

СТАТЬИ

УДК 621.937.02

**К ВОПРОСУ О СОЗДАНИИ
САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИХСЯ МЕХАНИЗМОВ
В МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОМ ПРОИЗВОДСТВЕ**

Гудимова Л.Н., Макаров А.В., Баклушина И.С.

*ФГБОУ ВО «Сибирский государственный индустриальный университет»,
Новокузнецк, e-mail: lyu-gudiova@yandex.ru*

Шарнирные рычажные механизмы применяются в металлургическом производстве с момента зарождения производства металлов, однако не потеряли своей актуальности и по настоящее время. Достаточно отметить, что более 50% всех механизмов, входящих в состав машин и агрегатов, как вспомогательных, так и основных металлургических производств, составляют рычажные шарнирные механизмы. Такие механизмы работают в условиях высоких динамических и случайных нагрузок, температур, перегрузок, что существенно снижает эффективность их работы, надежность, долговечность и увеличивает изнашиваемость деталей в местах соединений. Одним из перспективных направлений по усовершенствованию и созданию механизмов является применение структур без избыточных связей, способных адаптироваться к тяжелым условиям работы. В данной работе предложена методика создания самоустанавливающейся структуры рычажного механизма летучих ножниц, широко используемых в сортовых, мелкосортных и крупносортных прокатных станах, созданных на основе четырехзвенного шарнирного механизма. Такой рациональный механизм ножниц позволит снизить энергетические затраты, повысить коэффициент полезного действия и уменьшить износ соприкасающихся деталей. Предлагаемый метод создания рационального механизма основан на адресной замене шарниров кинематическими парами более высоких классов, в частности парами третьего и четвертого класса, увеличивающими подвижность в местах соединений и способными исключить дополнительную деформацию деталей при сборке механизма.

Ключевые слова: избыточные связи, механизм для резки металла, подвижность кинематической цепи, кинематические пары высших классов, механизм нулевого семейства

**ON THE CREATION OF SELF-ALIGNING MECHANISMS
IN METALLURGICAL PRODUCTION**

Gudimova L.N., Makarov A.V., Baklushina I.S.

Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, e-mail: lyu-gudiova@yandex.ru

Articulated lever mechanisms have been used in metallurgical production since the dawn of metal production, but have not lost their relevance to the present day. Suffice it to note the fact that over 50% of all machinery and equipment in both auxiliary and main metallurgical production facilities are articulated lever mechanisms. Such mechanisms work under conditions of high dynamic and accidental loads, temperatures, overloads that considerably reduces efficiency of their work, reliability, durability and increases wear of details in joint places. One of the perspective directions on improvement and creation of mechanisms is application of structures without redundant bonds, capable to adapt to heavy conditions of work. This paper proposes a methodology for creation of self-aligning lever mechanism structure of flying shears, widely used in section, small-section and large-section rolling mills, created on the basis of four-link hinge mechanism. This rational shear mechanism, will reduce energy costs, increase efficiency and reduce wear and tear on the contacting parts. The proposed method for creating a rational mechanism is based on the targeted replacement of hinges with kinematic pairs of higher classes, in particular, pairs of the third and fourth classes, which increase mobility at the joints and help eliminate additional deformation of parts during assembly of the mechanism.

Keywords: redundant links, metal cutting mechanism, kinematic chain mobility, higher class kinematic pairs, zero-family mechanism

Большинство научных работ, связанных с научными исследованиями в области металлургической промышленности, направлены на улучшение технологии производства металла и металлопродукции [1–3]. Например, в прокатном производстве большое количество работ посвящено ресурсосберегающими технологиями, к которым относятся технология раскря, снижение брака, уменьшение отходов, качество торцов проката и др. [4, 5]. Безусловно, решаемые вопросы являются необходимыми научными направлениями для развития металлургии в целом, однако не менее актуальным в современных условиях является направление

создания механизмов и машин нового поколения, способных адаптироваться к изменяющимся динамическим нагрузкам, температурным деформациям, уменьшающим зависимость от точности изготовления, обработки деталей и монтажа машин. Решение этой сложной проблемы в настоящее время основано в основном на комплексном подходе, включая изучение физических процессов [6], подборе оптимальных конструкторских параметров, увеличении степени точности изготовления деталей, применение демпфирующих устройств и т.п.

Несомненно, такой подход способствует улучшению работы шарнирных механиз-

мов, но не исключает наличие избыточных связей, которые возникают в результате имеющегося дефицита подвижности в них, так как для соединения звеньев (деталей) применяются только одноподвижные соединения (вращательные или поступательные). Такие ученые, как В.В. Добровольский, Н.И. Колчин, И.И. Артоболевский, Л.Н. Решетов с 1936 по 1972 г. указывали на то, что шарнирные механизмы, относящиеся к механизмам третьего семейства, содержат в структурах избыточные связи.

К настоящему времени ни у кого из исследователей, занимающихся вопросами изучения структур механизмов, не вызывает сомнения присутствие избыточных связей в механизмах, относящихся к первому, второму или третьему классу по классификации И.И. Артоболевского. Понимая важность вопроса по исключению этих связей, задача по созданию метода, позволяющего создавать механизмы без избыточных связей без увеличения числа звеньев в структуре механизма, оказалась не такой простой.

Единственный предложенный в 1972 г. профессором Л.Н. Решетовым метод создания рациональных механизмов не нашел широкого применения в первую очередь из-за того, что он требует использования серьезных инженерных навыков в использовании, так как метод основан на составлении структурных таблиц, при заполнении которых необходимо правильно оценивать движение не только каждого звена, но и определять возможную подвижность в каждой кинематической паре, относительно выбранной системы координат, в которой работает механизм. Кроме того, проведенный анализ показал, что многие приемы и рекомендации метода недостаточно четко разъяснены. Следовательно, разработка универсального метода, позволяющего создавать рациональные, безыбыточные по связям (самоустанавливающиеся) механизмы или исключать избыточные связи в используемых шарнирно-рычажных механизмах, остается актуальной и современной задачей.

В металлургической промышленности для резки проката широко используются ножницы различных конструкций. Основными технологическими параметрами, требующими определения, являются полезная работа и мощность резания в периоды вмятия и резания ножей. Аналитического метода решения задачи по определению этих параметров до настоящего времени не существует. Расчет проводится на основании полученных экспериментальных коэффициентов вмятия и надреза. Учитывая, что подобные машины относятся к шарнирно-рычажным механизмам, которые

по классификации И.И. Артоболевского являются механическими системами третьего семейства (плоскими), содержащими избыточные связи, то задача определения технологических параметров становится еще более проблематичной. С научной точки зрения современного анализа работы таких механизмов необходимо также учитывать и мощность на преодоление вредных сил сопротивления, в связи с присутствием избыточных связей. Поэтому на практике для приводов механизмов применяют электродвигатели с мощностью на 20–30% больше полученной при теоретических расчетах. Устранение избыточных связей в плоских механизмах без увеличения числа звеньев (деталей) является одной из актуальных задач современного машиностроения.

Материалы и методы исследования

Отметим, что по существующей классификации механизмов, предложенной академиком И.И. Артоболевским, механизмы, в которых отсутствуют избыточные связи, относятся к механизмам нулевого семейства ($m = 0$). В работе показано применение разработанной методики исключения избыточных связей [7] на примере кинематической схемы кривошипно-рычажных летучих ножниц, который основан на адресной замене шарниров кинематическими парами более высоких классов. Для многозвенных механизмов он содержит пять последовательных этапов решения. На первом этапе определяются общие структурные решения для рассматриваемой кинематической схемы механизма внутри нулевого семейства. На втором этапе механизм декомпозируется на основные контуры и дополняющие их фрагменты. На третьем – по установленным зависимостям находятся решения в каждом выделенном контуре и фрагменте; на четвертом, на базе найденных решений на третьем этапе, определяются комплексные решения, которые сравниваются с решениями первого этапа. На пятом этапе на основании составленной системы уравнений, включающей решения механизма нулевого семейства, основных контуров и фрагментов, адресно определяется расположение всех кинематических пар в структуре механизма. Отметим, что чем сложнее механизм, тем более вдумчиво необходимо подходить к вопросу декомпозиции механизма на контуры и фрагменты, учитывая, что избыточные связи должны отсутствовать как в механизме целом, так и в каждом из его контуров. Число контуров определяется формулой Х.И. Гохмана $r = p - n$, где p – число кинематических пар (соединений), n – число подвижных звеньев (деталей).

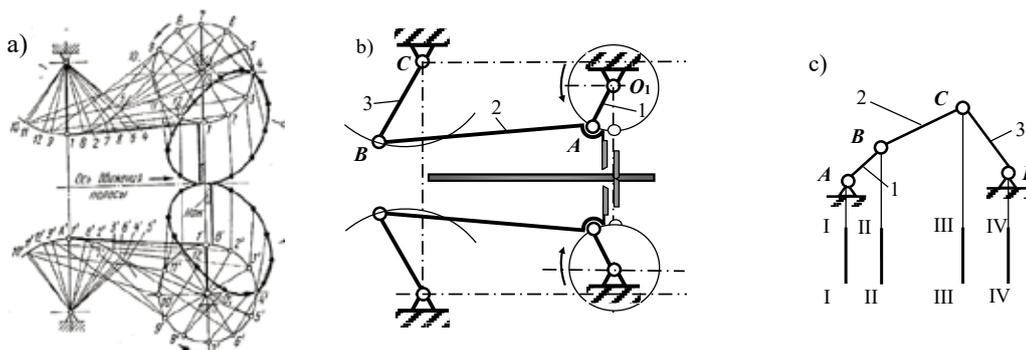


Рис. 1. Схема перемещения ножей летучих ножниц (а), структурная схема кривошипно-рычажных ножниц (b), кинематическая схема четырехзвенного шарнирного механизма (с)

Широкое применение кривошипно-рычажных летучих ножниц в металлургии обусловлено тем, что ножи при работе механизма двигаются по сложной эллипсоидной траектории (рис. 1, а), а на участке резания эта траектория практически совпадает с горизонтальным движением листа или полосы, обеспечивая более ровную и вертикальную плоскость среза.

Кинематическая схема летучих ножниц (рис. 1, b) создана на основе четырехзвенного шарнирного рычажного механизма (рис. 1, с), звенья в котором соединены шарнирами, т.е. кинематическими парами пятого класса p_5 , позволяющими только одно вращательное движение. По классификации И.И. Артоболевского такие механизмы относятся к механизмам третьего семейства ($m = 3$) и в них неизбежно присутствуют избыточные связи.

Наличие избыточности связей в структурах простых механизмов, которые входят в состав сложной машины, требует использования дополнительной энергии на преодоление вредных сил сопротивления, а в многозвенных механических системах избыточные связи приводят к тому, что энергетические затраты становятся соизмеримыми с затратами на полезное сопротивление, определяющее функциональное назначение машины.

Покажем возникновение избыточных связей на примере четырехзвенного шарнирного механизма. Физическая сущность избыточных связей, как установлено в научной школе ФГБОУ ВО «СибГИУ» «Теория структуры механических систем и практика ее использования при синтезе сложных машин, включая горные и металлургические», заключается прежде всего в определении их понятия, т.е. *избыточными связями* в механических системах сле-

дует называть такие связи, которые возникают в кинематических парах в результате принужденной сборки, когда числа звеньев и кинематических пар не соответствуют самоуставливающейся системе.

Результаты исследования и их обсуждение

Для того чтобы в шарнирном четырехзвенном механизме отсутствовали избыточные связи, все его звенья должны двигаться в строго параллельных плоскостях. Очевидным требованием в этом случае является обязательная параллельность геометрических осей шарниров A (I – I), B (II – II), C (III – III) и D (IV – IV). Осуществить сборку механизма, выполнив это условие, практически невозможно, так как после изготовления звеньев (деталей) механизма, собрать их так, чтобы оси шарниров были параллельны друг другу, проблематично. Легко обеспечить плоское соединение звеньев 1 и 3 с опорами A и D . Не представляет труда соединить звенья 1 и 2 в шарнир B (рис. 2, а), но гарантировать, что стойка и соединяемые звенья 1 и 2 окажутся в одной плоскости, уже нельзя, а потому соединить звенья 2 и 3 в шарнир C неизбежно составит трудность.

Произвести это соединение можно только с принуждением, но тогда механизм нельзя назвать плоской системой, так как звенья в этом случае будут дополнительно нагружены изгибающими моментами (рис. 2, b и с). Для того чтобы осуществить передачу движения от звена к звену, необходимо преодолеть вредное сопротивление возникающих моментов, что потребует дополнительных энергетических затрат.

В работе [7] получена зависимость, определяющая число избыточных связей в механизмах любого семейства:

$$q = m \cdot r. \tag{1}$$

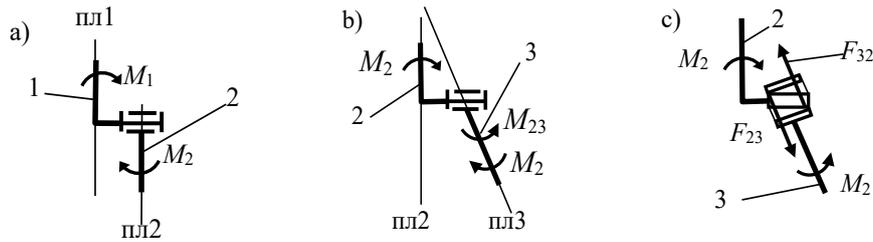


Рис. 2. Плоский шарнир (а), избыточность связи (b, с)

В механизме кривошипно-рычажных ножиц $p = 4$, $n = 3$, $m = 3$ и число избыточных связей по (1) $q = 3$. Это простой, одноконтурный механизм и исключение избыточных связей можно провести по более простой методике, подробно описанной в [7]. Достаточно рассмотреть систему, в которой первое уравнение описывает механизм как плоский, а второе – как пространственный

$$\begin{cases} \sum_{k=5}^1 p_k = \frac{3n - W}{2}, \\ \sum_{k=5}^1 k \cdot p_k = 6n - W, \end{cases} \quad (2)$$

где W – подвижность механизма, k – класс кинематических пар ($k = 5, 4, 3, 2, 1$), n – число звеньев цепи.

Решая систему уравнений (2) при условии, что $k = 5, 4, 3$, т.е. пары p_1 и p_2 не используются, в силу сложности их практической реализации, получаем зависимости, определяющие числа кинематических пар третьего и четвертого классов

в зависимости от числа возможных пар пятого класса

$$\begin{cases} p_4 = \frac{3n + W}{2} - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - W, \end{cases} \quad (3)$$

подставляя в (3) значения $W = 1$, $n = 3$, и получим

$$\begin{cases} p_4 = 5 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 1. \end{cases} \quad (3.1)$$

Очевидно, что система (3.1) имеет только два варианта целочисленных и положительных решений:

1. $p_5 = 2, p_4 = 1, p_3 = 1$,
2. $p_5 = 1, p_4 = 3, p_3 = 0$.

Отметим, что предпочтительным для практики является первый вариант решения (рис. 3, а), так как, во-первых, замене подлежат только два шарнира из четырех, а во-вторых, создать конструкцию кинематических пар третьего и четвертого классов не представляет трудности.

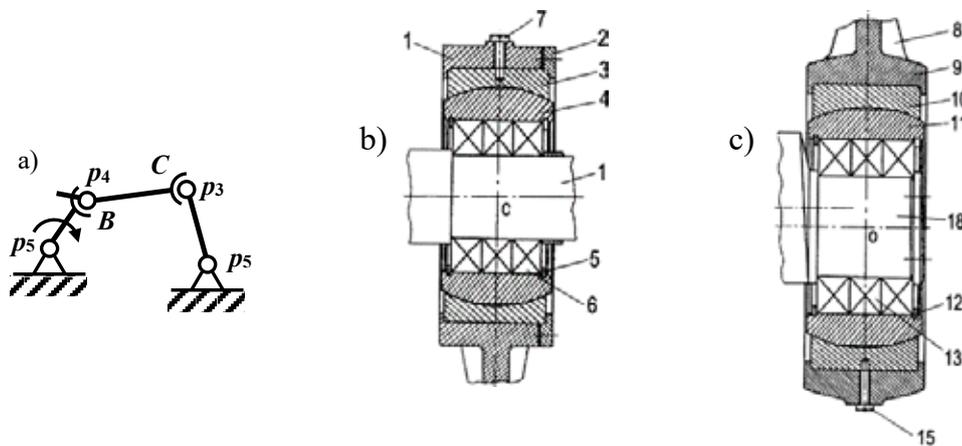


Рис. 3. Структурная схема самоустанавливающегося четырехзвенного механизма с условным изображением кинематических пар (а), конструкция кинематической пары p_3 (b), конструкция кинематической пары p_4 (с)

Одним из авторов настоящей статьи получен патент на изобретение, в котором предложена конструкция самоустанавливающегося шатуна. Верхняя головка самоустанавливающегося шатуна 1 (рис. 3, б) может быть установлена на месте шарнира B , соединяющего его с рычагами BC (серьгами), а нижняя головка 9 с кривошипами O_1A (рис. 3, с). При движении шатун передает нагрузку, направленную вдоль осей O и C (рис. 3, б и с) стержня 8. Величина допускаемой нагрузки определяется установленными в головках 1 и 9 подшипниками 6 и 13.

Использование трех подшипников качения, вместо обычно одного самоустанавливающегося, позволяет довести нагрузку до $200 \cdot 10^3$ кгс, применив серийные подшипники, например, серии 92000. Коэффициент полезного действия подшипников качения 6 и 13 в каждой головке шатуна составляет 99% или на весь шатун $\eta = 0,98$.

Заключение

Конструкция предлагаемого шатуна не только существенно увеличивает нагрузочную способность кривошипно-рычажного механизма летучих ножниц в целом, но и позволит создать механизм без избыточных связей. Нижняя головка шатуна, соединенная с кривошипом, в предлагаемой конструкции, имеет две подвижности, т.е. представляет кинематическую пару четвертого класса (p_4), а верхняя головка шатуна, которая соединена с серьгами, имеет три возможных движения и относится к паре третьего класса (p_3), именно это дает возможность исключить дефицит подвижности и собрать звенья между собой в данном механизме без натягов, значит, исключить

возникновение дополнительных изгибающих моментов на звенья.

Для доказательства отсутствия избыточных связей в предлагаемой структуре механизма ножниц, воспользуемся зависимостью, полученной в [7]

$$q = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 - (6n - W) = \\ = 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 - (6 \cdot 3 - 1) = 0.$$

Разработанная методика позволяет без увеличения числа подвижных звеньев в шарнирно-рычажных механизмах путем адресных замен шарниров на кинематические пары более высоких классов, создавать механизмы безыбыточные по связям.

Список литературы

1. Кушнарев А.В., Шведов К.Н., Беспмятных А.Ю., Ильиных Р.А. Совершенствование технологии производства железнодорожных колес в АО «ЕВРАЗ НТМК» // Сталь. 2020. № 6. С. 47–49.
2. Кожевников А.В., Юсупов В.С. Методика проектирования технологии холодной прокатки, исключающей вибрации на станах // Сталь. 2021. № 5. С. 21–24.
3. Shvarts D.L. Rolling of rail profiles in a universal groove. *Steel in Translation*. 2015. Part 2. Vol. 45. No. 7. P. 499–502.
4. Jamnik M., Gemo L., Partyka A., Miani S., Rahm C. *Iron & Steel Techn.* 15. 2018. No 1. P. 42–49.
5. Guojie Zhang, Yinghui Sun, Ying Xu. Review of briquette binders and briquetting mechanism. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. Vol. 82. No 1. P. 477–487.
6. Захаренков Н.В., Квасов И.Н. Исследование прочности пространственного механизма с прерывистым движением в приводе поворотного устройства // Метрология, стандартизация, качество: теория и практика: материалы Международной научно-технической конференции (Омск, 14–16 ноября 2017 г.). Омск, 2017. С. 107–111.
7. Гудимова Л.Н., Дворников Л.Т. Основы теории избыточности связей в механизмах. Новокузнецк: ООО «Полиграфист», 2018. 174 с.