

Рис. 2. Сферический пространственный четырехзвенный механизм

Далее рассмотрим пространство ПВВ. Для данного пространства характерно то, что для передачи движения ВВ в обозначенном пространстве плоскостях необходимо использовать коническую зубчатую

передачу. Зубья колес при касании по образующей боковой поверхности образуют пару IV класса, значит, в пространстве ПВВ не существуют четырехзвенные механизмы второго вида.

Следующее пространство ППВ характеризует собой плоские механизмы. Существует семь различных схем реализации плоских четырехзвенных механизмов второго вида, которые схематично представлены ниже на рис. 3 – а) ВВВВ, б) ВВВП, в) ВВПВ, д) ВППВ, е) ПВВВ, ф) ППВВ, г) ВПВП. Буквами А, В, С и D обозначены кинематические пары.

Рассмотрим следующее пространство механизмов ППП. Здесь существует возможность создания пространственных клиновых механизмов. Характерным примером с точки зрения состава кинематических пар может служить пространственный четырехзвенный механизм с одними поступательными парами, изображенный на рис. 4.

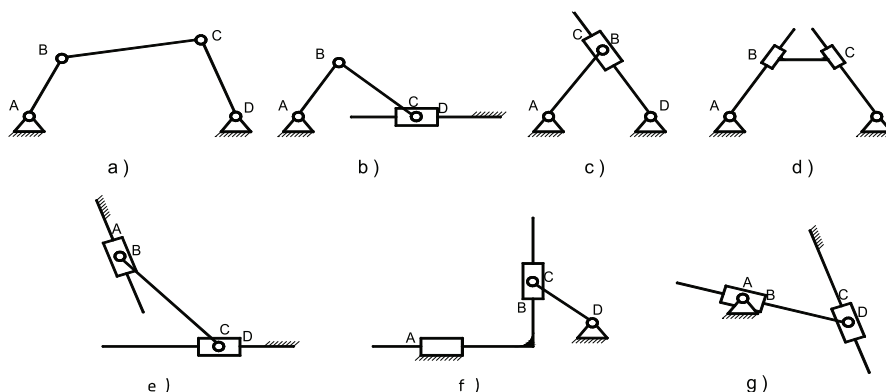


Рис. 3. Плоские четырехзвенные механизмы второго вида

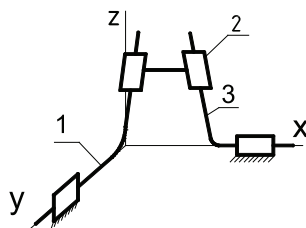


Рис. 4. Пространственный четырехзвенный механизм с одними поступательными парами

Механизм позволяет производить поступательные движения ведущего звена 1 и ведомого звена 3 вдоль произвольно расположенных в пространстве осей, в данном случае перпендикулярно расположенных осей X и Y.

В пространствах ВПВ и ВПП рассматриваемых механизмов не обнаружено.

Подводя итоги проведенной работы, следует вывод о том, что рассматриваемые механизмы существуют в трех пространствах третьего семейства ВВВ, ППП и ППВ.

В пространстве ВВВ – последовательность ВВВВ, в пространстве ППП – последовательность ПППП, и в пространстве ППВ – семь возможных комбинаций ВВВВ, ВПВВ, ВВВП, ВПВВ, ПВВВ, ППВВ и ППВВ.

Список литературы

1. Универсальная структурная классификация механизмов: метод. указ. / СибГИУ; сост. Л.Т. Дворников. – Новокузнецк: СибГИУ, 2012. – 39 с.

ОСНОВЫ ТЕОРИИ СЕМЕЙСТВ МЕХАНИЗМОВ

Маракулина М.М., Фомин А.С.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: alexey-nvkz@mail.ru

В работе [1] профессором В.В. Добровольским был введен параметр $m_{\text{Д}}$, означающий число степеней свободы всего механизма, и записана так называемая универсальная формула подвижности механизмов в виде

$$W = m_{\text{Д}} n - \sum_{k=1}^{k=m-1} (m_{\text{ДД}}^{-k}) p_{k\text{Д}}, \quad (1)$$

где W – число степеней свободы механизма, n – число подвижных звеньев, $k_{\text{Д}}$ – род кинематических пар по В.В. Добровольскому. В зависимости от параметра $m_{\text{Д}}$, могущего принимать значения 2, 3, 4, 5 или 6, все механизмы В.В. Добровольским были разделены на пять родов. Однако такая классификация в теории механизмов не «прижилась».

Позже, в работе [2] профессор И.И. Артоболевский предложил ввести понятие числа общих наложенных на весь исследуемый механизм связей m . Этот параметр связывается с m_d выражением $m = 6 - m_d$. Учитывая это, формула подвижности (1) была приведена И.И. Артобелевским к следующему виду

$$W_m = (6 - m)n - \sum_{k=5}^{k-m=1} (k - m)p_k, \quad (2)$$

$$\text{нулевое } (m=0) \quad W_0 = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (3)$$

$$\text{первое } (m=1) \quad W_1 = 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3 - p_2, \quad (4)$$

$$\text{второе } (m=2) \quad W_2 = 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3, \quad (5)$$

$$\text{третье } (m=3) \quad W_3 = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (6)$$

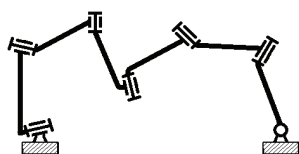
$$\text{четвертое } (m=4) \quad W_4 = 2n - p_5. \quad (7)$$

На рисунке приведены примеры механизмов всех пяти семейств. Подвижность каждого из механизмов

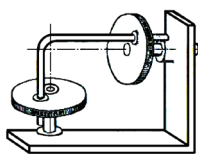
где W_m определяет подвижность механизма. В зависимости от значений, принимаемых параметром m в формуле (2), И.И. Артоболевский выделил пять семейств механизмов: нулевое ($m=0$), первое ($m=1$), второе ($m=2$), третье ($m=3$) и четвертое ($m=4$) [2].

Вводя в формулу (2) соответствующие значения для m , получим структурные формулы подвижности каждого из семейств (3) – (7) механизмов, определяющие зависимости между числом звеньев и кинематических пар

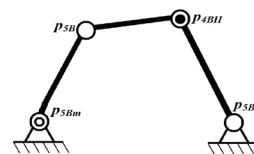
может быть сосчитана по структурной формуле соответствующего семейства.



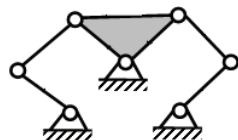
Пространственный
семизвенный механизм
нулевого семейства



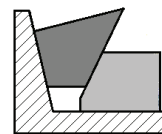
Пространственный механизм
угловой передачи
первого семейства



Пространственный
четырёхзвенный механизм
второго семейства



Плоский шарнирный
шестизвенник третьего семейства



Трёхзвенный клиновой механизм
четвертого семейства

Механизмы нулевого, первого, второго, третьего и четвертого семейства

Число общих наложенных на механизм связей однозначно определяет его структурную формулу и в зависимости от этого числа существуют пять семейств отличающихся друг от друга механических систем.

В работе [3] было предложено внутри семейств в соответствии с составом используемых кинематических пар различных классов выделять отличающиеся друг от друга подсемейства. В нулевом семействе таких подсемейств оказалось 31, в первом 15, во втором 7, в третьем 3 и в четвертом 1. Обязательным условием для подсемейств является такое, что числа кинематических пар в их уравнениях не могут принимать нулевых значений.

Из изложенного следует, что изучение полного многообразия возможных к применению механизмов

требует систематического их разделения на семейства и подсемейства в зависимости от числа общих наложенных на механизмы условий связи и классов используемых в них кинематических пар.

Список литературы

1. Добровольский, В.В. Основные принципы рациональной классификации механизмов В кн. Добровольский В.В., Артоболевский И.И. Структура и классификация механизмов / В.В. Добровольский. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1939. – С. 5-48.
2. Артоболевский, И.И. Опыт структурного анализа механизмов. В кн. Добровольский В.В., Артоболевский И.И. Структура и классификация механизмов / И.И. Артоболевский. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1939. – С. 49-66.
3. Дворников, Л.Т. К развитию идей Добровольского В.В. и Артоболевского И.И. о делении полного многообразия механизмов на семейства / Л.Т. Дворников // Материалы Восемнадцатой научно-практической конференции по проблемам машиностроения и механики машин: сборник научных статей; под ред. проф. Л.Т. Дворникова и проф. Э.Я. Живаго. – Новокузнецк: СибГИУ. – 2008. – 175 с. – С. 3-17.

О ПРИМЕНЕНИИ ПРАВИЛА «ЗОЛОТОГО СЕЧЕНИЯ» К РАЗРАБОТКЕ ФОРМ БОЙКОВ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Молчанов В.В., Жуков И.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: prosto_viktor@mail.ru

В 1202 году в «Книге Абака» средневекового математика Леонардо Пизанского, известного как Фибоначчи, появляется особая последовательность чисел – 1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21 и т.д., названная в последствии числами Фибоначчи [1]. Уникальность этого ряда заключается в том, что отношение каждого последующего числа к предыдущему – есть величина постоянная. Лука Пачоли, современник и друг Леонарда да Винчи, называл это отношение «божественной пропорцией», а в 1835 году Мартином Омом был введен в обиход термин «золотое сечение». Правило «золотого сечения» использовалось во все времена в искусстве, кинематографе, строительстве, механике.

Авторами настоящей статьи предпринята попытка применения правила «золотого сечения» к разработке форм бойков ударных механизмов. В частности, предлагается боек, состоящий из двух ступеней цилиндрической формы (рисунок 1), диаметры и длины которых соотносятся согласно правилу «золотого сечения» и определяются формулами

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.618, \quad \frac{l_1}{l_2} = 1.618. \quad (1)$$

Для обоснования применения «золотого сечения» к созданию бойков решена задача об определении ударного импульса, генерируемого в полубесконечном стержне, при ударе по нему бойком цилиндрической формы (рис. 1). В результате проведения расчетов установлено, что применение правила «золотого сечения», для создания бойков целесообразно лишь при наличии конструктивных ограничений на размеры корпусов ударных механизмов.

Одним из недостатков цилиндрических бойков является прямоугольная форма импульса (рис. 1), генерируемого при ударе по волноводу.

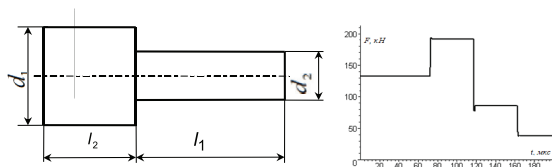


Рис. 1. Двухступенчатый цилиндрический боек, построенный по правилу «золотого сечения», и генерируемый им импульс

Этот недостаток в двухступенчатых бойках может быть устранен путем выполнения ударной части бойка в форме усеченного конуса (рисунок 2). При таком условии генерируемый цилиндрическим бойком ударный импульс будет иметь экспоненциальную форму с нарастающей амплитудой [2].

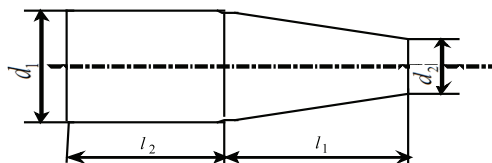


Рис. 2. Цилиндрический боек

Для обеспечения устойчивого положения такого бойка в корпусе ударного механизма необходимо,

чтобы размеры бойка выбирались в соответствии с соотношением [3]

$$\frac{l_1}{l_2} \leq \sqrt{\frac{6d_2^2}{d_2^2 + 2d_2d_1 + 3d_1^2}}. \quad (2)$$

Практический анализ формулы (2) показал, что создание цилиндрических бойков, в которых длины ступеней задаются исходя из правила «золотого сечения» $\frac{l_1}{l_2} = 1.618$, обеспечит расположение

центра масс в цилиндрической части, тем самым придавая бойку устойчивое положение в корпусе механизма

Список литературы

1. Воробьев Н.Н. Числа Фибоначчи. – М.: Наука, 1978. – 144с.
2. Молчанов В.В. Ударный импульс, генерируемый цилиндрическим бойком / В.В. Молчанов, И.А. Жуков // Успехи современного естествознания. – 2012. – № 6. – с. 155.
3. Решение о выдаче патента от 11.01.2013 по Заявке на изобретение №2011152123. Боек цилиндрический / Л.Т. Дворников, И.А. Жуков, В.В. Молчанов – приоритет от 20.12.2011.

ПОДГОТОВКА КОМПЬЮТЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ СЛОЖНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Нагибин С.Д., Варнава А.В., Жуков И.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: sergey_nagibin66@mail.ru

Повышение качества создаваемого механического оборудования и конструкций необходимо связывать, прежде всего, с уменьшением их веса и стоимости, повышением надежности и улучшением ряда других характеристик. В настоящее время актуальна проблема сочетания в процессе проектирования двух взаимоисключающих тенденций: экономии материала с одной стороны и обеспечения требуемых прочностных характеристик конструкций с другой стороны. Это можно обеспечить за счет использования компьютерных технологий.

При разработке любой конструкции перед проектировщиком стоит задача оценки ее напряженно-деформированного состояния. Для этого нужно знать распределение напряжений в элементах проектируемой конструкции, а также величины перемещений отдельных ее точек как при внешнем нагружении. В настоящее время, в связи с активным внедрением в инженерную практику вычислительной техники, наиболее эффективным приближенным методом решения прикладных задач механики является метод конечных элементов, реализованный во многих программных средствах, в частности в системе инженерного анализа T-Flex.

Обратимся к задаче подготовки компьютерной расчетной модели сложной конструкции, на примере решетчатой секции става шахтного конвейера, для исследования напряженно-деформированного состояния посредством системы T-Flex «Анализ». Трехмерная твердотельная модель сложной конструкции должна быть создана, исходя из следующих требований:

- для обеспечения контакта элементов модели по соответствующим поверхностям детали должны быть встроены в сборочную модель конструкции с учетом их расположения под собственным весом (рисунок а);
- во избежание появления ошибок при создании конечно-элементной сетки и расчете напряженного