = 15; (f_{\Sigma}^0)_2 = hK_2^0 = 3 \cdot 2 = 6;$$

$$\bullet W_{h=3} = [\sum(3-i)n_i] + f - V - 3 = [n_2] - 3 = 6 - 3 = 3;$$

$$\bullet K = 1 + \frac{1}{2}[V + \sum(i-2)n_i] = 1 + \frac{1}{2}n_3 = 1 + \frac{1}{2}8 = 5;$$

$$\bullet q = [(h-1)K + W_{h=3} + 1] - (\bar{n} + f) = [(3-1)5 + 3 + 1] - 14 = 0.$$

В результате структурного C -синтеза путем сборки внешних пар A и B внутри БСГ № 1 (рис. 3, a) с соединением между собой остальных внешних пар C и D , а также E и P разных БСГ № 2 (рис. 3, b) создан ортогональный скла-

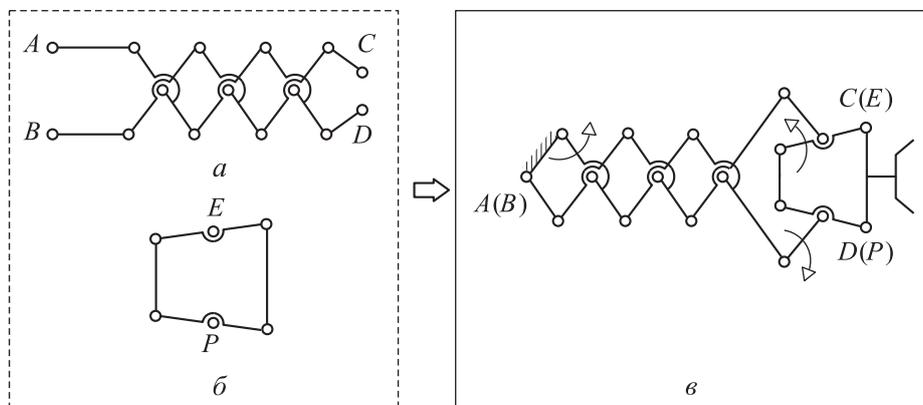


Рис. 3. Результаты парадоксального C -синтеза ортогонального складывающегося манипулятора: a — структурная схема БСГ № 1 ($h=3, f=0, n^0=10, f_{\Sigma}^0=15$); b — структурная схема БСГ № 2 ($h=3, f=0, n^0=4, f_{\Sigma}^0=6$); v — структурная схема РМ ($\bar{n}=14, n_2=6, n_3=8, W=3, q=0$)

дывающийся манипулятор подвижностью $W = 3$, показанный на рис. 3, в.

Направленный синтез и анализ самоустанавливающихся механизмов. Рассмотрим конкретные примеры структурного синтеза и анализа многосвязных механизмов без контурных избыточных связей, работающих во всех возможных h -пространствах в диапазоне $1 \leq h \leq 6$.

Структурный синтез и анализ проведем на основе предложенного универсального алгоритма создания механизмов без избыточных связей и общих аналитических структурных зависимостей (1)–(12).

Пример 1. Синтез механизма вибровозбудителя с динамическими упругими связями в пространстве $h = 1$. Проектирование рычажного механизма с динамическими связями и исходными данными

$$h = 1, f = 0, V = 0, \tilde{K} = 3, K^0 = 0, W = 4, q = 0$$

выполняли по формулам (1)–(7) в следующей последовательности (рис. 4):

- $n^0 = \tilde{K} - f = 3 - 0 = 3 \rightarrow n_2^0 = 3;$
- $f_{\Sigma}^0 = hK^0 + \tilde{K} = 3; f_{\Sigma}^0 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 = 3 \rightarrow p_1 = 3;$
- $W_{h=1} = \sum n_i + f - 1 = \tilde{n} - 1 = 5 - 1 = 4;$
- $q = (W_{h=1} + 1) - \tilde{n} - f = (4 + 1) - 5 = 0.$

В результате структурного синтеза на основе открытой цепи трехзвенной расчетной БСГ (рис. 4, а), замыкаемой N -цепью (рис. 4, б), создан самоустанавливающийся механизм вибровозбудителя, приведенный на рис. 4, в.

Пример 2. Синтез клинового механизма прессы в пространстве движений $h = 2$. Проектирование клинового механизма без избыточных связей с числом контуров $K = 2$ и исходными данными

$$h = 2, f = 0, V = 0, K^0 = K = 2, W = 1, q = 0$$

выполняли по формулам (1)–(6) и (8) в следующей последовательности (рис. 4):

- $n^0 = (h - 1)K^0 = (2 - 1)2 = 2;$
- $f_{\Sigma}^0 = hK^0 = 2 \cdot 2 = 4; f_{\Sigma}^0 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 = 4 \Rightarrow p_1 = 4;$
- $W_{h=2} = \frac{1}{2}(2n_2 + n_3) - 2 = \frac{1}{2}(2 \cdot 2 + 2) - 2 = 1;$
- $K = 1 + \frac{1}{2}(n_3) = 1 + \frac{1}{2}(2) = 2;$
- $q = [(h - 1)K + W_{h=2} + 1] - \tilde{n} = [(2 - 1) \cdot 2 + 1 + 1] - 4 = 0.$

В результате структурного синтеза на основе открытой цепи двухзвенной расчетной БСГ (рис. 5, а), замыкаемой N -цепью (рис. 5, б), создан механизм призматического прессы двухстороннего действия, показанный на рис. 5, в.

Пример 3. Синтез складывающегося механизма платформенного манипулятора с пересекающимися звеньями в пространстве движений $h = 3$. Проектирование складывающегося рычажного пятиконтурного механизма с пересекающимися звеньями и исходными данными

$$h = 3, f = 0, V = 8, K^0 = K = 5, W = 1, q = 0, i_{\max} = 2$$

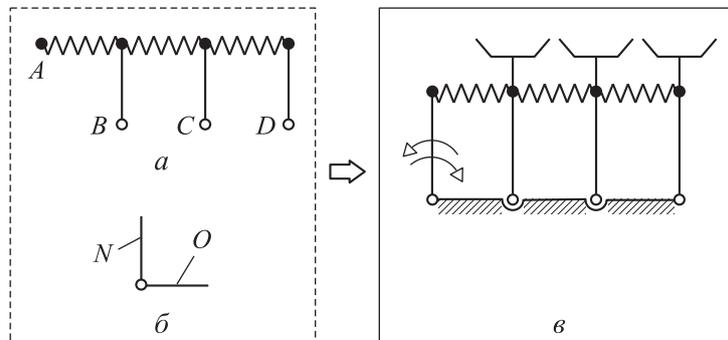


Рис. 4. Результаты структурного синтеза самоустанавливающегося механизма вибровозбудителя с динамическими упругими связями: а — структурная схема БСГ ($h = 1, f = 0, n^0 = 3, f_{\Sigma}^0 = 3$); б — структурная схема N -цепи ($N = 1$); в — структурная схема РМ ($\tilde{n} = 5, n_2 = 4, n_4 = 1, W = 4, q = 0$)

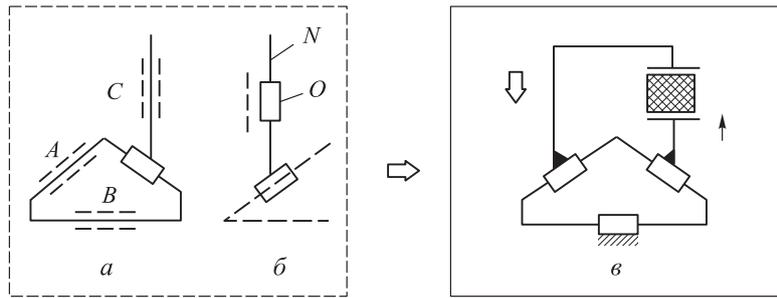


Рис. 5. Результаты структурного синтеза механизма призматического прессы двустороннего действия:

a — структурная схема БСГ ($h=2, f=0, n^0=2, f_\Sigma^0=4$); *б* — структурная схема *N*-цепи ($N=1$); *в* — структурная схема РМ ($\bar{n}=4, n_2=2; n_3=2, W=1, q=0$)

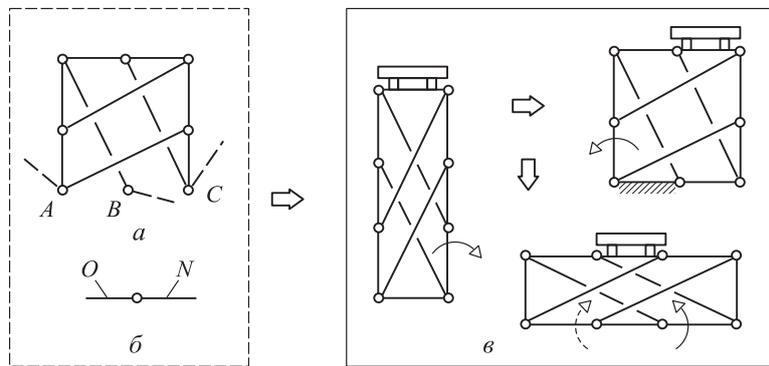


Рис. 6. Результаты структурного синтеза складывающегося механизма платформенного манипулятора с пересекающимися звеньями:

a — структурная схема БСГ ($\bar{n}=n_2=12, V=8, W=1, q=0, f_\Sigma^0=15$); *б* — структурная схема *N*-цепи ($N=1$); *в* — структурная схема РМ ($\bar{n}=n_2=12, V=8, W=1, q=0$)

выполняли по формулам (1)–(6) и (9) в следующей последовательности (рис. 6):

- $n^0 = (h-1)K^0 - f = (3-1) \cdot 5 - 0 = 10 \rightarrow n_2^0 = 10$;
- $f_\Sigma^0 = hK^0 = 3 \cdot 5 = 15$; $f_\Sigma^0 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 \Rightarrow p_1 = 15$;
- $W_{h=3} = n_2 + (f - V - 3) = 12 + (0 - 8 - 3) = 1$;
- $K = 1 + \frac{1}{2}V = 1 + \frac{1}{2} \cdot 8 = 5$;
- $q = [(h-1)K + W_{h=3} + 1] - (\bar{n} + f) = [(3-1) \cdot 5 + 1 + 1] - 12 = 0$.

В результате структурного синтеза на основе открытой цепи десятизвенной расчетной БСГ (рис. 6, *a*), замыкаемой *N*-цепью (рис. 6, *б*), создан механизм с восемью МКШ и пересекающимися двухшарнирными рычажными звеньями, выполненный на уровне изобретений [21] (рис. 6, *в*).

При расчетной подвижности $W = 1$ привод такого складывающегося механизма манипуля-

тора содержит два поочередно работающих вращательных двигателя для перехода через возникающие мертвые положения.

Пример 4. Синтез многовершинного механизма со сложными шарнирами в пространстве движений $h = 3$. Проектирование многовершинных рычажных механизмов с числом контуров $K = 5$, сложными МКШ ($j \geq 2$) и исходными данными

$$h = 3, f = 0, V = 5, K^0 = K = 5, W = 1$$

выполняли по формулам (1)–(6) и (9) в следующей последовательности (рис. 7):

- $n^0 = (h-1)K_h^0 - f = (3-1)5 - 0 = 10$;
- $f_\Sigma^0 = hK^0 = 3 \cdot 5 = 15$; $f_\Sigma^0 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 \Rightarrow p_1 = 15$;
- $W_{h=3} = n_2 - 2n_5 - V - 3 = 11 - 2 \cdot 1 - 5 - 3 = 1$;
- $K = 1 + \frac{1}{2}(V + 3n_5) = 1 + \frac{1}{2}(5 + 3 \cdot 1) = 5$;
- $q = [(h-1)K + W_{h=3} + 1] - (\bar{n} + f) = [(3-1)5 + 1 + 1] - 12 = 0$.

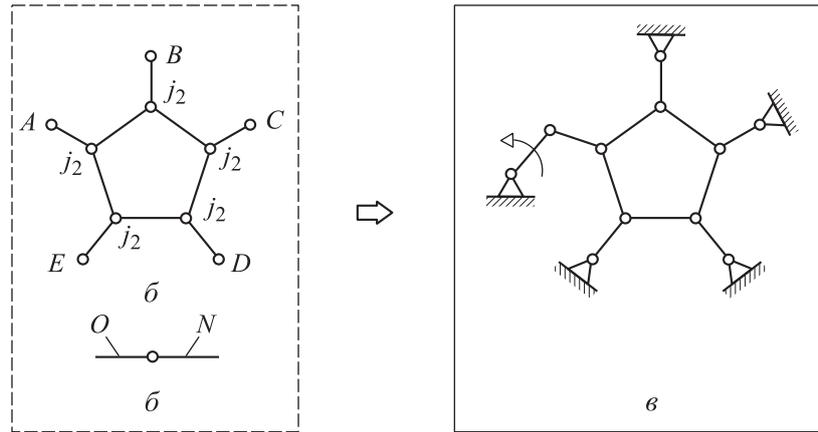


Рис. 7. Результаты структурного синтеза многовершинного механизма со сложными шарнирами:
 а — структурная схема БСГ ($h=3, n^0=10, f_{\Sigma}^0=15, V=5$); б — структурная схема N -цепи ($N=1$);
 в — структурная схема РМ ($\tilde{n}=12, n_2=11, n_5=1, W=1, q=0$)

В результате структурного синтеза на основе открытой цепи десятизвенной расчетной БСГ (рис. 7, а), замыкаемой N -цепью (рис. 7, б), создан двенадцатизвенный многовершинный механизм с двухшарнирными звеньями и пятишарнирной стойкой (рис. 7, в), выполненный на уровне изобретений [22]. Замкнутая кинематическая пятиконтурная цепь механизма содержит пять двухкратных шарниров (j_2), образующих вершины изменяемого пятиугольного замкнутого контура.

Пример 5. Синтез пространственного шарнирного манипулятора в пространстве движений $h = 4$. Проектирование многоконтурного рычажного механизма пространственного манипулятора с числом контуров $K = 2$ и исходными данными

$$h = 4, f = 0, V = 0, K^0 = K = 2, \\ W = 1, q = 0, i_{\max} = 3$$

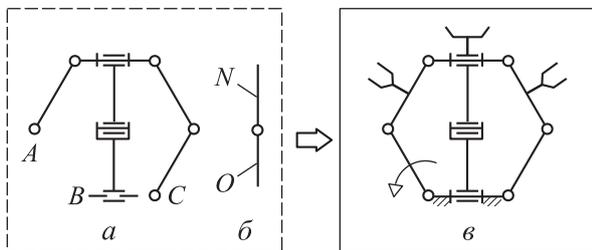


Рис. 8. Результаты структурного синтеза пространственного шарнирного манипулятора (линейного транслятора):

а — структурная схема БСГ ($h=4, n^0=6, f_{\Sigma}^0=8$);
 б — структурная схема N -цепи ($N=1$);
 в — структурная схема РМ ($\tilde{n}=8, n_2=6, n_3=2, W=1, q=0$)

выполняли по формулам (1)–(6) и (10) в следующей последовательности (рис. 8):

- $n^0 = (h-1)K^0 - f = (4-1)2 = 6 \rightarrow$
 $\rightarrow n_2^0 + n_3^0 = 6 \rightarrow n_2^0 = 5, n_3^0 = 1;$
- $f_{\Sigma}^0 = hK^0 = 4 \cdot 2 = 8; f_{\Sigma}^0 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 = 8 \Rightarrow$
 $\Rightarrow p_1 = 8;$
- $W_{h=4} = \frac{1}{2} [\sum (8-3i)n_i] + \left(f - \frac{3}{2}V - 4 \right) \times$
 $\times \frac{1}{2} [2n_2 - n_3] - 4 = \frac{1}{2} [2 \cdot 6 - 2] - 4 = 1;$
- $K = 1 + \frac{1}{2}(n_3) = 1 + \frac{1}{2} \cdot 2 = 2;$
- $q = [(h-1)K + W_{h=4} + 1] - (\tilde{n} + f) =$
 $= [(4-1)2 + 1 + 1] - 8 = 0.$

Результаты структурного синтеза на основе открытой цепи шестизвенной расчетной БСГ (рис. 8, а), замкнутой N -цепью (рис. 8, б), приведены на рис. 8, в. Полученный механизм представляет выполненный на уровне изобретений [23] пространственный шарнирный манипулятор, применяемый в качестве линейного транслятора, преобразующего вращательное движение на входе в поступательное выходной платформы (параллельно стойке и без использования поступательных пар).

Пример 6. Синтез механизма пространственного трехъестного вибростмесителя в пространстве движений $h = 5$. Проектирование двухконтурного рычажного механизма с применением МКШ ($V = 2$) и всех однопо-

движных вращательных пар ($H = 1, f = 0$) при исходных данных

$$h = 5, f = 0, V = 2, K^0 = K = 2,$$

$$W = 1, q = 0, i_{\max} = 2$$

выполняли по формулам (1)–(6) и (11) в следующей последовательности (рис. 9):

$$\bullet n^0 = (h-1)K^0 - f = (5-1)2 = 8 \rightarrow n_2^0 = 8;$$

$$\bullet f_{\Sigma}^0 = hK^0 = 5 \cdot 2 = 10; f_{\Sigma}^0 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 = 10 \Rightarrow p_1 = 10;$$

$$\bullet W_{h=5} = [(5-2i)n_i] + (f - 2V - 5) = [n_2] + (f - 2V - 5) = [10] + (0 - 2 \cdot 2 - 5) = 1;$$

$$\bullet K = 1 + \frac{1}{2}(V) = 1 + \frac{1}{2}2 = 2;$$

$$\bullet q = [(h-1)K + W_{h=5} + 1] - (\tilde{n} + f) = [(5-1) \cdot 2 + 1 + 1] - 10 = 0.$$

Результаты структурного синтеза механизма на основе открытой цепи восьмизвенной расчетной БСГ (рис. 9, а), замыкаемой N -цепью (рис. 9, б), приведены на рис. 9, в.

Полученный механизм представляет собой выполненный на уровне изобретений [24] шарнирный привод трехъемкостного пространственного виброресмесителя с одним приводным двигателем. Отличительная особенность такого механизма заключается в том, что девятизвенная расчетная БСГ нулевой подвижности (см. рис. 9, а) не является группой Ассур [2, 10]. При этом синтезированный механизм с двумя двойными шарнирами (j_2) сначала компактно собирается только в одной плоскости, а затем работает в объемном пространстве [26].

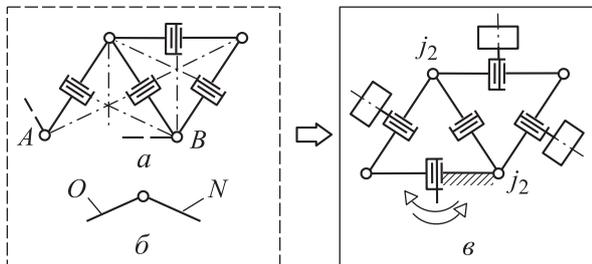


Рис. 9. Результаты структурного синтеза механизма пространственного трехъемкостного виброресмесителя:

а — структурная схема БСГ ($h = 5, f = 0, n^0 = 8, f_{\Sigma}^0 = 10$);

б — структурная схема N -цепи ($N = 1$);

в — структурная схема РМ

($\tilde{n} = 10, n_2 = 10, V = 2, W = 1, q = 0$)

Пример 7. Синтез двухплатформенного параллельного манипулятора относительно го манипулирования в пространстве движений $h = 6$. Проектирование пространственного двухплатформенного манипулятора параллельной структуры с четырьмя подвижными составными опорами и их вращательными приводами, образующими три независимых замкнутых контура, при исходных данных

$$h = 6, f = 9, V = 0, K^0 = K = 3,$$

$$W = 4, q = 0, i_{\max} = 4$$

выполняли в следующей последовательности (рис. 10):

$$\bullet n^0 = (h-1)K^0 - f = (6-1)3 - 9 = 6n_2^0 + n_3^0 = 6 \rightarrow n_2^0 = 4, n_3^0 = 2;$$

$$\bullet f_{\Sigma}^0 = hK^0 = 6 \cdot 3 = 18; f_{\Sigma}^0 = p_1 + 2p_2 + 3p_3 = 18 \Rightarrow p_1 = 4, p_3 = p_1 = 4, p_2 = 1;$$

$$\bullet W_{h=6} = \frac{1}{2}[\sum(12-5i)n_i] + \left(f - \frac{5}{2}V - 6\right) = \frac{1}{2}[2n_2 - 3n_3 - 8n_4] + \left(f - \frac{5}{2}V - 6\right) = 4;$$

$$\bullet K = 1 + \frac{1}{2}(V + n_3 + 2n_4) = 1 + \frac{1}{2}(0 + 2 + 2 \cdot 1) = 3;$$

$$\bullet q = [(h-1)K + W_{h=6} + 1] - (\tilde{n} + f) = [(6-1)3 + 4 + 1] - 11 = 0.$$

Результаты структурного синтеза механизма на основе пространственной открытой шестизвенной расчетной БСГ (рис. 10, а), содержащей четыре трехподвижных сферических шарнира (p_3) и одно двухподвижное соединение (p_2), приведены на рис. 10, в.

Полученный механизм представляет собой синтезированный на уровне изобретений [25] пространственный двухплатформенный манипулятор параллельной структуры для относительного манипулирования в аддитивных технологиях с групповыми технологическими операциями.

Для сборки двух подвижных платформ применена выполненная на уровне изобретений [26] компактная быстроразборная двухподвижная вращательная кинематическая пара (p_2).

Пример 8. Синтез неоднородного механизма манипулятора в смешанном пространстве движений $h = var$. По сравнению с созданием однородных механизмов ($h = const$) структурный синтез и анализ неоднородных механизмов

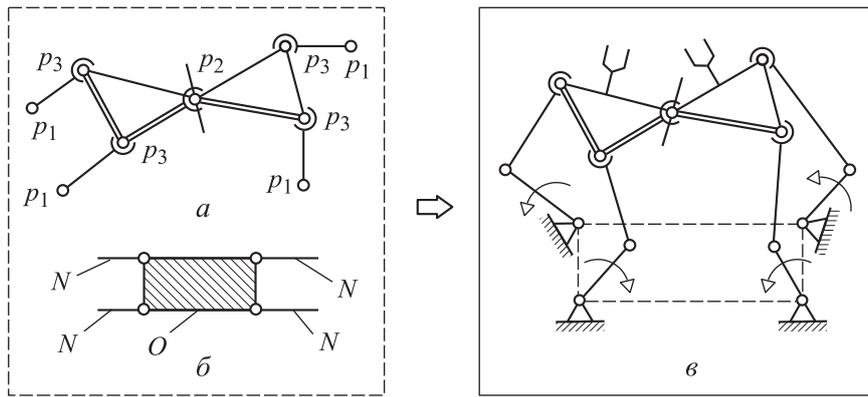


Рис. 10. Результаты структурного синтеза пространственного двухплатформенного манипулятора параллельной структуры:
 а — структурная схема БСГ ($h=6, f=9, n^0=6, f_{\Sigma}^0=18$); б — структурная схема N-цепи ($N=4$);
 в — структурная схема РМ ($\tilde{n}=11, n_2=8, n_3=2, n_4=1, W=4, q=0$)

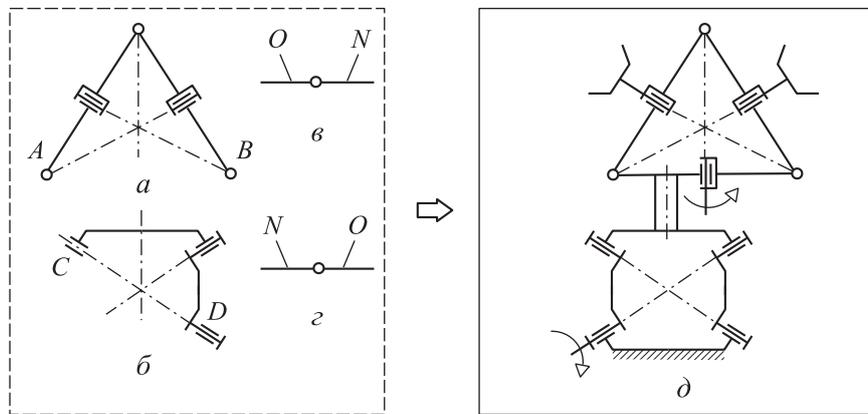


Рис. 11. Результаты структурного синтеза неоднородного механизма комбинированного пространственного манипулятора:
 а и б — структурные схемы БСГ № 1 ($h=3, n^0=2, f_{\Sigma}^0=3$) и БСГ № 2 ($h=5, n^0=4, f_{\Sigma}^0=5$);
 в и з — структурные схемы N-цепей № 1 и 2; д — структурная схема РМ ($\tilde{n}=9, n_2=8, n_4=1, W=2, q=0$)

($h = \text{var}$) является более сложной задачей и требует применения новой универсальной структурной формулы подвижности (5).

Рассмотрим процесс образования многоконтурных механизмов без избыточных связей на примере двухконтурного, в котором один замкнутый контур работает в пространстве $h = 3$, а другой — в пространстве $h = 5$, что обеспечивает создание комбинированной структуры манипулятора.

Проектирование неоднородного самоустанавливающегося механизма с исходными данными

$$h = 3(K_{h=3} = 1), h = 5(K_{h=5} = 1), f = 0, V = 0, \\ \sum K_h^0 = K = 2, W = 2, q = 0$$

выполняли по формулам (1)–(6) в следующей последовательности (рис. 11):

- $\begin{cases} n_{h=3}^0 = (h-1)K_{h=3}^0 = (3-1)1 = 2; \\ f_{\Sigma}^0 = hK_{h=3}^0 = 3 \cdot 1 = 3; \end{cases}$
- $\begin{cases} n_{h=5}^0 = (h-1)K_{h=5}^0 = (5-1)1 = 4; \\ f_{\Sigma}^0 = hK_{h=5}^0 = 5 \cdot 1 = 5 \rightarrow p_1 = 3 + 5 = 8; \end{cases}$
- $W_h = \frac{1}{2}(V + \sum in_i) - \sum hK_h + f = \frac{1}{2}(2n_2 + 4n_4) - \sum hK_h = \frac{1}{2}(2 \cdot 8 + 4 \cdot 1) - (3 \cdot 1 + 5 \cdot 1) = 2;$
- $K = 1 + \frac{1}{2}(2n_4) = 1 + \frac{1}{2}(2 \cdot 1) = 2;$
- $q = [\sum (h-1)K_h + W_h + 1] - (\tilde{n} + f) = [(3-1)1 + (5-1)1 + 2 + 1] - 9 = 0.$

Результаты структурного синтеза механизма на основе расчетных БСГ № 1 (рис. 11, а) и БСГ № 2 (рис. 11, б) приведены на рис. 11, д.

Полученный механизм представляет собой синтезированный на уровне изобретений [24] девятизвенный шарнирный механизм комбинированного пространственного манипулятора параллельной структуры. Общим свойством составляющих манипулятор сферического ($h = 3$) и пространственного ($h = 5$) механизмов является сборка их звеньев в плоскости и движение в пространстве.

Выводы

1. Предлагаемый принцип образования самоустанавливающихся механизмов на основе расчетных плоских и пространственных БСГ обеспечивает на этапе проектирования направленный структурный синтез разных типов РМ с низшими и высшими парами без избыточных связей при сборке всех замкнутых контуров кинематических структур.

2. Все синтезированные механизмы могут содержать как одно-, так и многоподвижные КП, работать в диапазоне разных h -пространств движений и представляют собой выполненные на уровне изобретений [20–26] разнообразные механизмы и устройства (механизмы параллельной структуры, платформенные и складывающиеся манипуляторы, вибровозбудитель с динамическими связями, грейфер, многоемкостный вибросмеситель и др.).

3. Полная работоспособность ($W \geq 1, q = 0$) синтезированных многоконтурных плоских и пространственных механизмов [21–25] подтверждена их расчетом по предложенным универсальным структурным формулам, а также действующими моделями синтезированных рычажных механизмов.

Литература

- [1] Артоболовский И.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, URSS, 2019. 640 с.
- [2] Ассур Л.В. *Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации*. Москва, Изд-во АН СССР, 1952. 529 с.
- [3] Глазунов В.А., ред. *Новые механизмы в современной робототехнике*. Москва, Техносфера, 2018. 315 с.
- [4] Кожевников С.Н. *Основания структурного синтеза механизмов*. Киев, Наукова Думка, 1979. 231 с.
- [5] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2000. 903 с.
- [6] Тимофеев Г.А., ред. *Теория механизмов и механика машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 566 с.
- [7] Коловский М.З., Евграфов А.Н., Семенов Ю.А. и др. *Теория механизмов и машин*. Москва, Академия, 2006. 560 с.
- [8] Вульфсон И.И., Ерихов М.Л., Коловский М.З. и др. *Механика машин*. Москва, Высшая школа, 1996. 511 с.
- [9] Пожбелко В.И. *Инерционно-импульсные приводы машин с динамическими связями*. Москва, Машиностроение, 1989. 132 с.
- [10] Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. *Система проектирования плоских рычажных механизмов*. Москва, Машиностроение, 1988. 230 с.
- [11] Решетов Л.Н. *Самоустанавливающиеся механизмы*. Москва, Машиностроение, 1979. 334 с.
- [12] Смелягин А.И. *Структура машин, механизмов и конструкции*. Москва, Инфра-М, 2019. 387 с.
- [13] Kong X., Gosselin C. Type synthesis of parallel mechanisms. *Springer*, 2007. 276 p.
- [14] Pozhbelko V.I. A unified structure theory of multibody open-, closed-, and mixed-loop mechanical systems with simple and multiple joint kinematic chains. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 100, pp. 1–16, doi: <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.01.001>
- [15] Пожбелко В.И. Универсальный алгоритм синтеза структурных схем сложных одноподвижных и многоподвижных рычажных механизмов. *Современное машиностроение. Наука и образование*, 2022, № 11, с. 91–100.
- [16] Умнов Н.В., Сильвестров Э.Е. Использование методов гомотопии при синтезе механизмов. *Сб. док. межд. конф. по теории механизмов и машин*. Краснодар, Кубанский ГТУ, 2006, с. 47–48.

- [17] Pozhbelko V. Type synthesis method of planar and spherical mechanisms using the universal structural table with all possible link assortments. IFToMM WC-2019. *Springer*, 2019, pp. 1517–1526, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-20131-9_150
- [18] Pozhbelko V. A new molecular approach for creative design of multiloop linkages and planetary gear mechanisms via novel NTG-Graph representation. MMSE-2023. *Springer*, 2023, pp. 21–34, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-48851-1_3
- [19] Пожбелко В.И. Единая теория структуры, синтеза и анализа многозвенных механических систем с геометрическими, гибкими и динамическими связями звеньев. Часть 2. Предельные теоремы и области существования. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 11, с. 36–52, doi: <http://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-11-36-52>
- [20] Pozhbelko V., Kuts E. A new general methodology for the topological structure analysis of multiloop mechanisms with multiple joints and crossing links. In: *New advances in mechanisms, mechanical transmissions and robotics*. *Springer*, 2020, pp. 155–163, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-60076-1_14
- [21] Пожбелко В.И. Шарнирный платформенный манипулятор. Патент РФ 2751782. Заявл. 07.07.2020, опубл. 16.07.2021.
- [22] Пожбелко В.И. Шарнирный многовершинный механизм. Патент РФ 2777123. Заявл. 07.04.2022, опубл. 01.08.2022.
- [23] Пожбелко В.И. Шарнирный механизм. Патент РФ 2753064. Заявл. 24.02.2021, опубл. 11.08.2021.
- [24] Пожбелко В.И. Пространственный манипулятор. Патент РФ 2758377. Заявл. 24.02.2021, опубл. 28.10.2021.
- [25] Пожбелко В.И. Пространственный манипулятор относительного манипулирования. Патент РФ 2758374. Заявл. 24.02.2021, опубл. 28.10.2021.
- [26] Пожбелко В.И. Двухподвижная вращательная кинематическая пара. Патент РФ 2755441. Заявл. 16.03.2021, опубл. 16.09.2021.

References

- [1] Artobolevskiy I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, URSS Publ., 2019. 640 p. (In Russ.).
- [2] Assur L.V. *Issledovanie ploskikh sterzhnevyykh mekhanizmov s nizshimi parami s tochki zreniya ikh struktury i klassifikatsii* [Study of flat bar mechanisms with inferior pairs in terms of their structure and classification]. Moscow, Izd-vo AN SSSR Publ., 1952. 529 p. (In Russ.).
- [3] Glazunov V.A., ed. *Novye mekhanizmy v sovremennoy robototekhnike* [New mechanisms in modern robotics]. Moscow, Tekhnosfera Publ., 2018. 315 p. (In Russ.).
- [4] Kozhevnikov S.N. *Osnovaniya strukturnogo sinteza mekhanizmov* [Fundamentals of structural synthesis of mechanisms]. Kiev, Naukova Dumka Publ., 1979. 231 p. (In Russ.).
- [5] Kraynev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamentalnyy slovar* [Mechanics of machines. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 903 p. (In Russ.).
- [6] Timofeev G.A., ed. *Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin* [Theory of mechanisms and machine mechanics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017. 566 p. (In Russ.).
- [7] Kolovskiy M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Yu.A. et al. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Akademiya Publ., 2006. 560 p. (In Russ.).
- [8] Vulfson I.I., Erikhov M.L., Kolovskiy M.Z. et al. *Mekhanika mashin* [Mechanics of machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1996. 511 p. (In Russ.).
- [9] Pozhbelko V.I. *Inertsionno-impulsnye privody mashin s dinamicheskimi svyazyami* [Inertia-pulse drives of machines with dynamic linkages]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 132 p. (In Russ.).
- [10] Peysakh E.E., Nesterov V.A. *Sistema proektirovaniya ploskikh rychazhnykh mekhanizmov* [Flat lever mechanism design system]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988. 230 p. (In Russ.).
- [11] Reshetov L.N. *Samoustanavlivayushchiesya mekhanizmy* [Self-aligning mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979. 334 p. (In Russ.).
- [12] Smelyagin A.I. *Struktura mashin, mekhanizmov i konstruksii* [Structure of machines, mechanisms and design]. Moscow, Infra-M Publ., 2019. 387 p. (In Russ.).
- [13] Kong X., Gosselin C. Type synthesis of parallel mechanisms. *Springer*, 2007. 276 p.

- [14] Pozhbelko V.I. A unified structure theory of multibody open-, closed-, and mixed-loop mechanical systems with simple and multiple joint kinematic chains. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 100, pp. 1–16, doi: <http://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.01.001>
- [15] Pozhbelko V.I. Universal algorithm for the synthesis of structural schemes of complex single and multi-moving lever mechanisms. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie*, 2022, no. 11, pp. 91–100. (In Russ.).
- [16] Umnov N.V., Silvestrov E.E. [Using homotopy methods for mechanism synthesis.]. *Sb. dok. mezhd. konf. po teorii mekhanizmov i mashin* [Proc. Int. Conf. on. Mechanisms and Machine Theory]. Krasnodar, Kubanskiy GTU Publ., 2006, pp. 47–48. (In Russ.).
- [17] Pozhbelko V. Type synthesis method of planar and spherical mechanisms using the universal structural table with all possible link assortments. IFToMM WC-2019. *Springer*, 2019, pp. 1517–1526, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-20131-9_150
- [18] Pozhbelko V. A new molecular approach for creative design of multiloop linkages and planetary gear mechanisms via novel NTG-Graph representation. *MMSE-2023. Springer*, 2023, pp. 21–34, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-48851-1_3
- [19] Pozhbelko V.I. A unified theory of structure, synthesis and analysis of multibody mechanical systems with geometrical, flexible and dynamic connections. Part 2. Limiting theorems and existence areas. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2020, no. 11, pp. 36–52, doi: <http://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-11-36-52> (in Russ.).
- [20] Pozhbelko V., Kuts E. A new general methodology for the topological structure analysis of multiloop mechanisms with multiple joints and crossing links. In: *New advances in mechanisms, mechanical transmissions and robotics. Springer*, 2020, pp. 155–163, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-60076-1_14
- [21] Pozhbelko V.I. *Sharnirnyy platformennyy manipulyator* [Hinged platform manipulator]. Patent RU 2751782. Appl. 07.07.2020, publ. 16.07.2021. (In Russ.).
- [22] Pozhbelko V.I. *Sharnirnyy mnogovershinnyy mekhanizm* [Hinged multiple mechanism]. Patent RU 2777123. Appl. 07.04.2022, publ. 01.08.2022. (In Russ.).
- [23] Pozhbelko V.I. *Sharnirnyy mekhanizm* [Pivot mechanism]. Patent RU 2753064. Appl. 24.02.2021, publ. 11.08.2021. (In Russ.).
- [24] Pozhbelko V.I. *Prostranstvennyy manipulyator* [Spatial manipulator]. Patent RU 2758377. Appl. 24.02.2021, publ. 28.10.2021. (In Russ.).
- [25] Pozhbelko V.I. *Prostranstvennyy manipulyator odnositel'nogo manipulirovaniya* [Spatial relative manipulator]. Patent RU 2758374. Appl. 24.02.2021, publ. 28.10.2021. (In Russ.).
- [26] Pozhbelko V.I. *Dvukhpodvizhnaya vrashchatelnaya kinematicheskaya para* [Two-degrees-of-freedom rotational kinematic pair]. Patent RU 2755441. Appl. 16.03.2021, publ. 16.09.2021. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 08.04.2024

Информация об авторе

ПОЖБЕЛКО Владимир Иванович — заслуженный работник высшей школы РФ, доктор технических наук, профессор. ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (454080, Челябинск, Российская Федерация, проспект Ленина, д. 76, e-mail: pozhbelkovi@susu.ru).

Information about the author

POZHBELKO Vladimir Ivanovich — Honored Worker of Higher School of the Russian Federation, Doctor of Science (Eng.), Professor. Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education — South Ural State University (National Research University) (454080, Chelyabinsk, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 76, e-mail: pozhbelkovi@susu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Пожбелко В.И. Структурный синтез и анализ подвижности самоустанавливающихся механизмов на основе базовых структурных групп для разных областей техники. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 7, с. 14–28.

Please cite this article in English as:

Pozhbelko V.I. Structural synthesis and analysis of the self-aligning mechanisms mobility based on the structural groups for various branches of technology. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 7, pp. 14–28.