

Расчет и конструирование машин

УДК 621.01

**Универсальная теория структуры,
общие свойства и алгоритмы
направленного синтеза и анализа
статически определимых
механических систем.**

**Часть 2. Направленный структурный
синтез и анализ**

В.И. Пожбелко

Представлена практическая реализация универсальной теории структуры (ч. 1, № 1, 2014), приведены алгоритмы и примеры направленного структурного синтеза и анализа на основе целочисленных решений разнообразных семейств плоских и пространственных, однородных и неоднородных самоустанавливающихся механических систем оптимальной структуры (одно- и многоподвижные механизмы, фермы, незамкнутые кинематические цепи манипуляторов), содержащих заданное число замкнутых контуров, требуемый набор многократных шарниров и расчетный ассортимент многовершинных звеньев с заданным ограничением их сложности. Рассмотрены типовые задачи конструирования из разных областей машиностроения многозвенных шарнирно-рычажных механических систем без вредных избыточных связей: тяговый привод локомотива для синхронной передачи вращения от одного двигателя сразу на все тяговые колеса; направляющий привод многорукого робота-манипулятора; статически определимые фермы многопролетных мостов; пространственный шарнирный механизм обрабатывающего центра для перемещения подвижной верхней плоскости с закрепленным на ней инструментом относительно зафиксированной детали. Приведен пример направленного конструирования многосателлитного планетарного механизма со всеми равномерно нагруженными сателлитами при передаче через него по-



ПОЖБЕЛКО
Владимир Иванович
(Южно-Уральский
государственный университет)

POZHBELKO
Vladimir Ivanovich
(Chelyabinsk, Russia Federation,
South Ural State University)

тока мощности для его применения в автоматических коробках передач мощных автомобилей и тракторов.

Ключевые слова: структурный синтез и анализ, механизм, плоские и пространственные механические системы, ферма, робот.

Universal theory of structures, general properties and algorithms for the directed synthesis and analysis of statically determinate mechanical systems. Part 2. Directed structural synthesis and analysis

V.I. Pozhbelko

A universal theory of structures (see Part 1) is implemented. The algorithms and examples of directed structural synthesis and analysis are based on integer solutions for various plane and three-dimensional, homogeneous and heterogeneous self-adjusting mechanical systems of optimal structure (single- and multi-axis mechanisms, trusses, open kinematic chain manipulators). They contain the prescribed number of loops, the required set of multiple joints and the design range of multivertex links with restricted complexity. Typical design problems are considered for multilink hinged-lever mechanical systems without harmful redundant links: a locomotive traction drive providing synchronous rotation of all wheels, a multi-arm robot directional drive, statically determinate trusses of multi-span bridges, a work-center spatial link mechanism providing motion of its upper movable flat surface with a fixed tool relative to a fixed workpiece. An example of the directed design of a multi-satellite planetary gear with uniformly loaded satellite gears to be used in automatic transmissions of high-powered cars and tractors is considered.

Keywords: structural synthesis and analysis, mechanism, planar and spatial mechanical systems, truss, robot.

Структурный анализ многозвенных механических систем. Алгоритм структурного анализа.

1. По структурной схеме анализируемой механической системы для каждого из замкнутых контуров определяется число h необходимых для замыкания данного контура независимых перемещений звеньев и устанавливается тип строения данной системы (однородная или неоднородная). При наличии в многозвенных механических системах одноподвижных поступательных кинематических пар они так же учитываются, как однократные одноподвижные шарниры.

2. В кинематической цепи исследуемой системы определяется число одно- и многошарнирных звеньев n_1, n_2, \dots, n_i (вместе со стойкой и с учетом в качестве условных шарниров и поступательных пар, если они есть), а также число различных многократных шарниров $(v_2, v_3, v_4, \dots, v_j)$.

3. Рассчитывается число степеней свободы (DOF) по одной из представленных в работе [1] универсальных формул (2a)–(2в) (например, получается $W = 1$).

4. Составляется цифровой код строения исследуемой системы [1, формула (7)] и производится его сравнение со стандартными кодами строения из универсальной структурной табл. 1 [1]:

а) совпадение составленного кода строения с одним из 89 стандартных кодов, приведенных в табл. 1 [1] автоматически означает отсутствие вредных избыточных связей и статическую определимость данной одноподвижной механической системы при ее работе в пространстве движений $h = 3$;

б) выявленное несовпадение составленного и стандартного кодов строения [1, табл. 1] указывает конкретные пути перестройки исходной системы для устранения дефектов структуры, приводящих к вредным избыточным связям (примеры перестройки рассмотрены в статьях [2, 3]);

в) диапазон анализируемых и синтезируемых механических систем может быть предельно расширен на основе представленных в работе [1] универсальных структурных таблиц, содержащих все множество рассчитанных по VIP-модели (6б) стандартных кодов правильного строения статически определимых

ферм ($W = 0$), а также самоустанавливающихся одноподвижных ($W = 1$) и многоподвижных ($W = 2, W = 3, W = 4, W = 5$) механизмов.

5. Для структурных схем, например, роботов и манипуляторов, по новому критерию [4] рассчитываются размеры возникающей в реальных механизмах (из-за зазоров в подвижных соединениях звеньев, приводящих к внутрицикловому вырождению кинематических пар) области неуправляемых особых положений повышенной подвижности с учетом которой рабочая зона эксплуатации робота (singularity zones) уменьшается. В настоящее время эта задача в упрощенном виде сводится [5] к рассмотрению в теории механизмов и машин идеализированных беззазорных механизмов, для которых традиционно применяемый и равный нулю определитель матрицы Якоби выявляет только единичное нулевое особое положение (вместо всей области $\gamma > 0$ [4]), что не соответствует действительности [6]. Согласно теоретическим расчетам на основе выполненной визуализации и численного моделирования внутрициклового вырождения кинематических пар величина рассчитываемой [4] неуправляемой области γ может составлять до 20...30° по углу поворота кривошипа (при этих расчетах в формулу (6) [4] следует первое слагаемое в числителе расчетной дроби подставлять в первой степени).

Примеры структурного анализа и определения W .

Задача 1. Для представленной на рис. 1, а плоской однородной ($h = 3$) механической системы определить: а) число степеней свободы (степень подвижности) W ; б) число взаимно независимых изменяемых замкнутых контуров K и уровень сложности системы Y ; в) наличие избыточных связей в заданном пространстве движений $h = 3$ и указать пути их устранения.

Решение 1. По новой структурной формуле подвижности (2 д) [1] для данной структурной схемы ($n_2 = 4, i \leq 3$) $W = n_2 - 3 = 4 - 3 = 1$.

2. Для рассматриваемой системы ($W = 1, \tilde{n} = 24$) число взаимно независимых изменяемых замкнутых контуров K определяется по теореме II [1]: $K = 0,5(\tilde{n} - W - 1) = 0,5(24 - 1 - 1) = 11$.

3. Уровень сложности анализируемой системы $Y = K - 1 = 11 - 1 = 10$.

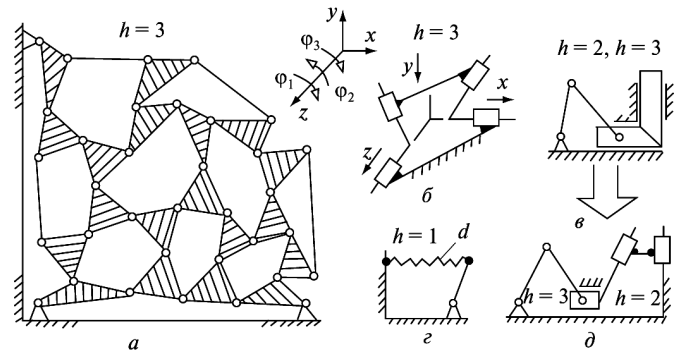


Рис. 1. Структурные схемы сложных многозвенных механических систем с изменяемыми замкнутыми контурами разных классов ($h=1; h=2; h=3$)

4. Проверка выполнения представленного в работе критерия правильного строения (10 б) [1] при значениях $W = 1, K = 11, \tilde{n} = 24$: $(W + 1) + 2K = \tilde{n}$; $(1 + 1) + 2 \cdot 11 = 24$; $24 = 24$, показывает, что в заданном пространстве движений ($h = 3$) в плоской схеме данного механизма избыточные связи отсутствуют (т. е. механизм является статически определимым).

Задача 2. Определить подвижность изображенной на рис. 1, б пространственной одноконтурной механической системы с поступательными кинематическими парами ($h = 3$).

Решение. По новой структурной формуле подвижности (2 д) [1] для данной механической системы ($\tilde{n} = 4, n_2 = 4$) $W = n_2 - 3 = 4 - 3 = 1$.

Задача 3. Определить подвижность представленной на рис. 1, в неоднородной двухконтурной ($h=2, h=3$) шарнирно-рычажно-клиновой плоской 5-звенной механической системы.

Решение. По новой универсальной структурной формуле (2а) [1]

$$W = (\tilde{n} - 1) - \sum_{h=2}^{h=3} (h - 1)K_h =$$

$$= (5 - 1) - (2 - 1) \cdot 1 - (3 - 1) \cdot 1 = 1.$$

Задача 4. Определить подвижность приведенной на рис. 1, г 2-звенной одноконтурной механической системы с динамической связью d ($h = 1, n_1 = 0, n_2 = 2$).

Решение. По новой универсальной структурной формуле (2в) [1]

$$W = 0,5(h + 1)n_1 + n_2 - h =$$

$$= 0,5(1 + 1) \cdot 0 + 2 - 1 = 1.$$

Задача 5. Для синтезированного на рис. 2 плоского шарнирно-рычажного механизма с кодом строения $n_2 n_3 n_4 n_5 n_6 / v = 64200 / 0$, где $n_2 = 6$ (зубчатые зацепления трех сателлитов), $n_3 = 4$ (три сателлита и плавающая центральная шестерня), $n_4 = 2$ (водило и неподвижное центральное колесо), $n_5 = 0$; $n_6 = 0$ определить подвижность W , число взаимно независимых изменяемых замкнутых контуров K в его структурной схеме, установить наличие вредных избыточных связей и выбрать пути их устранения.

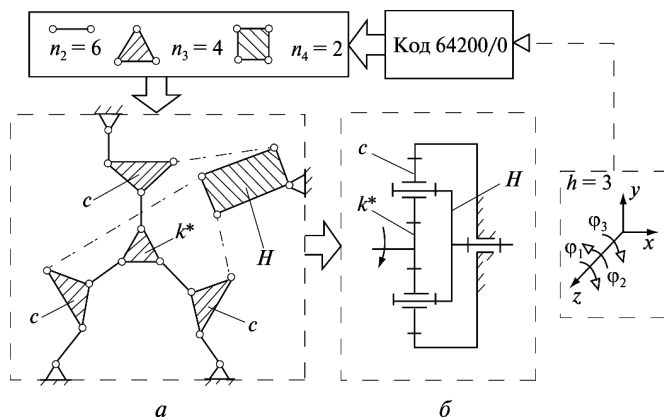


Рис. 2. Синтезированные 12-звенный шарнирно-рычажный (а) и 6-звенный (б) равномерно нагруженный трехсателлитный планетарный ($k_0 = 3$) механизмы — 5-контурные аналоги ($K = 5$) с одинаковым кодом строения:

$$a - \tilde{n} = 12 \quad (W = 1, K = 5; D = 0);$$

$$b - k_0 = 3 \quad (W = 1, K = 5; D = 0)$$

Решение 1. Число степеней свободы (степень подвижности) представленного механизма рассчитываем по новой структурной формуле подвижности (2д) [1]:

$$W = (n_2 - 3) - n_4 = (6 - 3) - 2 = 1.$$

2. Число замкнутых контуров $K = 5$ (число цифр в числителе данного кода строения).

3. Наличие этого кода строения 64200 / 0 в универсальной структурной табл. 1 [1] означает, что данный механизм при работе в пространстве движений $h = 3$ не содержит избыточных связей.

Направленный структурный синтез самоустанавливающихся механизмов и статически определимых ферм по условию $D = 0$. Способ № 1. Алгоритм направленного структурного синтеза статически определимых механических систем состоит из двух этапов:

1) целочисленное решение представленной в работе [1] структурной математической VIP-модели (6б) определяет все количественные наборы многошарнирных звеньев $(n_2, n_3, n_4, \dots, n_i)$ многозвенных механизмов с заданной подвижностью W и допускаемым числом изменяемых замкнутых контуров K и многократных шарниров v ($v = 0$ или $v > 0$);

2) составляется искомая структурная схема синтезируемого механизма из полученных наборов многошарнирных звеньев и многократных шарниров, определяющих код требуемого строения статически определимой кинематической цепи $n_2 n_3 n_4 \dots n_i / v$.

На рисунках 3 и 4 представлены алгоритм и результаты направленного структурного синтеза по способу № 1, полученные при решении следующей практической задачи: составить структурную схему передачи синхронного вращения от одного двигателя $W = 1$ сразу на пять различных тяговых колес, сблокированных с пятью параллельными кривошипами, без применения в приводе зубчатых колес (входные параметры синтеза — $W = 1, K = 4, D = 0$). Данная конструкторская задача возникает, например, при создании тягового привода электровозов, многошпиндельных обрабатывающих центров и автоматических линий. Найденные ранее по способу № 1 все четыре возможных структурных решения VIP-модели (6б) для более простой задачи (создание рычажного привода от одного двигателя сразу на три тяговых колеса) представлены в работе [3].

Структурная математическая модель (6б) в данной, более сложной, задаче представляет собой следующую систему совместных линейных алгебраических определяющих уравнений:

$$\begin{cases} D = n_2 - (n_4 + 2n_5) - (W + v + 3) = 0; \\ \tilde{n} = n_2 + n_3 + n_4 + n_5 = (W + 1) + 2K \Rightarrow 10. \end{cases}$$

Все семь возможных целочисленных структурных решений этой системы приведены на рис. 3 (для механизмов без многократных шарниров — случай $v = 0$) и на рис. 4 (для механизмов с многократными шарнирами — случай $v \neq 0$).

По мнению автора данной статьи, синтезированные на рис. 3 и 4 структурные схемы (без

избыточных связей в плоскости передачи потока мощности) шарнирного привода, например, локомотива, являются конструктивно более простыми и компактными по сравнению с известным на уровне изобретений [7] передаточным механизмом современного электровоза, который для передачи синхронного вращения даже только на три (не на пять!) тяговых колеса [7, с. 211, рис. 4.38, а] уже содержит большой комплект из 11 промежуточных зубчатых колес.

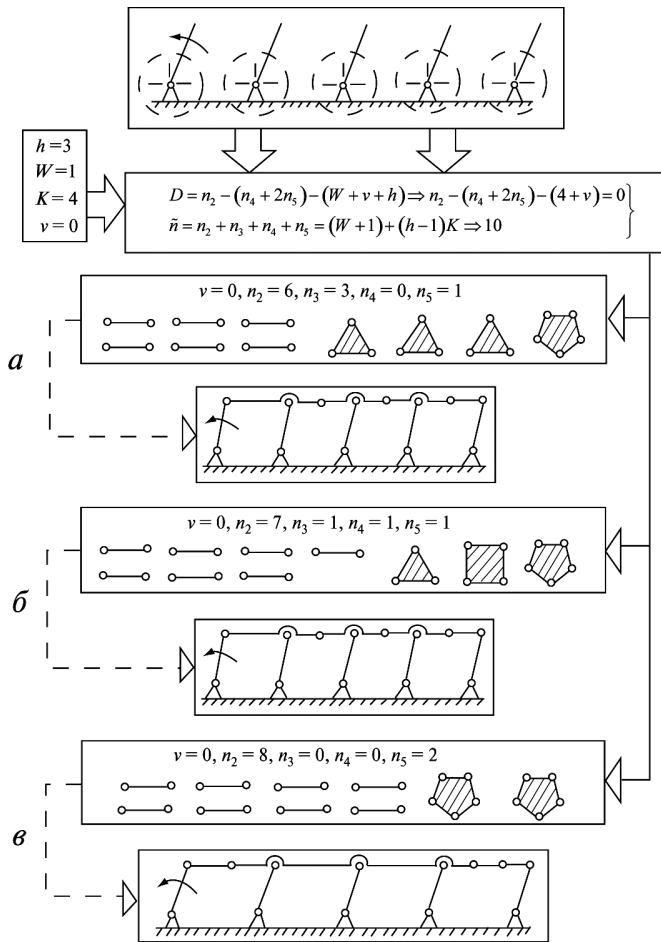


Рис. 3. Направленный структурный синтез плоских одноподвижных шарнирно-рычажных механизмов с пятью параллельными кривошипами, не содержащих многократных шарниров ($W = 1, K = 4, D = 0, \tilde{n} = 10, v = 0$) со стандартными кодами строения:

а – 6301/0; б – 7111/0; в – 8002/0

Сравнительный анализ всех семи возможных (по универсальной структурной таблице 1 кодов [1]) структурных решений одноприводного механизма параллельных кривошипов

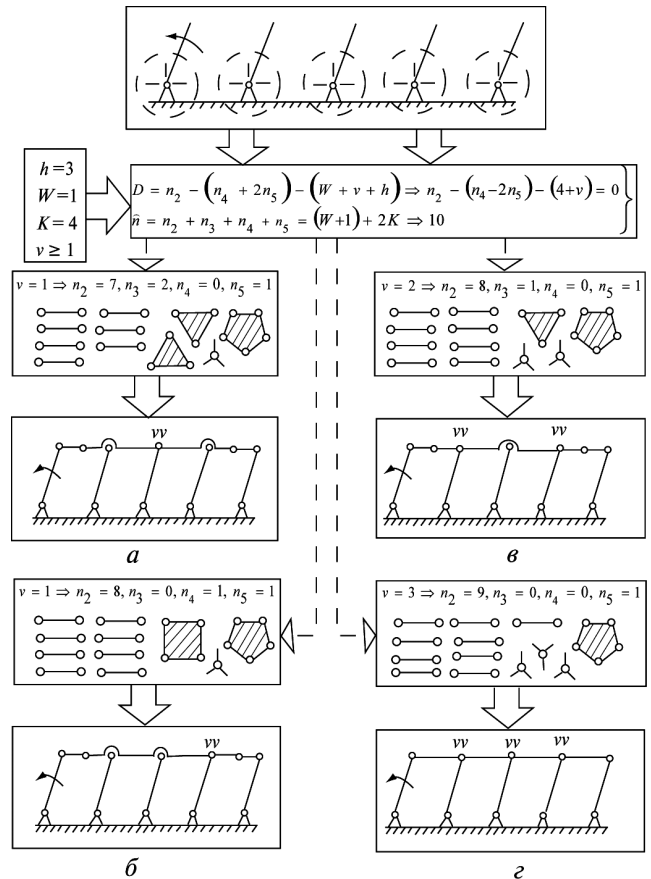


Рис. 4. Направленный структурный синтез плоских одноподвижных шарнирно-рычажных механизмов с пятью параллельными кривошипами, содержащих многократные шарниры ($W = 1, K = 4, D = 0, \tilde{n} = 10, v = v_2 \geq 1$) со стандартными кодами строения:

а – 7201/1; б – 8011/1; в – 8101/2; г – 9001/3

(см. рис. 3 и 4) показывает, что применение многократных шарниров (до $v_2 = 3$) в структуре передачи вращения от одного двигателя сразу на пять рабочих органов обеспечивает упрощение конструкции привода за счет уменьшения числа осей и выполнения всех звеньев (подвижных рычагов) предельно простыми (2-шарнирными). Отметим, что в схемах только с простыми шарнирами (см. рис. 3) наиболее сложное звено будет соответственно 3-шарнирным (схема 6301/0), 4-шарнирным (схема 7111/0) или даже 5-шарнирным (схема 8002/0).

Согласно универсальной структурной таблице 1 [1] при рассматриваемом наборе входных величин ($W = 1, K = 4, \tilde{n} = 10$) существует только семь целочисленных структурных решений данной задачи: только три возможных кода правильного строения без применения много-

кратных шарниров (6301/0; 7111/1; 8002/0) и четыре возможных кода правильного строения с применением многократных шарниров (7201/1; 8011/1; 8101/2; 9001/3). Цифровая информация, представленная в табл. 1 [1], полностью согласуется со всеми структурными схемами и кодами синтезированных механизмов, изображенных на рис. 3 и 4 (двойные многократные шарниры выделены знаком «vv»).

Примеры направленного структурного синтеза различных 1-, 2-, 3-, 4- и 5-контурных механических систем, выполняемого по способу № 1 на основе целочисленных решений представленной в работе [1] структурной математической VIP-модели (6б), даны на рис. 5–10.

На рисунке 5 представлены алгоритм и результаты направленного структурного синтеза многоподвижных статически определимых шарнирно-рычажных механизмов с незамкнутыми кинематическими цепями, содержащими двойные шарниры, которые могут найти применение в машиностроении [1] в качестве направляющих приводов одноруких и многоруких манипуляторов и роботов [8].

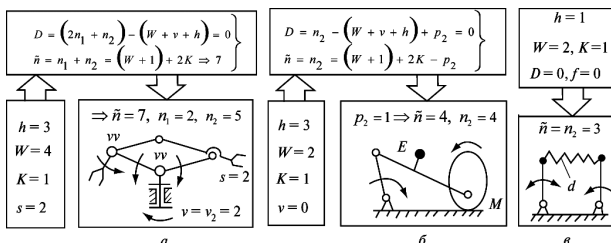


Рис. 5. Направленный структурный синтез плоских незамкнутых ($n_i \geq 1$) кинематических цепей многоприводных роботов (а), 1-контурных механизмов с замыканием контура двухподвижной кинематической парой (б) и упругой динамической связью (в)

На рисунке 6 приведены алгоритм и результаты направленного структурного синтеза трехподвижного ($W = 3$) статически определимого шарнирно-рычажного механизма, который может найти применение в трансмиссии трикотажной машины и является более компактным по сравнению с типовой схемой [9, с. 25, рис. 1.15]. Заменяя в синтезированном механизме (см. рис. 6, а) три вращательных кинематических пары на поступательные, получаем эквивалентную схему с тремя другими приводами — в виде одного плавающего и двух качающихся гидроцилиндров.

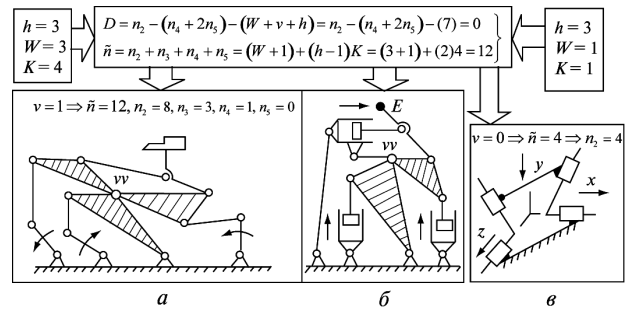


Рис. 6. Направленный структурный синтез трехподвижных многоконтурных шарнирно-рычажных (а, б) ($W = 3, K = 4, D = 0 \Rightarrow \tilde{n} = 12, v = v_2 = 1$; стандартный код строения $n_2 n_3 n_4 n_5 / v = 8310 / 1$) и одноподвижных одноконтурных 4-звенных клиновых (в) механизмов

Результаты направленного синтеза трехклинового механизма даны на рис. 6, в.

На рисунке 7 представлены алгоритм и результаты направленного структурного синтеза трехподвижной ($W = 3$) статически определимой стержневой структуры, состоящей только из 2-шарнирных звеньев ($\tilde{n} = n_2$) с заданным числом изменяемых замкнутых контуров (например, $K = 4$) разных многократных шарниров (например, $v_2 = 4, v_3 = 1 \Rightarrow v = 6$, согласно полной табл. 2 [1]) с возможностью ее деформирования в заданной плоскости в любом из трех возможных направлений (согласно $W = 3$).

Синтезированная 12-звенная шарнирно-рычажная структура (см. схему на рис. 7) реализует код правильного строения 12,000/6 из представленной в работе [1] универсальной структурной таблице 4 (для $W = 3$) и полностью соответствует бездефектной кристаллической решетке твердых кристаллов NaCl [10, с. 154, рис. 61] (образовавшейся «in nature» в неживой природе без знания структурных уравнений и законов механики).

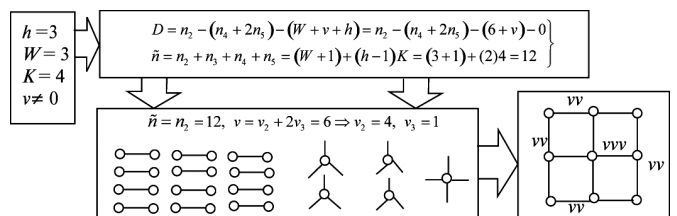


Рис. 7. Синтезированная на основе решения уравнений (6б) бездефектная трехподвижная деформируемая структура: $W = 3, K = 4, D = 0 \Rightarrow v_2 = 4, v_3 = 1$; стандартный код $n_2 n_3 n_4 n_5 / v = 12,000 / 6; n_2 n_3 n_4 n_5 / v_2 v_3 = 12,000 / 4 \cdot 1$

Примечание. Интересно отметить, что показанный в работе [10, с. 521, рис. 142] и происходящий в природе пластический плоский сдвиг элементов кристаллической решетки металлов вдоль двух осей и их шарнирный угловой поворот в той же плоскости вокруг третьей оси подтверждает существование «in nature» в трехподвижном пространстве ($h = 3$) синтезированной на рис. 7 бездефектной структуры с кодом строения 12.000/6.

Способ № 2. Алгоритм направленного структурного синтеза статически определимых механических систем заключается в аналитическом выборе одного из готовых стандартных кодов строения из универсальной структурной табл. 1 [1] и может быть применен как для шарнирно-рычажных, так и для зубчатых механизмов (в последнем случае сначала требуется построение рычажного аналога зубчатого механизма по схеме, изображенной на рис. 2).

Методика точного аналитического поиска требуемого кода строения механизма (одного из 89 представленных в табл. 1 [1]) подробно рассмотрена в работе [2] и была использована при решении обратной конструкторской задачи синтеза планетарных многосателлитных механизмов без избыточных связей. В результате этого впервые теоретически установлено, что статически определимый ($D = 0$) планетарный механизм с равномерно нагруженными сателлитами согласно найденному (из табл. 1 [1]) единственно возможному расчетному коду 64200/0 должен содержать три сателлита ($k_0 = 3$) и 4-звенную 3-поводковую группу Ассур (см. рис. 2).

Алгоритм и результаты структурного синтеза по способу № 2 (сначала 12-звенного шарнирного, а затем искомого планетарного механизмов) даны на рис. 2 и подтверждены [8, с. 655] в практике машиностроения [7] повышением в несколько раз срока службы 3-сателлитного статически определимого планетарного механизма. Согласно построенной по стандартному коду строения (из табл. 1 [1]) структурной схеме, представленной на рис. 2, рычажный аналог такого 3-сателлитного механизма с плавающей центральной шестерней для исключения избыточных связей должен быть 12-звенным и содержать 4-звенную 3-поводковую группу Ассур.

На рисунках 8 и 9 представлены алгоритмы и результаты направленного структурного синтеза 2-, 3-, 4- и 5-контурных статически опре-

делимых плоских стержневых шарнирных ферм, которые могут найти применение в строительстве [7, с. 304, рис. 6.34] в качестве многопролетных балочных мостов (без избыточных связей в плоскости действия нагружающих мост усилий). В таких шарнирных конструкциях мостов не возникают добавочные напряжения как вследствие неодинаковой осадки фундаментов опор, так и в результате неодинакового природного нагрева мног шарнирных звеньев фермы. Отличительной особенностью структуры, изображенной на рис. 8, а, является то, что все строение данной механической системы содержит только многократные шарниры, что существенно снижает металлоемкость и вес фермы по схеме, представленной на рис. 9, а ($v_2 = 6$), по сравнению со схемой, изображенной на рис. 8, а ($v = 0$).

На рисунке 10 приведен алгоритм и результаты направленного структурного синтеза статически определимых ферм с многократными шарнирами. Очевидно, что увеличение числа многократных шарниров (от $v = 2$ — в схеме на рис. 10, а до максимума $v = 6$ — в схе-

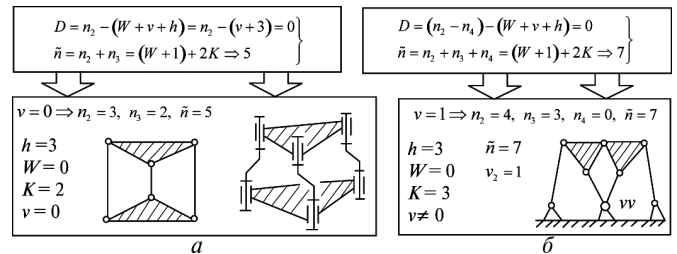


Рис. 8. Направленный структурный синтез статически определимых 2-контурных (а) и 3-контурных (б) ферм со стандартными кодами строения:

$a - n_2 n_3 / v = 32 / 0; б - n_2 n_3 n_4 / v = 430 / 1$

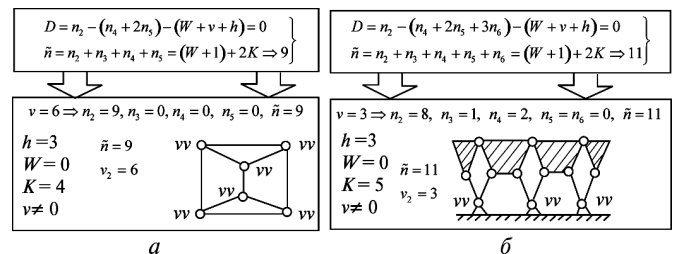


Рис. 9. Направленный структурный синтез статически определимых ферм 4-контурных (а) и 5-контурных (б) ферм со стандартными кодами строения ($v = v_2$):

$a - n_2 n_3 n_4 n_5 / v = 9000 / 6; б - n_2 n_3 n_4 n_5 n_6 / v = 81200 / 3$

ме на рис. 10, б) приводит к снижению веса и упрощению узлов силовой конструкции.

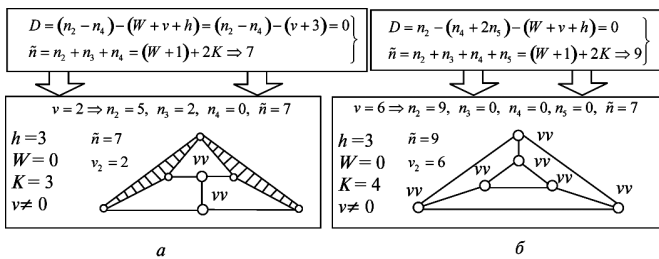


Рис. 10. Направленный структурный синтез статически определимых ферм с многократными шарнирами ($v = v_2$):

- а — $W = 0, K = 3, D = 0, \tilde{n} = 7, v_2 = 2$, стандартный код строения $n_2 n_3 n_4 / v = 520 / 2$;
- б — $W = 0, K = 4, D = 0, \tilde{n} = 9, v_2 = 6$, стандартный код строения $n_2 n_3 n_4 n_5 / v = 9000 / 6$

Примечание. Универсальность новых структурных формул подвижности (2б), (2в), (2д) [1] можно продемонстрировать на примерах определения числа степеней свободы W синтезированных плоских (см. рис. 5—7) и пространственных (см. далее п. 6 и 7) разнообразных механических систем:

1) незамкнутая смешанная пространственная кинематическая цепь робота-манипулятора, представленная на рис. 5, а ($n_1 = 2, n_2 = 5, \tilde{n} = 7, v = 2, h = 3, K = 1, f = 0$):

$$W = (2n_1 + n_2) - (v + h) = (2 \cdot 2 + 5) - (2 + 3) = 4,$$

$$W = (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K = (7 - 1) - (3 - 1) \cdot 1 = 4;$$

2) одноконтурная замкнутая кинематическая цепь (см. рис. 5, б) с двухподвижной кинематической парой M ($n_2 = 4, \tilde{n} = 4, h = 3, K = 1, f = p_2 = 1$):

$$W = (n_2 - h) + f = (4 - 3) + 1 = 2,$$

$$W = (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K + f = (4 - 1) - (3 - 1) \cdot 1 + 1 = 2;$$

3) одноконтурная замкнутая кинематическая цепь ($n_2 = 3, \tilde{n} = 3, h = 1, K = 1, f = 0$) с динамической связью $d = 1$ (см. рис. 5, в):

$$W = (n_2 - h) + f = (3 - 1) + 0 = 2,$$

$$W = (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K + f = (3 - 1) - (1 - 1) \cdot 1 + 0 = 2;$$

4) многоконтурные и многоприводные механизмы с неподвижными (см. рис. 6, а) и подвижным от гидроцилиндра (см. рис. 6, б) приводами по схемам с двойным шарниром ($n_2 = 8, n_3 = 3, n_4 = 1, \tilde{n} = 12, v = v_2 = 1, h = 3, K = 4, f = 0$):

$$W = (n_2 - n_4) - (v + h) = (8 - 1) - (1 + 3) = 3,$$

$$W = (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K = (12 - 1) - (3 - 1) \cdot 4 = 3;$$

5) многозвенная замкнутая структура, имеющая вид правильной кристаллической решетки ($n_2 = 12, \tilde{n} = 12, v = v_2 + 2v_3 = 6, h = 3, K = 4, f = 0$) с многократными двойными и тройным шарнирами ($v_2 = 4, v_3 = 1$) (см. рис. 7):

$$W = n_2 - (v + h) = 12 - (6 + 3) = 3,$$

$$W = (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K + f = (12 - 1) - (3 - 1) \cdot 4 + 0 = 3.$$

Направленный структурный синтез статически определимых пространственных механизмов по условию $D = 0$. Рассмотрим особенности строения и направленного синтеза (на основе целочисленных решений структурной VIP-модели (6а) [1]) простейших одноконтурных ($Y = 0, K = 1$) и многоконтурных ($Y \geq 1, K > 1$) пространственных механизмов ($W = 1$), минимальное число звеньев которых с замкнутым контуром разного класса ($h = 2, h = 3, h = 4, h = 5, h = 6$) можно определить из критерия строения (10б) [1] по общей формуле $\tilde{n} = n_{2\min} = W + h = 3 \dots 7$ и представить в виде разнообразных структурных решений следующих практических задач.

Задача 1. Составить структурную схему простейшего одноподвижного одноконтурного пространственного механизма ($W = 1, K = 1, D = 0$), работающего в трехподвижном вращательном пространстве ($h = 3$).

Решение. С учетом общего критерия строения (10б) [1] представленная в работе [1] структурная математическая VIP-модель (6а) в данном случае ($i_{\max} = K + 1 = 1 + 1 = 2, \tilde{n} = n_2, h = 3$) вырождается в два определяющих уравнения:

$$\begin{cases} D = (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K - W = 0; \\ \tilde{n} = n_2 = (W + 1) + (h - 1)K = (1 + 1) + (3 - 1) \cdot 1 = 4, \end{cases}$$

единственное структурное решение которых ($\tilde{n} = n_2 = 4$) подтверждает общую теорему I [1] и представлено на рис. 11, б в виде пространственного сферического механизма с осями вращения звеньев, пересекающимися в общей точке 0 (для исключения дополнительного поступательного перемещения этих звеньев).

Задача 2. Составить структурную схему простейшего одноподвижного одноконтурного пространственного механизма ($W = 1, K = 1, D = 0$), работающего в 6-подвижном пространстве вращательных движений ($h = 6$).

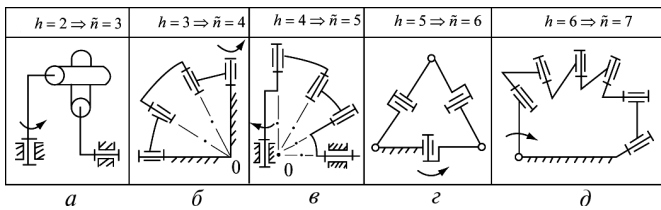


Рис. 11. Направленный структурный синтез простейших пространственных одноконтурных механизмов ($W = 1, K = 1, D = 0 \Rightarrow \tilde{n} = n_{2\min} = W + h$) с изменяемым замкнутым контуром разного класса:
 а — $h = 2$; б — $h = 3$; в — $h = 4$; г — $h = 5$; д — $h = 6$

Решение. С учетом общего критерия строения (10б) [1] представленная в работе [1] структурная математическая VIP-модель (6а) в данном случае ($i_{\max} = K + 1 = 1 + 1 = 2, \tilde{n} = n_2, h = 6$) выводится в два определяющих уравнения:

$$\begin{cases} D = (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K - W = 0; \\ \tilde{n} = n_2 = (W + 1) + (h - 1)K = (1 + 1) + (6 - 1) \cdot 1 = 7, \end{cases}$$

единственное структурное решение которых ($\tilde{n} = n_2 = 7$) представлено на рис. 11, д и указывает, что простейший пространственный механизм с неподвижными кинематическими парами — существующий в 6-подвижном пространстве без избыточных связей — должен быть 7-звенным (что подтверждает общую теорему I [1]).

Задача 3. Составить структурную схему простейшего пространственного неподвижного механизма ($W = 1, K = 1, D = 0$) с неподвижными кинематическими парами, работающего в 5-подвижном пространстве многократных вращательных движений ($h = 5$).

Решение. С учетом общего критерия строения (10б) [1] представленная в работе [1] структурная математическая VIP-модель (6а) примет вид

$$\begin{cases} D = n_2 - (W + h) = 0; \\ \tilde{n} = n_2 = (W + 1) + (h - 1)K = (1 + 1)(5 - 1) \cdot 1 = 6 \end{cases}$$

и имеет единственное структурное решение ($\tilde{n} = n_2 = 6$). Синтезированная структурная схема, представленная на рис. 12, а, указывает, что одноконтурный пространственный шарнирный механизм ($h = 3$) для реализации $W = 1$ должен содержать шесть 2-шарнирных рычагов. Для реализации их только вращательных движений оси шарниров на каждом из шести

рычагов должны скрещиваться между собой под углом 90° , что обеспечивает пересечение каждой из трех геометрических осей несмежных шарниров в разных центрах O_1 и O_2 (бицентральная сборка) и образование тороидальной поверхности движения (см. рис. 12, а).

Примечание. К частному случаю общей пространственной структуры, представленной на рис. 12, а, относится предложенный еще в 1927 г. пространственный шарнирный механизм Брикарда, который в работе [11] называют «парадоксальным» только потому, что при расчете его подвижности по пространственной формуле А.П. Малышева получают результат $W = 0$, тогда как на натурной модели такой механизм подвижен. Однако работающие на практике механизмы не могут быть исключением в теоретических расчетах, если применяемая теория структуры действительно является всеобщей (т. е. универсальной).

Можно легко показать, что это обычная стандартная структура, а ее «парадоксальность» обусловлена неправильным применением в данном случае (когда $h = 5$ — это пять повторяющихся вращательных движений вокруг трех перпендикулярных осей x, y, z) известной в теории механизмов и машин [5] формулы расчета W пространственных механизмов, в которых $h = 6$ (тогда и будет указанный в [11] ошибочный результат: $W = (\tilde{n} - 1) - (h - 1) \cdot K = (6 - 1) - (6 - 1) \cdot 1 = 0$). На основании материалов данной статьи это можно доказать двумя разными путями:

1) для правильного расчета W применить представленные в работе [1] новую универсальную формулу подвижности (2б):

$$W = (\tilde{n} - 1) - (h - 1) \cdot K = (6 - 1) - (5 - 1) \cdot 1 = 1$$

или равнозначную ей новую структурную формулу определения подвижности (2в):

$$W = n_2 - h = 6 - 5 = 1.$$

Отметим, что обе представленные в работе [1] новые формулы подвижности (2б) и (2в) не только дают одинаковый правильный результат ($W = 1$), но и подтверждают, что данный одноконтурный ($K = 1$) 6-звенный ($\tilde{n} = 6$) пространственный механизм может двигаться, так как имеет одну степень свободы для своего управления;

2) этот теоретический вывод из предлагаемой универсальной теории структуры [1] и возникновение движения по поверхности тора вокруг центров O_1 и O_2 подтверждены на натурной модели, где автором установлено:

а) что пространственный 6-звенный шарнирный механизм по схеме, изображенный на рис. 12, а, при

благоприятных углах давления является 2-коромысловым с рекомендуемым угловым размахом ведущего коромысла в пределах 180° ;

б) при одинаковых длинах всех шести звеньев *пространственная схема* (см. рис 11, а) тороидального механизма в трех его положениях (обоих крайних и посередине) превращается в *плоскую* (рис. 11, з) и наоборот.

Пояснение. 1. На основе схемы представленного на рис. 12, а 6-звенного тороидального механизма можно создать более сложный многоконтурный пространственный шарнирно-рычажный механизм, реализующий прямолинейно-поступательное перемещение рабочего органа без применения поступательных пар. Для этого необходимо (как будет показано ниже) в механической системе увеличить число замкнутых контуров (до $K = 5$) и применить многократные (двойные) шарниры из условия $v \neq 0$.

В этом случае исходная система совместных алгебраических уравнений (4) и (5а) [1] для каждого целого значения $v \leq 2(K - 1) = 2(5 - 1) = 8$ имеет единственное целочисленное структурное решение. Такое решение, например, в случае выбора $v = 6$ равно $n_2 = 12, n_3 = 2, v_2 = 6$ и представлено на рис. 12, б в виде структурной схемы 14-звенного пространственного одноподвижного механизма, обеспечивающего (например, в обрабатываемых центрах) параллельное поступательное смещение (translation) подвижной верхней плоскости относительно зафиксированной нижней плоскости (без применения в механизме ненадежных в эксплуатации [8] и дорогостоящих поступательных пар и сферических шарниров). Установка в данный механизм многократных одноподвижных шарниров в количестве $v = v_2 = 6$ (в схеме на рис. 12, б эти двойные шарниры выделены знаком «vv») позволяет выполнить подвижные звенья предельно простыми (2-шарнирными) и обеспечивает требуемое значение W , которое можно проверить по новой общей структурной формуле подвижности (2а) из работы [1].

Результаты структурного анализа синтезированного на рис. 12, б пространственного шарнирного линейного транслятора:

1) синтезирована неоднородная пространственная механическая система, состоящая из трех узлов:

а) одного 6-звенного пространственного тороидального механизма (см. схему, изображенную на рис. 12, а, где в крайних положениях этого механизма образуется показанный на рис. 11, з треугольник с параллельным расположением осей трех несмежных шарниров) —

это один изменяемый замкнутый контур V класса ($h = 5, K_{h=5} = 1$), состоящий из звеньев 1, 2, 3, 4, 5 и 6,

б) двух пространственных 4-звенных 3-поводковых структурных групп звеньев 7, 8, 9, 10 и 11, 12, 13, 14, присоединяемых с противоположных сторон к 6-звенному тороидальному механизму (см. схему на рис. 12, а) и образующих еще по два взаимно независимых изменяемых замкнутых контура III класса ($h = 3, K_{h=3} = 4$);

2) число степеней свободы W синтезированной на рис. 12, б пространственной неоднородной 14-звенной механической системы легко определяется по представленной в работе [1] новой общей формуле подвижности (2а):

$$W = (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K_{h=3} - (h - 1)K_{h=5} = \\ = (14 - 1) - (3 - 1) \cdot 4 - (5 - 1) \cdot 1 = 1.$$

2. Другой широко известный [8] необычный пространственный 4-звенный механизм Беннета также перестает быть парадоксальным (т. е. является подвижной системой), если учесть, что при одинаковых углах скрещивания осей разных шарниров его замкнутый контур становится III класса ($h = 3$) и согласно новым формулам подвижности (2б) и (2в) [1]:

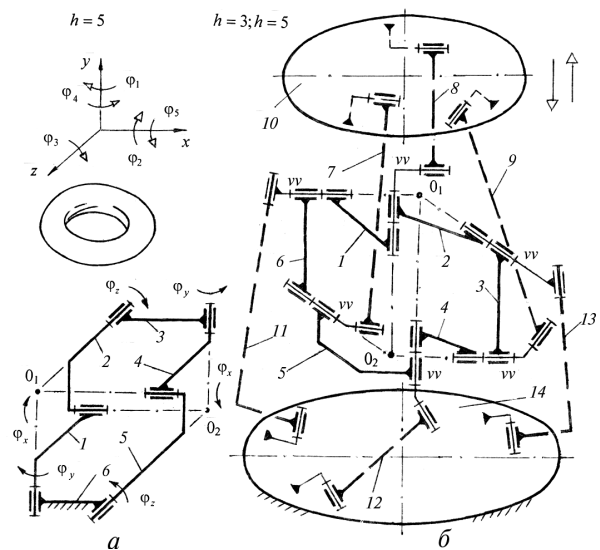


Рис. 12. Направленный структурный синтез пространственных одноподвижных механизмов с однократными (а) и многократными (б) шарнирами:

а — тороидальный шарнирный механизм ($h = 5$ ($W = 1, K = 1, D = 0, f = 0$) $\Rightarrow v = 0, \tilde{n} = n_2 = 6$) — стандартный код строения $n_2 / v = 6 / 0$;
 б — шарнирный линейный транслятор ($h = 3; 5$ ($W = 1, D = 0, f = 0, K_{h=3} = 4, K_{h=5} = 1$) $\Rightarrow v = v_2 = 6, \tilde{n} = 14, n_2 = 12, n_3 = 2$) — стандартный код строения $c v = v_2 = 6 - n_2 n_3 n_4 n_5 n_6 / v = 12.2000 / 6$)

$$\begin{aligned}
 W &= n_2 - h = 4 - 3 = 1; \\
 W &= (\tilde{n} - 1) - (h - 1)K + f = \\
 &= (4 - 1) - (3 - 1) \cdot 1 + 0 = 1.
 \end{aligned}$$

Полученный по формулам (2б) и (2в) результат $W = 1$ означает, что наблюдаемая на практике работоспособность механизма Беннета является нормальной и согласно данной универсальной теории структуры [1] объясняется тем, что при равенстве противоположных углов скрещивания [8] для сборки его 4-звенного замкнутого контура *достаточно* только трех элементарных вращательных движений звеньев (т. е. $h = 3$, а не $h = 6$, как традиционно [11] задается для пространственных схем). Таким образом, обе новые структурные формулы W (2б) и (2в) [1] указывают, что пространственный 4-звенный шарнирный механизм Беннета собирается, существует и может совершать движения в трехподвижном пространстве ($h = 3$).

Таким образом, наблюдаемая на практике и спорная в науке подвижность пространственных шарнирных механизмов с числом звеньев менее семи однозначно устанавливается по представленной в работе [1] новой формуле подвижности (2в) и объясняется тем, что они работают в *различных* пространствах принудительного движения:

- 4-звенные сферический механизм (см. рис. 11, б) и механизм Беннета [8] существуют в пространстве движений $h = 3$ и работают на криволинейных поверхностях — соответственно сферы (случай 1) или на поверхности тоже постоянного радиуса кривизны, но с переменным положением его центра (случай 2);
- 6-звенные тороидальный механизм (см. рис. 12, а) и механизм Брикарда [11] существуют в пространстве движений $h = 5$ и работают на поверхности тора (случай 3).

Направленный структурный синтез неоднородных плоских статически определимых механизмов. Решение рассматриваемой задачи структурного синтеза неоднородных механических систем (т. е. систем, содержащих изменяемые замкнутые контуры с разной контурной подвижностью звеньев $h = \text{var}$) в прикладной механике машин [8] является проблематичным из-за отсутствия формулы W , отражающей структурные особенности многозвенных неоднородных (hybrid) механических систем.

Пример. Выполнить структурный синтез неоднородного статически определимого ($D = 0$) одноподвижного ($W = 1$) 2-контурного (в одном

замкнутом контуре $h = 2$, в другом замкнутом контуре $h = 3$) плоского механизма.

Решение. После подстановки представленной в работе [1] универсальной формулы подвижности (2) в структурную математическую VIP-модель [2] совместная система структурных уравнений примет вид

$$\left. \begin{aligned}
 D &= (\tilde{n} - 1) - \sum_{h=2}^{h=3} (h - 1)K_h - W = 0 \\
 2n_2 + 3n_3 &= 2 \left[W + \sum_{h=2}^{h=3} (hK_h) \right] \Rightarrow 12 \\
 \tilde{n} &= W + (h - 1)K_{h=2} + (h - 1)K_{h=3} + 1 = \\
 &= 1 + (2 - 1) \cdot 1 + (3 - 1) \cdot 1 + 1 = 5; \\
 \tilde{n} &= n_2 + n_3 = 5; \quad 2n_2 + 3n_3 = 12; \quad n_2 = 3, \quad n_3 = 2
 \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

и при заданной подвижности $W = 1$ имеет целочисленное структурное решение — $\tilde{n} = 5$, $n_2 = 3$, $n_3 = 2$, представленное на рис. 1, в в виде структурной схемы синтезированного неоднородного плоского шарнирно-рычажно-клинового механизма.

Направленный структурный синтез многоподвижных предельных механизмов по условию $D = 0$. Теоремы II и IV [1] указывают на существование многозвенных механизмов с предельно сложным звеном ($i = i_{\max}$) или с предельно многократным шарниром ($j = j_{\max}$).

В связи с этим введем новое понятие — предельный механизм.

Предельный механизм — многозвенный механизм, содержащий предельно сложное многовершинное (многошарнирное) звено с $i = i_{\max} = K + W$ (предельные механизмы I типа) или предельно многократный шарнир с $j_{\max} = K + W$ в открытых цепях и с $j_{\max} = K$ в замкнутых цепях (предельные механизмы II типа).

Для выполнения направленного структурного синтеза предельных механизмов используем представленную в работе [1] структурную математическую VIP-модель (6б), которая после подстановки в нее значений $i = i_{\max} = K + W$, $v = 0$, $W = K$, $p_2 = 0$ примет вид

$$\left\{ \begin{aligned}
 D &= (2n_1 + n_2 - 3) - \\
 &- [n_4 + 2n_5 + \dots + (2K - 3)n_{2K}] - K = 0; \\
 \tilde{n} &= n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5 + \dots + n_{2K} = 3K + 1
 \end{aligned} \right.$$

и имеет разнообразные целочисленные структурные решения, представленные на рис. 13.

Из анализа синтезированных по условию $D = 0$ и представленных на рис. 13 статически определимых механических систем с замкнутыми кинематическими цепями ($W = 2; 3; 4; 5$) устанавливаем следующие свойства многоподвижных предельных механизмов (при $\nu = 0$):

свойство 1. Предельное число вершин (шарниров) наиболее сложного звена предельного механизма i_{\max} всегда четное и равно удвоенному числу образующихся в его кинематической цепи взаимно независимых замкнутых контуров K или удвоенному числу его степени подвижности W ($i_{\max} = K + W = 2K = 2W$);

свойство 2. Степень подвижности W предельного механизма, содержащего наиболее сложное звено ($i_{\max} = K + W$), равна числу образующихся в его кинематической цепи взаимно независимых замкнутых контуров K ($W = K$);

свойство 3. Общее число звеньев предельного механизма определяется зависимостью $\tilde{n} = 3W + 1 = 3K + 1$ и должно быть четным при заданной нечетной величине W или нечетным при заданной четной величине W .

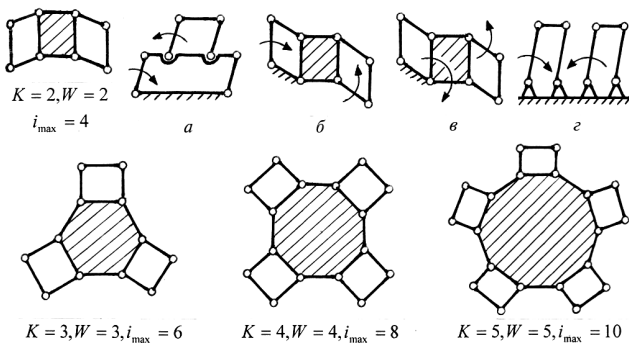


Рис. 13. Результаты численного структурного синтеза и структурные схемы замкнутых кинематических цепей многоподвижных предельных механизмов ($D = 0$)

Выводы

1. Представленные в работе [1] универсальные структурные формулы, общие теоремы I–VI о необходимом правильном строении механических систем и составленные (на основе целочисленных решений структурной математической VIP-модели) полные универсальные структурные таблицы расчетных стандартных кодов правильного строения ([1], табл. 1, 3–6) и расчетная таблица полного состава многократных шарниров (см. табл. 2) позволяют практиче-

ски реализовать рациональные алгоритмы структурного анализа и структурного синтеза при конструировании многоконтурных статически определимых стержневых ферм, а также одно- и многоподвижных, плоских и пространственных, однородных и неоднородных механизмов, реализующих целевую функцию структурного синтеза оптимальных структур $D = 0$.

2. Разработанная на основе новой универсальной формулы подвижности полная теория структуры направленного синтеза и анализа разнообразных механических систем [1] представляет собой завершенное решение поставленной [2, 3] актуальной проблемы: создание единой теории и алгоритмов направленного структурного анализа и синтеза статически определимых плоских и пространственных механических систем заданного уровня сложности, содержащих заданное число замкнутых контуров, требуемый набор многократных шарниров и требуемый состав многовершинных звеньев с заданным ограничением их наибольшей сложности и их общего числа в проектируемой механической системе (с замкнутой, открытой или смешанной кинематической цепью).

3. Согласно фундаментальному словарю по механике (искусству построения) машин [8] и справочнику конструктора [7] именно такие системы с многократными шарнирами наиболее востребованы в разных областях современного машиностроения и обеспечивают упрощение конструкции, снижение габаритов и веса механического привода машин, а также расширение функциональных возможностей технических объектов, что подтверждается работоспособностью синтезированных (см. структурные схемы на рис. 4–10 [12]) статически определимых механизмов и ферм для разных областей техники, а также роботов и манипуляторов с заданным числом приводов и рабочих органов (схватов) [12].

Литература

[1] Пожбелко В.И. Универсальная теория структуры, общие свойства и алгоритмы направленного синтеза и анализа статически определимых механических систем. Часть 1. Оптимальная структура механизмов и ферм. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2014, № 1, с. 24–35.
 [2] Пожбелко В.И. Структурный анализ и синтез плоских механизмов заданного уровня сложности по универсальной структурной таблице стандартных кодов строения. *Теория механизмов и машин*, 2012, № 1(19), т. 10, с. 24–45.

[3] Пожбелко В.И. Алгоритм быстрого структурного анализа и направленного синтеза самоустанавливающихся механизмов современного машиностроения на основе новой формулы подвижности. *Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы 3-ей Международной научно-практической конференции* (20—21 июня 2013 г.). Санкт-Петербург: Изд-во СПбГПУ, 2013, с. 20—34.

[4] Пожбелко В.И. Возникновение переменной (изменяемой) структуры и области особых положений механизма с учетом зазоров и вырождения кинематических пар. *Теория механизмов и машин*, 2010, № 2(16), т. 8, с. 71—80.

[5] Коловский М.З., Евграфов А.Н., Семенов Ю.А., Слоущ А.В. *Теория механизмов и машин*. Москва, Издательский центр «Академия», 2006. 560 с.

[6] Данилин П.О., Тывес Л.И., Глазунов В.А. Групповая кинематическая развязка движений в механизмах параллельной структуры манипулятора. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2010, № 3, с. 27—35.

[7] Решетов Л.Н. *Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник*. Москва, Машиностроение, 1979. 334 с.

[8] Крайнев А.Ф. *Механика машин. Фундаментальный словарь*. Москва, Машиностроение, 2000. 904 с.

[9] Вульфсон И.И., Коловский М.З., Семенов Ю.В., Слоущ А.В. *Механика машин*. Москва, Высшая школа, 1996. 511 с.

[10] Глинка Н.Л. *Общая химия. Структура кристаллов*. Ленинград, Химия, 1986. 704 с.

[11] Галиуллин И.А. О применении механизма Брикарда и его модификаций. *Проблемы механики современных машин. Материалы V Международной конференции* (25—30 июня 2012 г.). Улан-Удэ, Изд-во ВСГУТУ, 2012, с. 11—14.

[12] Пожбелко В.И. Направленный синтез оптимальных структур плоских механических систем с совмещенными шарнирами (механизмы, фермы, группы Ассур, роботы). Часть 1. *Теория механизмов и машин*, 2012, № 2(20), т. 10, с. 77—98.

References

[1] Pozhbelko V.I. Universal'naia teoriia struktury, obshchie svoystva i algoritmy napravlennoogo sinteza i analiza staticheski opredelimykh mekhanicheskikh sistem (Chast' 1. Optimal'naia struktura mekhanizmov i ferm) [Universal theory of the structure, general properties and algorithms directed synthesis and analysis of statically determinate mechanical systems (Part 1. Optimal structure and mechanisms of farms)]. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2014, no. 1, pp. 24—35.

[2] Pozhbelko V.I. Strukturnyi analiz i sintez ploskikh mekhanizmov zadannogo urovnia slozhnosti po universal'noi struktural'noi tablitsе standartnykh kodov stroeniia [Structural analysis and synthesis planar mechanisms setting level of significance by universal enumeration standard designing codes]. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. 2012, no. 1(19), vol. 10, pp. 24—45.

[3] Pozhbelko V.I. *Algoritm bystrogo struktural'nogo analiza i napravlennoogo sinteza samoustanavliivaiushchikhsia mekhanizmov*

sovremennogo mashinostroeniia na osnove novoi formuly podvizhnosti [The algorithm of rapid structural analysis and directed synthesis of self-aligning mechanisms of modern engineering based on a new formula for mobility]. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie. Materialy 3-ei Mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii* (20—21 iunია 2013 g.) [Modern engineering. Science and education. Proceedings of the 3-rd International Scientific Conference (20—21 June 2013)]. St.Petersburg, St.Petersburg State Polytechnical University publ., 2013, pp. 20—34.

[4] Pozhbelko V.I. Vozniknovenie peremennoi (izmeniaemoi) struktury i oblasti osobykh polozhenii mekhanizma s uchetoм zazorov i vyrozhdeniia kinematicheskikh par [Generation variable structure and district particular configurations of the mechanism with chinks and degeneration of the kinematic pairs]. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. 2010, no. 2(16), vol. 8, pp. 71—80.

[5] Kolovskii M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Iu.A., Sloushch A.V. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Akademiia publ., 2006. 560 p.

[6] Danilin P.O., Tyves L.I., Glazunov V.A. Gruppovaiia kinematicheskaiia razviazka dvizhenii v mekhanizmax parallel'noi struktury manipulatora [Group kinematic decoupling of movements in the mechanisms of the parallel structure of the manipulator]. *Problemy mashinostroeniia i nadezhnosti mashin* [Journal of Machinery Manufacture and Reliability]. 2010, no. 3, pp. 27—35.

[7] Reshetov L.N. *Samoustanavliivaiushchiesia mekhanizmy. Spravochnik*. [Self-aligning mechanisms. Directory]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1979. 334 p.

[8] Krainev A.F. *Mekhanika mashin. Fundamental'nyi slovar'* [Mechanics of Machines. Fundamental dictionary]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2000. 904 p.

[9] Vul'fson I.I., Kolovskii M.Z., Semenov Iu.V., Sloushch A.V. *Mekhanika mashin* [Mechanics of Machines]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 1996. 511 p.

[10] Glinka N.L. *Obshchaia khimiia. Struktura kristallov* [General Chemistry. The structure of crystals]. Leningrad, Khimiia publ., 1986. 704 p.

[11] Galiullin I.A. *O primenenii mekhanizma Brikarda i ego modifikatsii* [On the application of the mechanism and its modifications Brikarda]. *Problemy mekhaniki sovremennykh mashin. Materialy 5 Mezhdunarodnoi konferentsii* (25—30 iunია 2012 g.) [Problems of modern machines. 5 Materials International Conference (25—30 June 2012)]. Ulan-Ude, East Siberia State University of Technology and Management publ., 2012, pp. 11—14.

[12] Pozhbelko V.I. Napravlennyi sintez optimal'nykh struktur ploskikh mekhanicheskikh sistem s sovmeshchennymi sharnirami (mekhanizmy, fermy, gruppy Assura, roboty). Chast' 1 [Directed structural synthesis of optimal planar mechanical systems with complex pin-joints (mechanism, pin framework, Assur group, robot). Part 1]. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. 2012, no. 2, vol. 10, pp. 77—98.

Статья поступила в редакцию 11.07.2013

От редакции. В части 1 статьи «Универсальная теория структуры, общие свойства и алгоритмы направленного синтеза и анализа статически определяемых механических систем» (опубликованной в журнале «Известия высших учебных заведений. Машиностроение». №1, 2014, с. 24—35) по техническим причинам в таблице 4 указаны ошибочные буквенные обозначения в вертикальных столбцах в начале таблицы ($n_1, n_2, n_3, n_4, n_5, n_6, n_7, n_8$), которые в данной статье должны быть следующими: 1) для $K = 1, K = 2, K = 3 - n_2, n_3, n_4, n_5, n_6$; 2) для $K = 4 - n_2, n_3, n_4, n_5, n_6, n_7$; 3) для $K = 5 - n_2, n_3, n_4, n_5, n_6, n_7, n_8$.

Информация об авторе

ПОЖБЕЛКО Владимир Иванович (Челябинск) — заслуженный работник высшей школы РФ, доктор технических наук, профессор. Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет) (454080, Челябинск, Российская Федерация, Ленина пр-т, д. 76, e-mail: vipox@inbox.ru).

Information about the author

POZHBELKO Vladimir Ivanovich (Chelyabinsk) — Honored Worker of Higher School of the Russian Federation, Dr. Sc. (Eng.), Professor. South Ural State University (National Research University) (SUSU, Lenina ave., 76, 454080, Chelyabinsk, Russian Federation, e-mail: vipox@inbox.ru).