

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.8

Наглядно об избыточных связях в механизмах

В.Н. Ермак

Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева

Visually about redundant connections in mechanisms

V.N. Ermak

T.F. Gorbachev State Technical University

В теорию механизмов и машин понятие избыточных связей стало проникать под влиянием работ О.Г. Озола, С.Н. Кожевникова и Л.Н. Решетова. Однако в отечественных учебниках по одноименной дисциплине преобладает теория общих связей, в которой нет места избыточным связям. В самом авторитетном учебнике по теории механизмов и машин все структурные формулы не содержат числа избыточных связей. В отличие от общих связей, избыточные являются реальными, из-за которых механизм выходит из строя, и возникают аварии, в том числе с человеческими жертвами. С понятием избыточных связей должны быть хорошо знакомы студенты всех специальностей, которым преподаются дисциплины «теория механизмов и машин» и «механика». При реализации нового подхода необходимо говорить не только о возможных сочетаниях чисел связей в кинематических парах механизма, что иногда делается, но и приводить примеры удачных и неудачных подстановок кинематических пар с требуемым числом связей. Рассмотрены примеры таких подстановок. Только их разбор может научить конструировать правильные, по выражению Л.Н. Решетова, механизмы, не содержащие избыточных связей. Одним из результатов такого подхода является разработка и изготовление модели механизма, позволяющего демонстрировать избыточные связи. Приведен чертеж такой модели.

EDN: EFZFBZ, <https://elibrary/efzfbz>

Ключевые слова: связи кинематических пар, связи механизма, избыточные связи, уравнение подвижности и связей механизма, простые кинематические цепи

The concept of redundant bonds began to penetrate into the theory of mechanisms and machines under the influence of the works of O.G. Ozol, S.N. Kozhevnikov and, mainly, L.N. Reshetov. However, in Russian textbooks on the discipline of the same name, the dominant position is occupied by the theory of general connections, in which there is no place for redundant connections: in the most respectable textbook on the theory of mechanisms (we omit "and machines"), all structural formulas of a mechanism do not contain the number of redundant connections. In contrast to general connections, redundant ones are real. Because of them, breakdowns are committed, up to accidents with human casualties. The concept of "redundant connections" should be well known to students of all specialties who are taught the disciplines "theory of mechanisms and machines", as well as "mechanics". In implementing the new approach, it is necessary to talk not only about possible combinations of bond numbers in kinematic pairs of the mechanism, which is sometimes done, but also to give examples of successful and unsuccessful substitutions of kinematic pairs with

the required number of bonds. Examples of such substitutions are given in this article. Only the analysis of such examples can really teach how to construct "correct", as L. N. Reshetov put it, mechanisms that do not contain redundant connections. One of the results of this approach is the development and production of a model of a mechanism that allows you to demonstrate redundant relationships. A drawing of such a model is given in this article. Those interested can contact the author, who is ready to send drawings not only of a general appearance, but also detailing.

EDN: EFZFBZ, <https://elibrary/efzfbz>

Keywords: connections of kinematic pairs, connections of mechanism, redundant connections, equation of mobility and connections of mechanism, simple kinematic chains

В инженерной литературе можно найти довольно много информации об избыточных связях в механизмах, достаточно сослаться на известные работы Л.Н. Решетова, посвященные конструированию рациональных или самоустанавливающихся механизмов. В то же время в отечественной учебной литературе этой проблеме уделяется крайне мало внимания, вплоть до полного его отсутствия, например, в самом авторитетном учебнике [1].

Следует отметить, что в программе курса теории механизмов 1982 г. эта тема присутствовала. На значимость проблемы указывают также многочисленные аварии, происходящие в мире во все времена [2].

Начиная со структурной формулы П.Л. Чебышева, опубликованной в 1869 г., ее многочисленные варианты, сводящиеся к определению числа степеней свободы механизма, не содержали числа избыточных связей, вследствие чего в некоторых случаях формулы давали неправильный результат. Для исправления этой ситуации В.В. Добровольский и И.И. Артоблевский придумали общие связи и деление механизмов на семейства. Для каждого семейства были выведены свои структурные формулы, которые давали правильный результат. Однако для этого требовалось определить сначала семейство, что в ряде случаев является очень сложной задачей и делает теорию общих связей интересной только для науки.

Примерно с 1970 г. в теорию механизмов стали проникать идеи их контурного строения и новое представление о связях, включая избыточные. Так, в 1962 г. механик О.Г. Озол опубликовал формулу для числа степеней свободы механизма, в которую вошли число контуров и число избыточных связей. В работе [3] О.Г. Озол указал на то, что в некоторых случаях числа избыточных связей, найденных по контурам и в целом, не совпадают, что он объяснил наличием межконтурных связей.

В 2012 г. в работе автора (Ермак В.Н. Новый метод выявления и устранения избыточных связей в многоконтурных механизмах. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 1, с. 18–23) предложено образовывать механизм не объединением контуров, а наложением простых незамкнутых цепей. При этом исчезает проблема межконтурных связей.

Цель работы — сформировать у студентов и специалистов современное и доходчивое представление об избыточных связях в механизмах.

Задачу выявления и устранения избыточных связей в механизмах будем решать при следующих допущениях:

- звенья механизма — абсолютно твердые;
- связи между звеньями — геометрические, допускающие взаимное скольжение;
- поверхности соприкосновения в кинематической паре — абсолютно точные;
- в пределах отдельно взятого звена поверхности соприкосновения — элементы кинематических пар — могут быть расположены не точно.

Связь между звеньями характеризуют числом условий связи. Каждому условию соответствует уравнение связей, однако далеко не каждый инженер и, тем более студент, мыслит этими категориями. Мышление инженера-механика образно, оно требует геометрической интерпретации того, что стоит за условиями связи.

В теоретической механике связь между двумя телами определяют как ограничение, отнимающее одну степень свободы одного тела относительно другого (Неймарк Ю.И., Фуфаев Н.А. Динамика неголономных систем. Москва, Наука, 1967). В свою очередь, число степеней свободы — это количество координат, необходимых и достаточных для задания взаимного положения тел. Эти определения позволяют создать наглядный образ связи.

Пусть указанными телами будут шар и П-образная вилка (рис. 1, а). В свободном со-

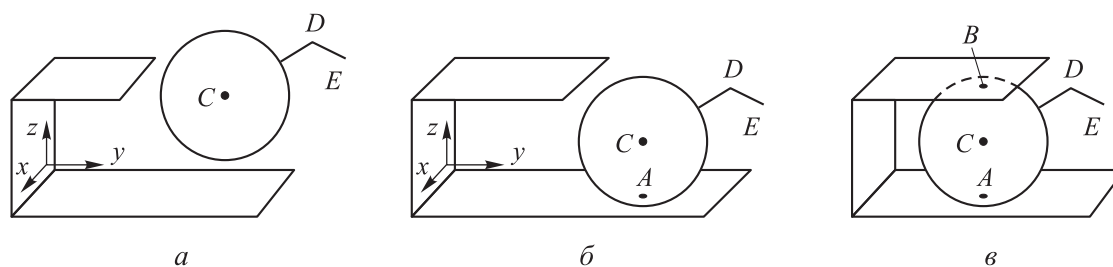


Рис. 1. Схемы связей пары шар — плоскость:
 а — связи нет; б — одна связь; в — две связи (активная и пассивная)

стоянии, показанном на рисунке, положение шара относительно вилки однозначно характеризуют шесть координат, например $x_C, y_C, z_C, z_D, z_E, x_D$, т. е. шар обладает шестью степенями свободы.

В случае касания с нижней плоскостью (рис. 1, б), допускающей скольжение шара, можно, как и прежде, свободно изменять все указанные координаты кроме z_C . Последнее означает потерю одной степени свободы и возникновение одной связи. Этой связью или, иначе, физическим ограничителем движения шара является точка А вилки. Вместо абстрактного понятия «условие связи» предлагается конкретное «точка касания». Это не отказ от понятия «условие связи», а визуализация связи.

Если точек касания больше одной, то каждая в отдельности, т. е. в отсутствие других, будет обладать этим свойством и, следовательно, все они — связи. Сколько точек касания, столько связей. Например, кинематическая пара, показанная на рис. 1, в, содержит две связи — в точках А и В.

Но если точки касания вводить последовательно (одну за другой), то только точка А уменьшит число степеней свободы. Точки касания и связи в них, влияющие на число степеней свободы, называют активными, а не влияющие — пассивными.

Если на теоретической схеме звенья кинематической пары касаются друг друга по линии, поверхности или их комбинации, то для упро-

Активные связи кинематических пар

Пара		Связи	S
Название	Графическое представление		
Шар — цилиндр			2
Цилиндр — плоскость			2
Шаровая			3
Цилиндрическая			4
Вращательная			5
Поступательная			5

щения поиска активные связи предлагается находить, рассматривая их как точки касания, необходимые и достаточные для того, чтобы движение одного звена относительно другого было таким же, как при всех точках. Визуализацию связей точками касания широко используют в технологии машиностроения при рассмотрении вопросов базирования деталей, обрабатываемых на станке.

Активные связи, найденные таким способом, показаны в таблице, где буквой *S* обозначено число активных связей. Нижнее звено принято за опору для верхнего. Физическими связями для верхнего звена являются точки касания нижнего звена, выделенные жирным начертанием. Таково деление связей на активные и пассивные.

Но это деление только на уровне кинематической пары. При переходе на уровень механизма активные связи всех его пар делят на активные и пассивные, чтобы не уточнять каждый раз «для кого», названные связи называют необходимыми и избыточными соответственно.

Существуют два метода определения количества избыточных связей: 1) визуальный анализ каждой связи в отдельности; 2) вычисление их количества по формуле, вытекающей из уравнения подвижностей и связей механизма.

Визуальный анализ связей. Согласно первому методу, обнажают активные связи в одной из кинематических пар исследуемого механизма, например в паре 1–2 кривошипно-ползунного механизма (рис. 2, *а*), где звено 1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — ползун; 4 — стойка.

Пара 1–2 — вращательная и содержит пять активных связей (см. таблицу). После обнажения (рис. 2, *б*) каждую из пяти связей проверяют на необходимость для механизма. Так, удалив связь в точке *A* (рис. 2, *в*) и мысленно

проворачивая механизм за кривошип, находят, что движения звеньев, допускаемые оставшимися связями, не изменились, число степеней свободы механизма осталось прежним, следовательно, связь в точке *A* необязательная — избыточная.

Анализируя таким же образом связи в точках *B* и *C*, обнаруживают, что и они избыточные. Удалив их, переходят к анализу связей в точках *D* и *E*. При этом выясняют, что ни одну из них удалять нельзя, так как число степеней свободы механизма увеличивается: при неподвижном кривошипе цепь 2–3 обретает подвижность. В итоге становится ясно, что из пяти активных связей пары 1–2 необходимыми для механизма являются только две, три другие — избыточные.

Если связи механизма уже поделены, как это сделано выше, то следует знать, что после удаления каждой избыточной связи число степеней свободы механизма не изменяется, а если после этого удалять оставшиеся по одной, то число степеней свободы механизма будет возрастать каждый раз на единицу.

Если бы поиск избыточных связей начался с любой другой кинематической пары, то их число в рассматриваемом механизме все равно было бы равно трем. Следовательно, место избыточных связей не определено, можно говорить только об их числе.

Еще более наглядным подтверждением избыточности связей *A*, *B*, *C* является демонстрация этой избыточности на физической модели механизма, разработанной автором (рис. 3). Модель, изготовленная в Кузбасском государственном техническом университете им. Т.Ф. Горбачева, используется в учебном процессе.

Как и на рис. 2, *б*, в модели обнажены активные связи, содержащиеся в паре 1–2. Это достигнуто путем выполнения нижней головки шатуна в виде пятипальцевой лапы, снабжен-

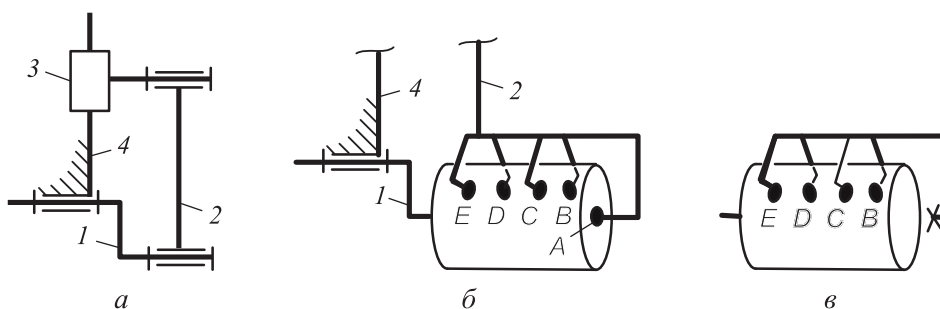


Рис. 2. Активные связи пары 1–2:

а — схема механизма; *б* — исходные связи пары; *в* — пара после удаления связи в точке *A*

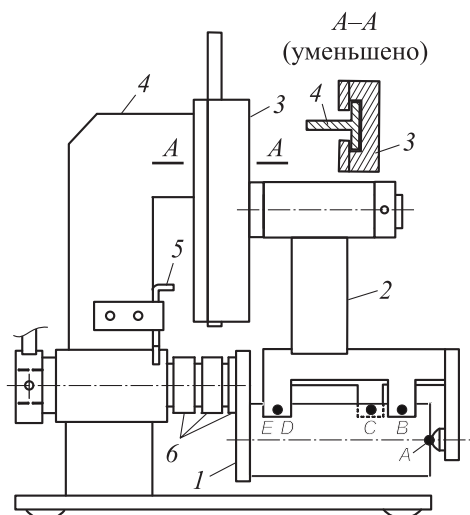


Рис. 3. Модель механизма для демонстрации избыточных связей:

1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — ползун;
4 — стойка; 5 — фиксатор; 6 — канавки;
A, B, C, D, E — активные связи пары 1-2

ной бобышками на концах лап. Для удаления связей кривошип соединен со стойкой с возможностью осевого смещения. Требуемое осевое положение кривошипа обеспечивает фиксатор 5, входящий в одну из кольцевых канавок 6. Канавки позволяют кривошипу занимать четыре положения.

В первом положении, показанном на рисунке, шатун касается кривошипа во всех пяти точках — от A до E. При сдвиге кривошипа влево на один шаг — расстояние между соседними канавками — удаляется (разрывается) связь в точке A. При каждом следующем сдвиге последовательно разрываются связи в точках B и C. Прокруткой механизма за кривошип убеждаются, что во всех трех случаях число степеней свободы механизма остается неизменным и, следовательно, удаленные связи являются избыточными.

Для демонстрации необходимости связей в точках D и E не требуется смещать кривошип еще раз, достаточно слегка приподнять цепь 2-3, например, разорвав связь в точке D и сохранив ее в точке E. При неподвижном кривошипе цепь 2-3 должна остаться неподвижной, но поскольку этого не произойдет, связь в точке D придется признать необходимой. Аналогичным способом выясняется необходимость связи в точке E.

Вывод уравнения подвижностей и связей. Во всех учебниках это уравнение выводится рассуждением в направлении от абстрактного к конкретному, от неопределенных разрозненных

звеньев, плавающих в пространстве, к столь же неопределенному механизму. При этом студентам непонятно, о чем идет речь до тех пор, пока не закончится вывод, и не начнутся примеры.

В своей учебной работе автор придерживается принятого в педагогике принципа «от конкретного к абстрактному». Согласно этому принципу, сначала на конкретных примерах (см. рис. 1-3) даются понятия связей и их подразделение на активные и пассивные, необходимые и избыточные. И только после этого конкретного выводится уравнение. При этом в поле зрения студента держится конкретный уже знакомый механизм (см. рис. 3).

Вывод уравнения. Любой механизм обладает w степенями свободы, содержит n подвижных звеньев и s_t активных связей во всех кинематических парах (на что указывает индекс «t», соответствующий слову «total») В общем случае число необходимых связей i -й кинематической цепи определяется как

$$s_{ni} = 6n_i - (w_{ia} - w_{ib}),$$

где n_i — число подвижных звеньев i -й цепи; w_a и w_b — числа степеней свободы механизмов, полученных после (after) и до (before) присоединения i -й цепи.

В примере, показанном на рис. 3, $w = 1$, $n = 3$, $s_t = 20$, $s_n = 17$, число избыточных связей $q = 3$.

После удаления всех избыточных связей (A, B, C) число степеней свободы w не меняется. Удаление всех необходимых связей увеличивает w на $s_n = s_t - q$ единиц. Все звенья становятся свободными и обладают относительно стойки $6n$ степенями свободы. На основании данного рассуждения запишем

$$w + s_t - q = 6n. \quad (1)$$

Это и есть уравнение подвижностей и связей механизма. Оно содержит два неизвестных параметра — w и q . При анализе число степеней свободы w определяют по кинематической схеме механизма. Число избыточных связей находят по формуле, выведенной из уравнения (1):

$$q = w + s_t - 6n. \quad (2)$$

Это уравнение — для $q = 0$ и в иной форме — вывел в 1923 г. российский механик, доктор технических наук, профессор А.П. Малышев.

Все изложенное представляет собой анализ. Далее рассмотрим синтез. Пусть, как и прежде,

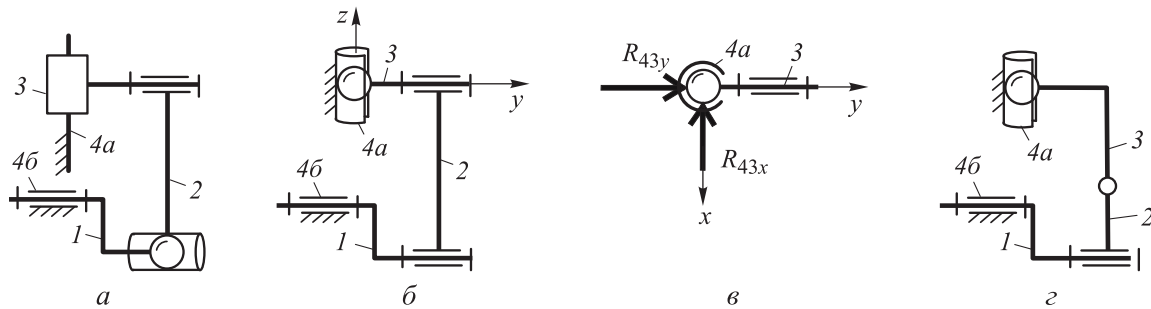


Рис. 4. Схемы вставки пары шар — цилиндр:
 а — вместо вращательной 1–2; б — вместо поступательной 3–4;
 в — реакция R_{43y} избыточной связи; г — нейтрализация избыточной связи

требуется устранить избыточные связи в кривошипно-ползунном механизме (см. рис. 3, а).

При $q = 0$ общее число связей s_t превращается в число необходимых связей s_n , а формула (1) принимает вид $w + s_n = 6n$. Отсюда получаем

$$s_n = 6n - w = 6 \cdot 3 - 1 = 17.$$

Механизм содержит четыре кинематические пары. Семнадцать связей раскладываются по четырем кинематическим парам в следующих, отличающихся по составу, вариантах: 5, 5, 5, 2; 5, 5, 4, 3 и 5, 4, 4, 4.

Остановившись на одном из вариантов, строят механизм. Произвольная ориентация подставляемых кинематических пар не гарантирует получение механизма, удовлетворяющего условиям синтеза. Так, согласно варианту 5, 5, 5, 2, одна из пар должна быть двусвязной. Как следует из таблицы связей, двусвязными являются пары шар — цилиндр и цилиндр — плоскость. Подстановка пары шар — цилиндр вместо вращательной пары 2–3 или 1–2 сразу дает хороший результат (рис. 4, а).

Подстановка этой же пары вместо поступательной 3–4 возможна (рис. 4, б), если достаточно, чтобы центр шара двигался так же, как ползун. Пусть это разрешено. Тогда при анализе возможных движений будет обнаружено, что после подстановки механизм обрел еще одну степень свободы в виде возможности вращения звена 3 вокруг оси y пары 2–3. Возникшая степень свободы означает переход одной из семнадцати необходимых связей в разряд избыточных. Этот переход подтверждает также формула (2), из которой следует, что несколько увеличивается число степеней свободы w , настолько же возрастает число избыточных связей q . Найдем связь, которая перешла в разряд избыточных.

На рис. 5, в показано сечение механизма плоскостью xu . Активные связи пары 2–3 представлены их реакциями R_{43x} и R_{43y} . Ориентация реакции R_{43x} такова, что не препятствует вращению звена 3, именно она и породившая ее связь перешли в разряд пассивных для механизма. Почему эта связь избыточная?

При смещении элемента 4а относительно 4б в направлении оси y — по какой-либо причине — цепь 1–2–3 будет сопротивляться этому смещению — со всеми вытекающими отсюда отрицательными последствиями. Такую связь надо устранять или каким-то образом нейтрализовать, этим и объясняется ее второе название. Снять сопротивление можно перемещением шарнира 2–3 (см. рис. 4, б) вниз с последующим разворотом на 90° в плоскости xu . Результат показан на рис. 5, г. Теперь полученный механизм удовлетворяет всем условиям синтеза: кинематика сохранена, $w = 1$, $q = 0$. Подстановку пары цилиндр — плоскость оставим без рассмотрения из-за ограничений на количество рисунков. Этот и другие варианты подстановок можно найти в учебном пособии [4].

Многоконтурные механизмы. На рис. 5, а изображена схема двухконтурного механизма. Схема заимствована из учебника (Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин, 1987) и немного усложнена, чтобы полнее показать метод наложения простых незамкнутых цепей.

В отличие от стандартного изображения цилиндрической пары (см. таблицу) в принятое добавлен крестик, а в изображение сферической пары добавлен полумесяц, игра света. Добавления сделаны, чтобы легче было распознавать пары. Римскими цифрами обозначены числа активных связей пар.

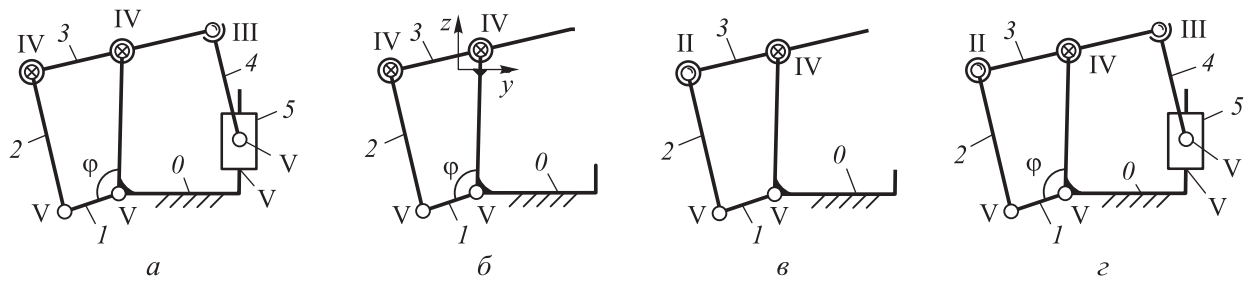


Рис. 5. Устранение избыточных связей в двухконтурном механизме:
 а — исходный механизм; б — присоединение к стойке 0 цепи 1–2–3;
 в — цепь 1–2–3 после устранения избыточных связей; з — присоединение цепи 4–5

Пусть требуется выявить и устранить избыточные связи в данном механизме. Образует его в последовательности: стойка 0, цепь 1–2–3, цепь 4–5. Механизм, полученный в результате присоединения первой цепи, показан на рис. 5, б. Это одноконтурный механизм, поэтому число избыточных связей в нем определяем по формуле (2):

$$q = w + s_i - 6n = 2 + 18 - 6 \cdot 3 = 2.$$

Подставленному в формулу числу степеней свободы $w = 2$ соответствуют две координаты, например, φ и x какой-либо точки звена 3. Последнее означает возможность перемещения звена 3 перпендикулярно плоскости чертежа. Сохраняя эту возможность, получаем необходимое число связей

$$s_n = 6n - w = 6 \cdot 3 - 2 = 16.$$

Шестнадцать связей раскладываются по четырём кинематическим парам цепи 1–2–3 в следующих четырех вариантах: 5, 5, 5, 1; 5, 5, 4, 2; 5, 5, 3, 3 и 5, 4, 4, 3. Первый вариант не подходит при любой ориентации односвязной пары, в чем можно убедиться пробной подстановкой пары взамен любой из существующих. Во всех случаях появляется степень свободы, нарушающая кинематику механизма.

Второй вариант (5, 5, 4, 2) подходит только для двусвязной пары шар — цилиндр (см. таблицу). Эту пару можно подставить в любое место цепи, например взамен пары 2–3 (рис. 5, в). После подстановки число степеней свободы цепи по-прежнему равно двум. Избыточных связей нет, в чем легко убедиться, поворачивая цилиндр вокруг всех трех осей пространства: шар не препятствует этим вращениям.

Присоединение второй цепи, а в общем случае i -й цепи, влечет за собой приращения всех ее структурных параметров:

$$\Delta q_i = \Delta w_i + \Delta s_i - 6\Delta n_i.$$

Выражая приращения через абсолютные параметры цепи, получаем

$$q_i = (w_{ia} - w_{ib}) + s_i - 6n_i,$$

где q_i — число избыточных связей, вносимых i -й цепью.

Для i -й цепи выражение необходимого числа связей принимает вид

$$s_{in} = 6n_i - (w_{ia} - w_{ib}).$$

Для цепи 4–5 (второй цепи)

$$s_{2n} = 6n_2 - (w_{2a} - w_{2b}) = 6 \cdot 2 - (1 - 2) = 13.$$

Поясним последовательность подстановок чисел степеней свободы. Пусть требуется, чтобы после присоединения цепи 4–5 у механизма осталась только одна степень свободы, на этом основании принимаем $w_{2a} = 1$. Значение w_{2b} определяем по рис. 5, в.

Тринадцать связей цепи 4–5 раскладываются по ее кинематическим парам в двух вариантах: 5, 5, 3 и 5, 4, 4. Принимая первый вариант, построим механизм, как показано на рис. 5, з. При этом вторая степень свободы устранена, что и требовалось при задании w_{2a} .

При выборе второго варианта условиям синтеза можно удовлетворить, например заменой пары 0–5 на четырехсвязную цилиндрическую, а пары 3–4 — на сферическую с пальцем.

Приведенных примеров достаточно, чтобы составить представление о требуемом, по мнению автора, уровне начального образования по теме избыточных связей в механизмах. Одноконтурные механизмы должны освоить студенты, а также начинающие преподаватели и инженеры-эксплуатационники. Лица, готовые стать инженерами-конструкторами должны знать тему еще и для многоконтурных механизмов.

Как справедливо отмечает профессор Л.Т. Дворников [5]: несмотря на то, что задача создания механизмов без избыточных связей была поставлена в полной мере профессором Решетовым Л.Н. более чем пятьдесят лет назад, можно уверенно говорить о том, что исчерпывающе она не решена и до настоящего времени. Об этом свидетельствует далеко неполный список публикаций [6–16], относящихся к этому самому настоящему времени.

Нечувствительность механизмов к неточностям звеньев является достаточным критерием отсутствия в них избыточных связей, поэтому на практике задачу решают пока, опираясь в основном на этот критерий. Например, инженер-конструктор Д.П. Добжинский [6] получил свыше десяти авторских свидетельств на изобретение механических систем, имеющих указанную выше нечувствительность. В статьях [5, 7, 8] структурные формулы все еще содержат общие связи. Есть работа [16], где использован метод наложения простых незамкнутых кинема-

тических цепей. Но все эти публикации — не для учебного процесса.

Выводы

1. Теория общих связей является оригинальной надстройкой теории реальных связей, но не приспособленной к выявлению и устранению избыточных связей.

2. В условиях очень ограниченного учебного времени изложение двух несовместимых теорий невыполнимо.

3. Предложен план начального образования по теме «Избыточные связи в механизмах».

4. Содержание начального образования можно почерпнуть из учебного пособия [5].

5. Приведены образцы выявления и устранения избыточных связей в одно- и двухконтурном механизмах.

6. Для демонстрации избыточных связей разработана и изготовлена модель механизма.

Литература

- [1] Артоболовский И.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, URSS, 2023. 640 с.
- [2] Решетов Л.Н. *Самоустанавливающиеся механизмы*. Москва, Машиностроение, 1991. 288 с.
- [3] Озол О.Г. *Теория механизмов и машин*. Москва, Наука, 1984. 432 с.
- [4] Ермак В.Н. *Теория механизмов и машин*. Кемерово, КузГТУ, 2025. 168 с.
- [5] Гудимова Л.Н., Дворников Л.Т. Проблемы исключения избыточных связей в плоских шарнирных механизмах. *Фундаментальные исследования*, 2013, № 6–1, с. 24–32.
- [6] Добжинский Д.П. *Самоустанавливающийся мостовой кран*. Патент РФ 2621211. Заявл. 01.02.2016, опубл. 01.06.2017.
- [7] Гудимова Л.Н. К вопросу о создании кинематической структуры без избыточных связей для разрезания металла. *Журнал передовых исследований в области естествознания*, 2019, № 7, с. 19–25, doi: <https://doi.org/10.26160/2572-4347-2019-7-19-25>
- [8] Дворников Л.Т., Дмитриев В.В., Бондаренко В.С. *Самоустанавливающийся планетарный механизм*. Патент РФ 2342573. Заявл. 11.07.2007, опубл. 27.12.2008.
- [9] Пивоваров А.О., Шевчук В.П. Разработка рациональных конструкций планетарных механизмов, применяемых в трансмиссии гусеничных тракторов. *Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований*, 2014, № 11–4, с. 577–580.
- [10] Пивоваров А.О. Разработка конструкции планетарной передачи без избыточных связей. *Фундаментальные исследования*, 2013, № 6–3, с. 556–560.
- [11] Егоров О.Д. Структурный анализ механизмов параллельной структуры. *Вестник МГТУ Станкин*, 2019, № 1, с. 89–92.
- [12] Третьяков В.М. Построение рациональных планетарных механизмов на основе матричного метода структурного анализа. *Транспортное машиностроение*, 2022, № 4, с. 4–16, doi: <https://doi.org/10.30987/2782-5957-2022-4-4-16>
- [13] Тимофеев Г.А. Исследование структуры волновой зубчатой передачи с генератором волн внешнего деформирования. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2016, № 3, с. 3–10.
- [14] Тимофеев Г.А., Подчасов Е.О. Использование метода графов в структурном анализе волновой зубчатой передачи. *Вестник научно-технического развития*, 2016, № 6, с. 23–31.

- [15] Тимофеев Г.А., Мартынова А.В. Разработка структурной схемы самоустанавливающейся волновой передачи с дисковым генератором волн. *Подъемно-транспортное дело*, 2015, № 3, с. 7–12.
- [16] Черемнов А.В., Ан И.К., Ивкина О.П. Синтез пространственной передачи с промежуточными телами качения с улучшенными качественными характеристиками. *Известия Томского политехнического университета*, 2012, т. 321, № 2, с. 26–30.

References

- [1] Artobolevskiy I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, URSS Publ., 2023. 640 p. (In Russ.).
- [2] Reshetov L.N. *Samoustanavlivayushchiesya mekhanizmy* [Self-aligning mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991. 288 p. (In Russ.).
- [3] Ozol O.G. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka Publ., 1984. 432 p. (In Russ.).
- [4] Ermak V.N. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Kemerovo, KuzGTU Publ., 2025. 168 p. (In Russ.).
- [5] Gudimova L.N., Dvornikov L.T. The problem of eliminating redundant links in a flat hinge mechanisms. *Fundamentalnye issledovaniya* [Fundamental Research], 2013, no. 6–1, pp. 24–32. (In Russ.).
- [6] Dobzhinskiy D.P. *Samoustanavlivayushchiysya mostovoy kran* [Self-installing overhead crane]. Patent RU 2621211. Appl. 01.02.2016, publ. 01.06.2017. (In Russ.).
- [7] Gudimova L.N. To the question about creating the kinematic structure without redundant links for cutting metal. *Zhurnal peredovykh issledovaniy v oblasti estestvoznaniya* [JARiNS], 2019, no. 7, pp. 19–25, doi: <https://doi.org/10.26160/2572-4347-2019-7-19-25> (in Russ.).
- [8] Dvornikov L.T., Dmitriev V.V., Bondarenko V.S. *Samoustanavlivayushchiysya planetarnyy mekhanizm* [Self-aligning planetary gear]. Patent RU 2342573. Appl. 11.07.2007, publ. 27.12.2008. (In Russ.).
- [9] Pivovarov A.O., Shevchuk V.P. Development of rational constructions of planetary mechanism used in transmission of crawler tractors. *Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamentalnykh issledovaniy* [International Journal of Applied and Fundamental Research], 2014, no. 11–4, pp. 577–580. (In Russ.).
- [10] Pivovarov A.O. Development of the construction of planetary gear without redundant links. *Fundamentalnye issledovaniya* [Fundamental Research], 2013, no. 6–3, pp. 556–560. (In Russ.).
- [11] Egorov O.D. Structural analysis of mechanisms of parallel structure. *Vestnik MSTU Stankin*, 2019, no. 1, pp. 89–92. (In Russ.).
- [12] Tretyakov V.M. Construction of efficient planetary gears based on the matrix method of structural analysis. *Transportnoe mashinostroenie* [Transport Engineering], 2022, no. 4, pp. 4–16, doi: <https://doi.org/10.30987/2782-5957-2022-4-4-16> (in Russ.).
- [13] Timofeev G.A. Investigation of the structure of a wave gear with an external deformation wave generator. *Problemy mashinostroyeniya i nadezhnosti mashin*, 2016, no. 3, pp. 3–10. (In Russ.). (Eng. version: *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2016, vol. 45, no. 3, pp. 191–198, doi: <https://doi.org/10.3103/S1052618816030195>)
- [14] Timofeev G.A., Podchasov E.O. Using the graph method in the structural analysis of a wave gear transmission. *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya*, 2016, no. 6, pp. 23–31. (In Russ.).
- [15] Timofeev G.A., Martynova A.V. Development of the structural scheme of the self-setting wave gear with disc wave generator. *Pod'emno-transportnoe delo* [Lift and Transportation Engineering], 2015, no. 3, pp. 7–12. (In Russ.).
- [16] Cheremnov A.V., An I.K., Ivkina O.P. Synthesis of spatial transmission with intermediate rolling elements with improved quality characteristics. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Tomsk Polytechnic University], 2012, vol. 321, no. 2, pp. 26–30. (In Russ.).

Информация об авторе

ЕРМАК Владимир Николаевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Информационные и автоматизированные производственные системы». Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева (650000, Кемерово, Российская Федерация, ул. Весенняя, д. 28, e-mail: v.yermak@mail.ru).

Information about the author

ERMAK Vladimir Nikolaevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Information and Automated Production Systems. T.F. Gorbachev State Technical University (650000, Kemerovo, Russian Federation, Vesennyya St., Bldg. 28, e-mail: v.yermak@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ермак В.Н. Наглядно об избыточных связях в механизмах. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 7, с. 3–12.

Please cite this article in English as:

Ermak V.N. Visually about redundant connections in mechanisms. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 7, pp. 3–12.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебник**

«Теория механизмов и механика машин»

**Авторы: Г.А. Тимофеев, А.К. Мусатов, С.А. Попов,
К. В. Фролов**

В издании изложены основы теории механизмов и механики машин, рассмотрены свойства отдельных типов механизмов, широко применяемых в самых различных конструкциях машин, приборов и устройств. Приведены и проанализированы задачи совершенствования современной техники, создания высокопроизводительных машин и систем, освобождающих человека от трудоемких процессов, с учетом упругости звеньев, трения и изнашивания кинематических пар. Рассмотрены виброактивность и виброзащита, методы проектирования схем основных видов механизмов, управления движением системы механизмов, основы автоматизированного проектирования механизмов машин.

Учебник отражает современные научные и практические знания, используемые при решении задач преобразования и передачи механической энергии, при проектировании и создании самых различных видов технических средств, и соответствует Федеральному государственному образовательному стандарту высшего образования четвертого поколения и методическим требованиям, предъявляемым к учебным изданиям.

Для студентов машиностроительных вузов и технических университетов.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>