

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Сибирский государственный индустриальный университет»
Кафедра теории и основ конструирования машин

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**МАТЕРИАЛЫ
ВОСЬМОЙ
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

Под редакцией профессора Л.Т. Дворникова
и доцента И.А. Жукова

Новокузнецк
2014

УДК 621.01
О 75

О75 Основы проектирования машин: Материалы Восьмой учебно-методической конференции / Под ред. Л.Т. Дворникова и И.А. Жукова; Сиб. гос. индустр. ун-т. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2014. – 85 с.

Представлены результаты учебно-методической работы преподавателей кафедры теории и основ конструирования машин, выполненные в 2013/2014 учебном году, а также других кафедр университета.

Рекомендации, приведенные в материалах сборника, могут быть полезными для преподавателей вузов по дисциплинам механических специальностей.

СОДЕРЖАНИЕ

Дворников Л.Т. Основы теории геометрических связей суставных поверхностей костей скелета человека.....	4
Гудимова Л.Н., Дворников Л.Т. Методические основы синтеза десятизвенных цепей Грюблера	25
Адамович Н.О. О значении курса «Динамика машин и физические основы прочности» в подготовке студентов специальности «Горные машины и оборудование».....	37
Куклин С.А. О расчёте радиально-упорных подшипников	39
Демин В.М. О точности вычислений в инженерных расчетах	44
Жуков И.А. Порядок подготовки и защиты диссертации в области технических наук в соответствии с современными требованиями.....	46
Баклушина И.С. Примеры решения задач для промежуточной аттестации по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация».....	55
Фомин А.С. Разработка тестовых заданий по теории механизмов и машин для текущего контроля знаний обучающихся	61
Ермаченко М.В. Система управления промежуточной аттестацией студентов института машиностроения и транспорта.....	64
Ермаченко М.В. О применении MathCAD для решения задач по теоретической механике.....	69
Егоров В.Ф. Определение центра тяжести однородной жидкой ванны	76
Андреева Я.А. Создание и подготовка к регистрации базы данных на примере полного состава групп Ассура применительно к планетарным механизмам	80

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ СУСТАВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КОСТЕЙ СКЕЛЕТА ЧЕЛОВЕКА

Доктор технических наук, профессор

Дворников Л.Т.

Известно, что при рассмотрении двигательной системы живых существ, в частности человека, различают её пассивную и активную составляющие. Кости человека относят к пассивным элементам, т.е. к таким, которые в состоянии оказывать сопротивление внешним действующим силам, а активными составляющими являются системы мышц, перемещающих отдельные звенья – кости друг относительно друга или закрепляющие их в необходимом положении.

Всего скелет человека содержит 206 костей [1], из которых 29 костей – это кости черепа, 25 костей – позвоночника, 64 кости – верхних и 62 кости – нижних конечностей.

Очевидно, что вопросы о видах соединений отдельных костей в суставы, определяющие общую подвижность человеческого тела, всегда были предметом исследований ученых и до настоящего времени остаются актуальными не только для врачей.

К формам основных видов суставов человека одним из первых обратился Кан¹. Ему удалось обобщительно прорисовать основные по его мнению конструкции суставов, которые позже были приняты всеми специалистами анатомии за вполне обоснованные. Эти виды суставов и их названия стали хрестоматийными, они употребляются во всех медицинских публикациях как абсолютно очевидные, не вызывающие сомнений. Таких суставов («по Кану») шесть, они показаны на рисунке 1, заимствованном из книги Юрьева А.А. [2]. Этим суставам были даны следующие названия *a* – «шаровидный», *b* – «эллипсоидный», *c* – «седловидный», *d* – «плоский», *e* – «блоковидный» и *f* – «цилиндрический». Есть основания усомниться в том, что это – исчерпывающе полный и достаточно обоснованный

¹ Прямых ссылок на исследование Кана в теории суставов человека автором настоящей работы найдено не было. Предположительно речь идет об американском микробиологе R.L.Kahn, р.1887г, который, изучая проблемы лечения больных сифилисом, особое внимание уделял причинам, приводящим к поражению суставов, что потребовало обратиться к поиску особенностей строения различных видов соединений костей в скелете человека.

перечень реальных суставов, и в том, что предложенные Каном названия суставов в действительности отражают их физическую сущность.

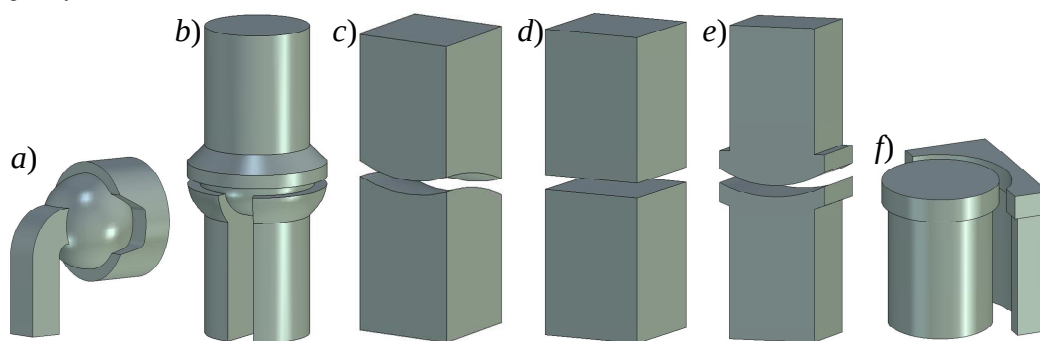


Рисунок 1 – Схемы форм суставов человека «по Кану»

Пропустим название «шаровидный сустав», как не вызывающий каких-либо сомнений, но уже понятие «эллипсоидный сустав» сомнения вызывает. Во-первых, понятие эллипс относится к плоским кривым и не годится для характеристики тела пространственного, более подходящее к этому слово – «эллипсоид» и тогда сустав – должен быть назван эллипсоидным, (кстати, в [5] он так и назван с добавлением «яйцевидный»), а во-вторых, «эллипсоид» и «шар» обе поверхности двояковыпуклые и отличить их можно не по существу, а по некоторым частным геометрическим характеристикам, тем более, что вряд ли можно предположить, что природа в состоянии была создать шар в его строго математическом понимании – как геометрическое тело, получающееся при вращении круга вокруг собственного диаметра. В связи с изложенным, можно утверждать, что принципиального отличия между «шаровидным» и «эллипсоидным» суставами нет. Что касается «седловидного сустава», то, во-первых, строго математического понятия «седло» не существует, под седлом в математике понимают «особую точку дифференциального уравнения 1^{го} порядка» [3], к седловидным поверхностям относят такие, которые выполняются как выпукло-вогнутые поверхности с отрицательной гауссовой кривизной, а, во-вторых, две седловидные поверхности не являются взаимоналожимыми. Они наложимы лишь на поверхности вогнуто-выпуклые, которые не могут быть названы седловидными, к ним наиболее пригодным по физической сущности является понятие «корсета» от слова «корсетность» [4], что определяется как отклонение формы профиля продольного сечения цилиндрических

деталей, при котором диаметры торцов цилиндра больше диаметра среднего сечения. На этом основании название «седловидный» сустав оказывается математически неточным, требующим, как минимум, коррекции в названии.

Что касается «плоского» сустава, то таковых в скелете живых существ не может быть уже потому, что для природы неестественно понятие «плоскость», как и понятие – прямая линия. Даже теоретически на Земном шаре нельзя найти прямой линии или плоскости. Можно предположить, что, вводя понятие плоского сустава, автор классификации имел в виду возможность поступательного относительного смещения костей скелета, но таковые смещения вполне возможны и не по плоскостям, а по любым криволинейным поверхностям. Следующий – пятый сустав назван Каном «блоковидным». Это название наиболее неопределенно из всех шести, так как не существует ни в одном из языков мира сколько-нибудь четкого поясняющего определения слова «блок», как геометрического образа. Это понятие, записываемое на русском языке, как «блоковидный сустав», на других языках тождественно переводится: на английском как «hinge joint», на немецком как «Scharniergelenk, das», на французском как «articulation a' charniere, la». Прямой перевод на русский язык используемых на других языках понятий блоковидного сустава означают: с английского hinge – петля, шарнир, с немецкого scharniergelenk – шарнирный сустав, с французского articulation – 1 – сустав, сочленение и 2 – шарнир, т.е. ни одно из этих переводов не поясняет слово блок. По-русски – блок (в техническом смысле) – это простейшее грузоподъемное устройство. Из изложенного можно сделать вывод о том, что название сустава «блоковидным» появилось совершенно случайно и никак особенностей этого сустава не определяет. Что касается последнего – цилиндрического сустава, то и оно не может быть отнесено к приемлемым, т.е. вполне соответствующим понятию сущности сустава, так как геометрический образ цилиндра природе не понятен и строго цилиндрических поверхностей в костях скелета человека не существует. Таким образом, из введенных Каном шести названий выше описанных суставов скелета человека в полной мере безупречным является единственный, а именно – шаровидный.

Автор настоящей работы отчетливо понимает, что изменить все принятые и широко используемые в науке и медицинской практике

названия суставов человека реально невозможно и не является предприятием в полной мере оправданным и неотложным, однако автор считает своим долгом такие уточнения произвести, основываясь на абсолютно доказательных приемах и рассуждениях.

Прежде всего, обратимся к рассмотрению видов суставов с названиями их «по Кану», которые со временем как-то уточнялись и доводились до форм и видов наиболее соответствующих соединениям, наблюдаемым в практике.

Все шесть суставов «по Кану» (рисунок 1) без ссылок на имя их автора приведены подробно в работах [5] и [6], опубликованных в 2009 и 2005 годах. Для примера на рисунке 2 приведен скелет руки человека с указанием мест, где располагаются те или иные суставы.

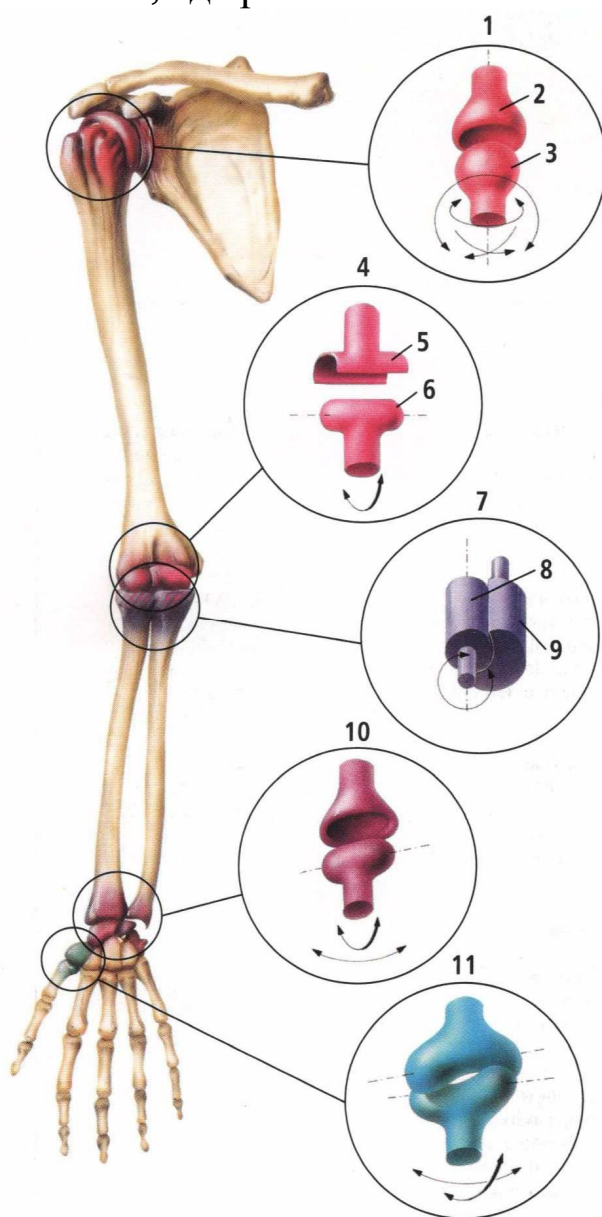


Рисунок 2 – Виды и места расположения суставов руки человека

Цифрами на рисунке 2 обозначены: (1) – шаровидный сустав, 2 – суставная впадина, 3 – мыщелок шаровидный; (4) – блоковидный сустав, 5 – вертлужная впадина, 6 – мыщелок цилиндрический; (7) – цилиндрический сустав, 8 – образующая ось, 9 – тело вращения; (10) – эллипсовидный сустав; (11) – седловидный сустав. Под словом «мыщелка» – женского рода понимается (по Далю В.) выдающаяся часть, головка мосла, где мосол – толстая большая кость, т.е. можно считать, что мыщелка – это выдающаяся шаровидная поверхность кости. Слово «вертлужная» образовано от слова вертлюг, обозначающее – соединение двух звеньев механизма, позволяющее каждому из них независимо вращаться относительно другого.

Обратим внимание на то, что, показывая на рисунке 2 суставы, как взаимные соприкосновения поверхностей соответственно на (1) двух звеньев 2 и 3, на (4) двух звеньев 5 и 6, на (7) двух звеньев 8 и 9 и на рисунках (10),(11) также двух звеньев, авторы этих публикаций в действительности отсылают к весьма сложным соединениям. Так на рисунке 2 (4) изображается локтевой сустав, в котором соединяются три звена-кости: плечевая, локтевая, лучевая, т.е. ставится цель показать, как именно соединяются между собой кости плечевая и локтевая, плечевая и лучевая, локтевая и лучевая. Однако этого сложного соединения из рисунка увидеть невозможно. Значительно более сложным является соединение костей в лучезапястном суставе, где сходятся пятнадцать костей, соединенных в тридцать связей. Такое соединение костей, не может быть представлено элементарно.

Уже из этих примеров следует, что приведенных в известной анатомической литературе сведений об отличающихся друг от друга суставах недостаточно, чтобы описать истинное строение руки, ноги или других костных соединений в скелете человека.

В Большом толковом медицинском словаре [1], созданном в оксфордском университете в 1998г., повторяются суставы «по Кану» и дополнительно описываются суставы – локтевой, мыщелковый, плечевой, тазобедренный, голеностопный, височно-нижнечелюстной.

Подводя итог краткому описанию известных сведений о суставах скелета человека сделаем очевидные выводы:

1. Существующая классификация суставов как соединений костей скелета человека к настоящему времени не имеет достаточно серьезного научного обоснования и по сути своей остается интуитивной.

2. Такое состояние проблемы, имеющей важное научное и практическое, связанное со здоровьем человека значение, не может оставаться не вполне разрешенной, паллиативной, требует полного и глубокого исследования.

Рассмотрим поставленную проблему системно и доказательно.

Прежде всего определимся с понятиями. Любая механическая система, в том числе механическая система скелета человека, состоит из звеньев (костей) и связей между звеньями, которые в теории механизмов называют кинематическими парами. Участки звеньев, которыми они соприкасаются с другими звеньями, образуя связи, называются геометрическими элементами звеньев.

Ранее, в работе [9] автором настоящей статьи были изложены основы подходов к синтезу геометрических связей механических систем, которые нашли интерес у специалистов по травматологии и ортопедии, так в докторской диссертации Брусенской Е.И., защищенной в 2002г. по теме «Диагностика и оценка результатов лечения внутри- и околоуставных переломов трубчатых костей на основе аналитической рентгенометрии», Республики Казахстан, Астана, в качестве исходных позиций исследования были приняты именно подходы, изложенные в [9]. А позже в развернутой статье [10] были значительно более подробно изложены основы теории геометрических связей звеньев любых механических систем. Эта теория строится на следующих двух научных положениях.

1. Все геометрические элементы соприкасающихся звеньев есть поверхности и эти поверхности в любых точках целиком определяются их гауссовой кривизной (k), как произведением главных кривизн поверхности в этих точках (k_1 и k_2), т.е. $k = k_1 \cdot k_2$.

2. Для соединения звеньев в механических системах используются лишь простые поверхности, т.е. такие, в которых гауссова кривизна остается постоянной по знаку.

Таковыми простыми поверхностями являются: двояковыпуклая – условно *Ш* – «шар», двояковогнутая – условно *Л* – «лунка», вогнуто-выпуклая – *К* – «корсет», выпукло-вогнутая – *С* – «седло», линейчатая-выпуклая – *Ц* – «цилиндр», линейчатая-вогнутая – *Ж* – «жёлоб» и плоскостная – *П* – «плоскость». Всего из семь. Ни одна из них не повторяет другие простые поверхности и нет никаких логических оснований искать иные поверхности в дополнение к названным.

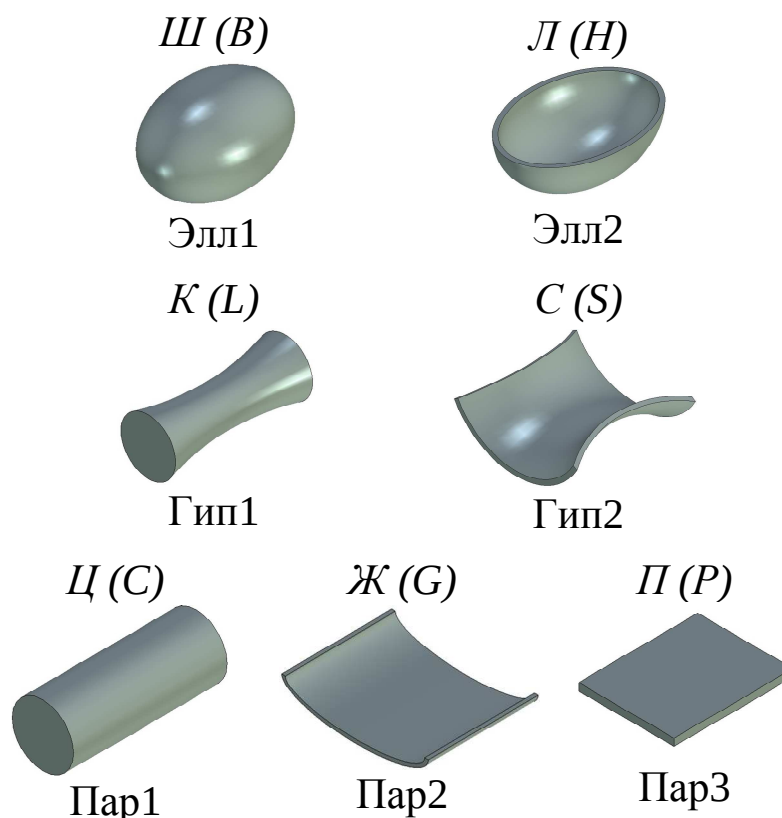


Рисунок 3 – Простые поверхности геометрических элементов звеньев

С точки зрения теории поверхностей, разработанной К.Ф.Гауссом в основополагающем труде «Общие изыскания о кривых поверхностях», предложенное здесь деление простых поверхностей, по мнению автора, вполне корректно, а потому может быть положено в основу поиска всех реально возможных геометрических соединений звеньев и, в частности, костей человека. Введем помимо русских наименования простых поверхностей на английском языке, а именно шар (*Ш*) – Ball (*B*); лунка (*Л*) – hole (*H*); корсет (*К*) – lobing (*L*); седло (*С*) – saddle (*S*); цилиндр (*Ц*) – cylindre (*C*); жёлоб (*Ж*) – gutter (*G*); плоскость (*П*) – plane (*P*). Все эти семь простых поверхностей показаны на рисунке 3.

Шар и лунка являются поверхностями эллиптическими с $k > 0$ ($k_1 > 0$, $k_2 > 0$ – Элл1 и $k_1 < 0$, $k_2 < 0$ – Элл2), корсет и седло – поверхностями гиперболическими с $k < 0$ ($k_1 > 0$, $k_2 < 0$ – Гип1 и $k_1 < 0$, $k_2 > 0$ – Гип2), а цилиндр, желоб и плоскость – поверхностями параболическими $k = 0$ ($k_1 > 0$, $k_2 = 0$ – Пар1, $k_1 < 0$, $k_2 = 0$ – Пар2 и $k_1 = 0$, $k_2 = 0$ – Пар3).

Принцип само- и взаимоналожимости простых поверхностей позволяет находить полное многообразие искусственных геометрических связей звеньев механических систем, используя все семь приведенных на рисунке 3 поверхностей.

Если же обратиться к связям в живой природе, в частности к скелету человека, то очевидным становится вывод о том, что не все из семи перечисленных поверхностей используются природой. Как уже упоминалось выше, для живой природы неестественными являются понятия – «прямая линия», «цилиндрическая поверхность», «плоскость». В геометрии под прямой линией, буквально, понимается нить, натянутая между двумя точками пространства. Это понятие «лишь косвенным образом» [3] определяется аксиомами геометрии. Так же «лишь косвенным образом» аксиомами геометрии определяется понятие «плоскость». Неестественно, т.е. несвойственно природе и понятие цилиндра, как тела образуемого прямой линией. Таким же образом неестественным природе является понятие жёлоба как линейчатой поверхности. Хорошо известно, что природой не было создано колесо. Появление колеса в жизни человека считается величайшим из его открытий. Основываясь на указанном, при изучении всего многообразия геометрических связей живой природы из приведенных выше семи простых поверхностей могут быть приняты к рассмотрению лишь четыре – «шар», «лунка», «корсет» и «седло». Чтобы различать простые поверхности «понятные» природе, т.е. естественные, и природе «непонятные», т.е. искусственные, отнесем четыре названных поверхности к высшим, а три оставшиеся – «цилиндр», «жёлоб» и «плоскость» – к низшим.

Покажем четыре высшие поверхности отдельно на рисунке 4.

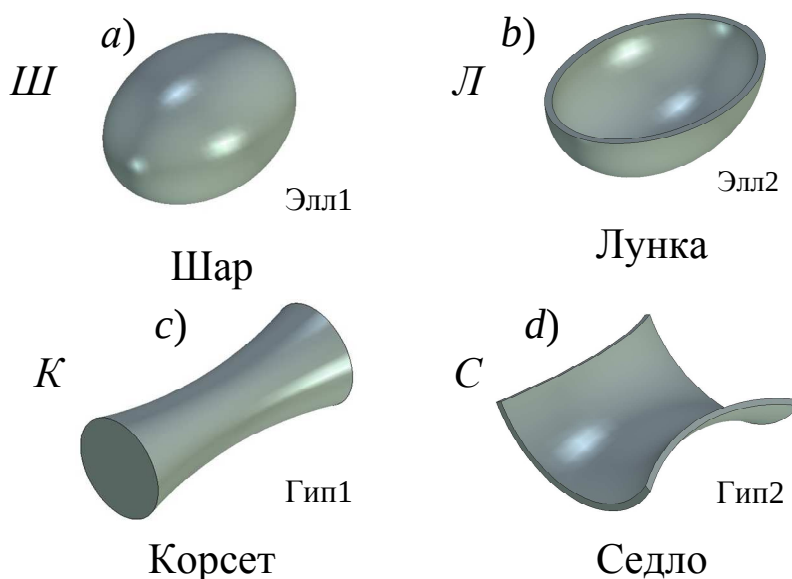


Рисунок 4 – Полный состав высших простых поверхностей

Все многообразие возможных геометрических связей, образованных четырьмя высшими простыми поверхностями, может быть найдено при решении задачи об их наложимости, включая самоналожимость. Наложимость поверхностей вполне корректно решается математически путем совместного решения уравнений, описывающих накладываемые поверхности. Наложимыми являются поверхности, при совместном решении уравнений которых появляется единственное действительное решение. С этой точки зрения очевидно наложимыми являются шесть связей *ШШ*, *ШЛ*, *ШК*, *ШС*, *КК* и *КС*. Вполне очевидно также, что поверхности *Л* и *Л*, *Л* и *К*, *Л* и *С*, *С* и *С* являются неналожимыми. Все наложимые связи приведены на рисунке 5. Их шесть. Особенности этих связей являются те обстоятельства, что в них каждое из звеньев относительно другого имеет по пять независимых движений в декартовой системе координат, т.е. движения *ВПВПВ*, что означает вращение *В* и поступательное смещение *П* вдоль осей координат *x*, *y*, и *z*. Шестое движение по оси *z* невозможно, т.к. при таком движении разорвется сама связь. Показанное на рисунке 5 в скобках движение (*П*) означает, что таковое относительное движение в этих связях присутствует, но оно является зависимым от геометрии соприкасающихся тел.

В соответствии с числом независимых движений, а именно пяти движений, обозначим эти связи как *ШШ5*, *ШЛ5*, *ШК5*, *ШС5*, *КК5* и *КС5*. Кроме того, на рисунке 5 показаны виды соприкасающихся точек Элл1-Элл1, Элл1-Элл2, Элл1-Гип1, Элл1-Гип2, Гип1-Гип1 и Гип1-Гип2.

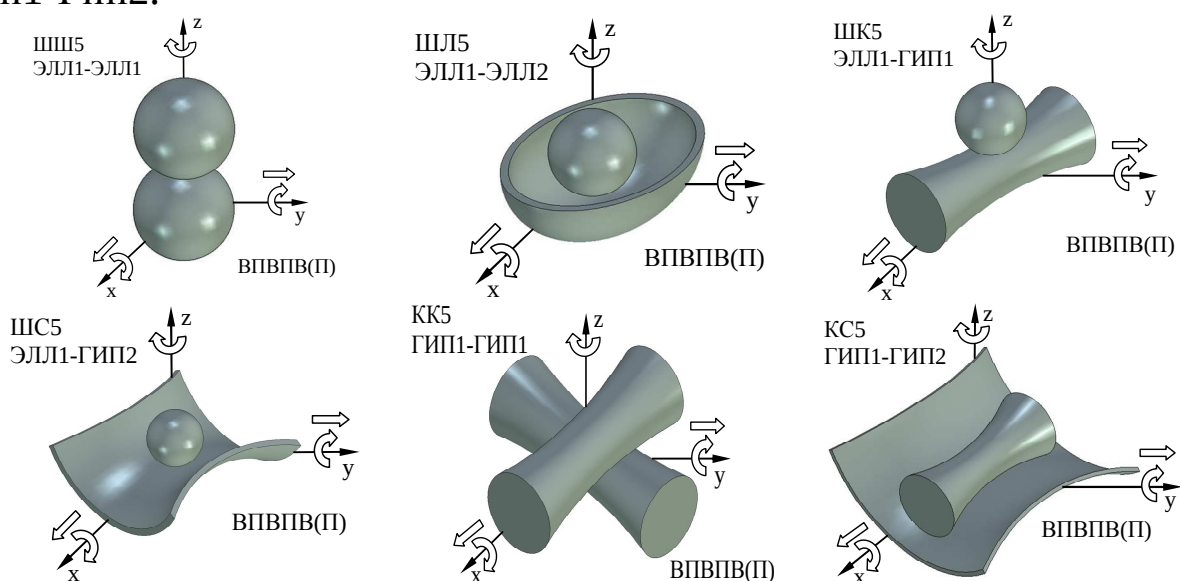


Рисунок 5 – Пятиподвижные связи при наложении высших простых поверхностей

На поверхности, обозначенные как $Ш$, $Л$, $К$ и $С$, можно накладывать «внутренние» условия, а именно шар может быть выполнен в виде бочки или эллипсоида, лунка может быть развернутой, а может быть конгруэнтной с устанавливаемыми в неё телами, корсет может выполняться в виде гиперboloида или другого тела, способного соприкасаться с другим телом по линии, может принимать требуемую форму и седло.

На рисунке 6 приведены все возможные связи высших поверхностей с особыми условиями их выполнения, обеспечивающие по четыре независимых относительных движения. Их всего три. Это $ШЛ4$, $ШК4$ и $КК4$.

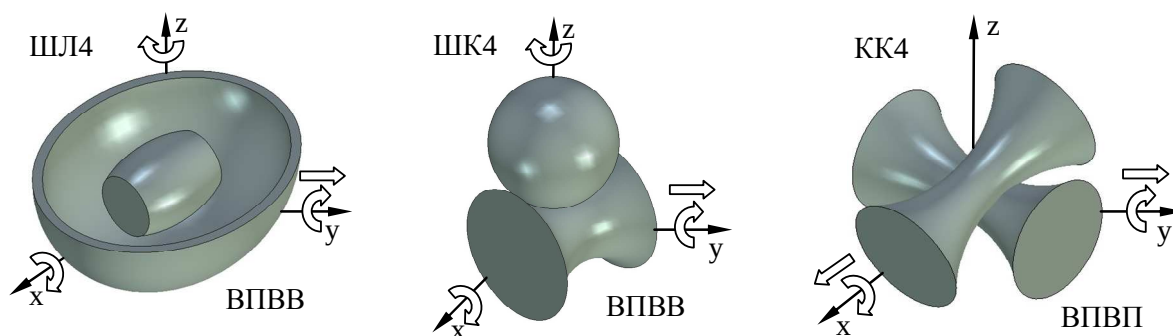


Рисунок 6 – Четырехподвижные связи высших поверхностей с особыми условиями их выполнения

В первой из них в развернутую лунку устанавливается «шар» – тело в виде круговой бочки [3], что накладывает условие невозможности поступательного смещения бочки вдоль оси x , во втором – «шар» выполнен в виде эллипсоида, а корсет таким, что его соприкосновение с эллипсоидом происходит по линии – по образующей шара – эллипсоида, что устраняет возможность относительного движения шара по оси x , в третьей – корсет выбран таким по форме, что относительный поворот поверхностей вокруг оси z становится невозможным. Если такой поворот произвести, то корсеты станут соприкасаться в двух точках и это будет иная связь.

На рисунке 7 показаны все возможные трехподвижные связи высших поверхностей с особыми условиями их выполнения. Таких связей всего две – это $ШЛ3$ и $ШК3$.



Рисунок 7 – Трехподвижные связи высших поверхностей с особыми условиями их выполнения

В первой из них «шар» выполнен сферическим и помещен в конгруэнтную ему лунку. При этом поступательные относительные смещения исключаются, а возможными остаются три независимых вращения относительно трех осей координат. Во второй – на круговой корсет (образующая его – дуга окружности) устанавливается «шар» в виде круговой бочки при этом остаются возможными относительные движения бочки вокруг осей x и y и поступательное смещение по оси y .

На рисунке 8 приведены три двухподвижные связи с особым образом выполненными высшими поверхностями. В первой из них (ШЛ2) в параболическую лунку устанавливается параболическая бочка («шар»). Возможными относительными движениями в этом случае остаются лишь два – это вращения бочки относительно осей x и z . Во второй (ШК2) – на корсет с образующей эллиптической кривой, устанавливается «шар» в виде двухосного эллипсоида и так, что возможными остаются два относительных вращения вокруг осей x и z .

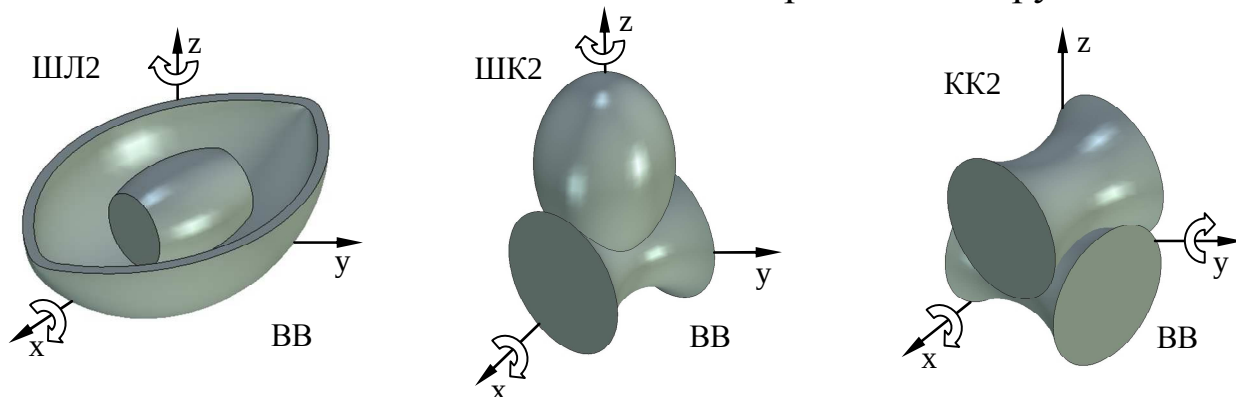


Рисунок 8 – Двухподвижные связи высших поверхностей с особыми условиями их выполнения

В третьей связи ($KK2$) используются два корсета с образующими в виде дуг окружности одинакового радиуса. Возможными остаются в этом случае два независимых вращения относительно осей x и y .

Наконец, на рисунке 9 показаны одноподвижные связи высших поверхностей, выполненных особым образом. Их также три. Они позволяют относительное вращение тел вокруг оси z , вокруг оси y и вокруг оси x . В первой связи ($ШЛ1$) двухосный эллипсоид («шар») помещается в конгруэнтную лунку. Такой эллипсоид не может в лунке поворачиваться относительно осей x и y .

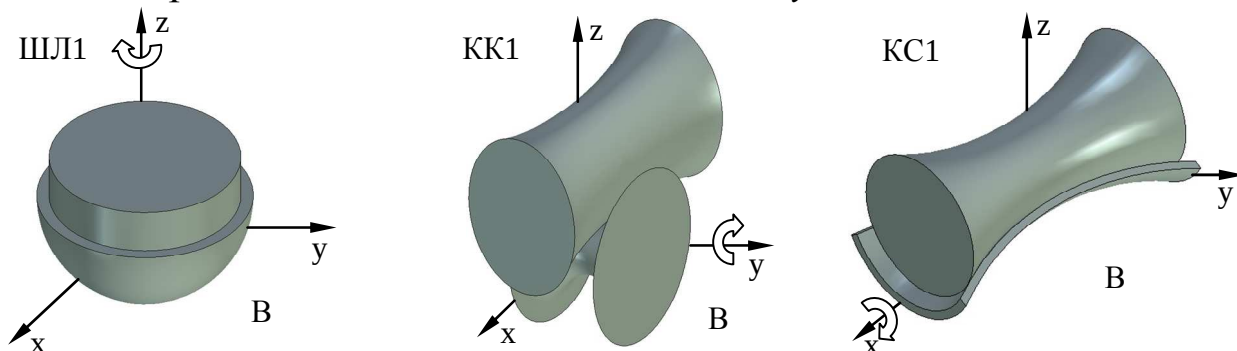


Рисунок 9 – Одноподвижные связи высших поверхностей с особыми условиями их выполнения

Во второй связи ($КК1$) соприкасаются два корсета, один из которых выполнен эллиптическим в сечениях. Единственным возможным относительным движением этих корсетов остается вращательное вокруг оси y . В третьей связи ($КС1$) корсет устанавливается в конгруэнтное ему седло, что оставляет возможным одно относительное движение – вращение вокруг оси x .

Таким образом, с использованием четырех высших поверхностей – $Ш$, $Л$, $К$ и $С$ можно создать отличающихся друг от друга по числу и виду относительных движений шесть пятиподвижных, три четырехподвижных, две трехподвижных, три двухподвижных и три одноподвижных, т.е. всего 17 связей. Введем название всем этим семнадцати двухзвенным связям, показанным на рисунках 5,6,7, 8 и 9: $ШШ5$ – двухшаровая пятиподвижная, $ШЛ5$ – шаровая пятиподвижная, $ШК5$ – шаро-корсетная пятиподвижная, $ШС5$ – шаро-седловая пятиподвижная, $КК5$ – корсето-корсетная пятиподвижная, $КС5$ – корсето-седловая пятиподвижная; $ШЛ4$ – шаровая четырехподвижная, $ШК4$ – шаро-корсетная четырехподвижная, $КК4$ – корсето-корсетная четырехподвижная; $ШЛ3$ – шаровая трехподвижная, $ШК3$ – шаро-корсетная

трехподвижная; *ШЛ2* – шаровая двухподвижная, *ШК2* – шаро-корсетная двухподвижная, *КК2* – корсето-корсетная двухподвижная; *ШЛ1* – шаровая одноподвижная, *КК1* – корсето-корсетная одноподвижная и *КС1* – корсето-седловая одноподвижная. Все названные связи двухзвенные и одноконтактные, т.е. простейшие. Лишь единственная из названных связей – шаровая трехподвижная *ШЛ3* повторяет один из предложенных Каном суставов – шаровидный. Имеет некоторое сходство седловидный сустав по Кану со связью корсето-седловой *КС1*. Остальные суставы по Кану не соответствуют изложенной теории и не могут быть обоснованы как вполне реализуемые природой. Далее мы не будем обращаться к суставам по Кану.

Усложнение описанных выше семнадцати связей возможно введением неодноконтактности и увеличением числа звеньев, входящих в соединение. На рисунке 10, *а* и *в* показаны примеры соответственно двухконтактной и трехзвенной связей с использованием шаровых поверхностей.

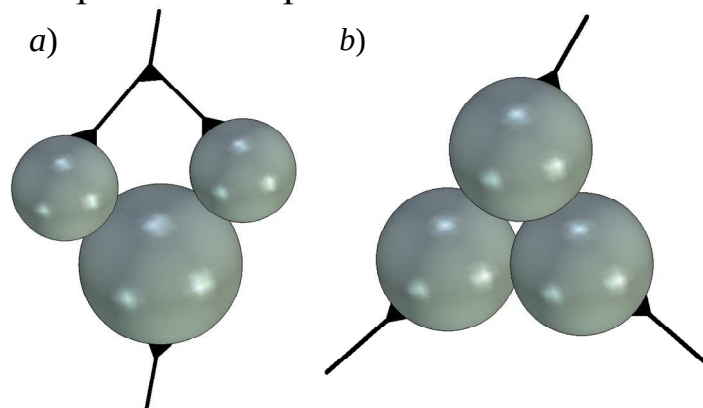


Рисунок 10 – Двухконтактная и трехзвенная связи шаровых поверхностей

На месте этих «шаров» могут быть применены все четыре простых поверхности – *Ш*, *Л*, *К*, *С* и в соединение одновременно может входить любое количество – *n* звеньев.

Известно [5], что впервые точные рисунки человеческих костей выполнил Леонардо да Винчи в конце XV века. К началу XXI века все отдельные элементы костей скелета человека были изучены досконально, до тонкостей, которые позволяет современный уровень научного эксперимента. Однако стройной общей теории, способной объяснить в целом строение человеческого скелета, как единой взаимозависимой, сложной многозвенной, многоподвижной

механической системы, до настоящего времени не создано, а надобность в таких исследованиях не требует каких-либо особых доказательств. Обратимся к началам таких подходов с рассмотрения отдельных узлов скелета, а именно конечностей человека.

Всего верхняя конечность – рука человека [1,8] содержит в своем составе 32 кости: пять костей больших: лопатку, ключицу, плечевую, локтевую и лучевую кости, восемь костей запястья, пять костей кисти и четырнадцать костей представляет сеть фаланги пальцев, в нижней конечности человека – ноге всего 31 кость: пять больших: тазовая (безымянная), бедренная, коленная чашечка, большая берцовая, малая берцовая кости, семь костей предплюсны: медиальная клиновидная, промежуточная клиновидная, латеральная клиновидная, таранная, ладьевидная, пяточная и кубовидная кости предплюсны, пять костей плюсны и четырнадцать – фаланги пальцев ноги.

Из 32х костей верхней конечности двухзвенных суставов всего 15. Один – это соединение плечевой кости с лопаткой и 14 соединений фалангов пальцев, остальные суставы более сложные: локтевой – трехзвенный, а в пясти одновременно сходятся восемь костей запястья, лучевая и локтевая кости, а также пять костей пясти. Каждая из этих костей входит в несколько геометрических контактов с другими костями.

Необходимо различать кости в конечностях человека, которые условно можно назвать активными и пассивными. Первые из них передают все возможные силовые нагрузки – усилия сжатия, изгиба и кручения, а вторые нагружаются лишь усилиями сжатия. Они, находясь в комплексе между собой, увеличивают общую относительную подвижность системы. С очевидностью активными являются кости плечевая, локтевая, лучевая, кости пясти и фаланги пальцев, безусловно пассивными являются все кости запястья. В принципе, весь этот узел костей мог бы вырождаться (он и вырождается у больных людей) в единое целое, в такую кость, которая бы одновременно входила в соединения с двумя костями со стороны плеча – локтевой и лучевой, и с пятью костями пясти со стороны пальцев, т.е. эта была бы кость с семью геометрическими элементами. При этом ладонь руки существенно потеряла бы свою подвижность и уменьшились бы возможности человека в его способностях. В действительности такое гипотетическое

«семиугольное» звено природой разделяется в восемь костей, позволяющих им взаимную подвижность, что обеспечивает уникальные свойства руки человека.

В теории механизмов и машин подвижное соединение двух звеньев называют кинематической парой. Здесь слова пара, буквально – два, два звена. Это соединение может быть одно, двух, трех, четырех и пяти контактным. Так пять шаров, объединенных в единое звено, может всеми пятью шарами взаимодействовать с другим звеном и соединение остается подвижным. Помимо кинематических пар возможны более сложные соединения. Так, соединение трех звеньев называют трексом – трехзвенным кинематическим соединением. Теоретически возможна связь четырехзвенная – тетракс, пятизвенная – пектикс, шестизвенная – гексакс, семизвенная – гептакс, восьмизвенная – октакс, девятизвенная – нонакс, десятизвенная – декакс. В машиностроении и вообще в технике такого рода соединений практически не используют, а в природе они встречаются. Так в описанном выше запястье руки человека входит во взаимокасание 14 костей и изучить их взаимодвижение и взаимодействие можно лишь в комплексе, т.е. рассматривая тетрадококс. Если остановить условно одну из костей, например локтевую, то есть возможность найти движение всех остальных тринадцати звеньев – костей. Если же остановить совместно все пять костей пясти, то оставшаяся система будет декаксом.

Обратим далее внимание на то обстоятельство, что так как в основных суставах руки и ноги человека, собранных из активных костей, природой не предусмотрено относительных поступательных смещений (такие движения возможны лишь при относительном движении костей пясти и плюсны человека), то есть основание вывести из рассмотрения все те связи, в которых присутствует движение *П*. Это значит, что в этом случае нет надобности применительно к скелету человека иметь в виду все шесть пятиподвижных связей (рисунок 5). На том же основании выведем из состава интересующих нас связей четырехподвижные (рисунок 6), а также связь *ШКЗ (ВПВ)*.

Тогда останутся для дальнейшего рассмотрения лишь семь простейших связей – шаровая трехподвижная *ШЛЗ*, шаро-корсетная трехподвижная *ШКЗ*, шаровая двухподвижная *ШЛ2*, шаро-корсетная

двухподвижная ШК2, корсето-корсетная двухподвижная КК2, шаровая одноподвижная ШЛ1, корсето-корсетная одноподвижная КК1 и корсето-седловая одноподвижная КС1, которые и используются природой.

Покажем их на отдельном рисунке 11.

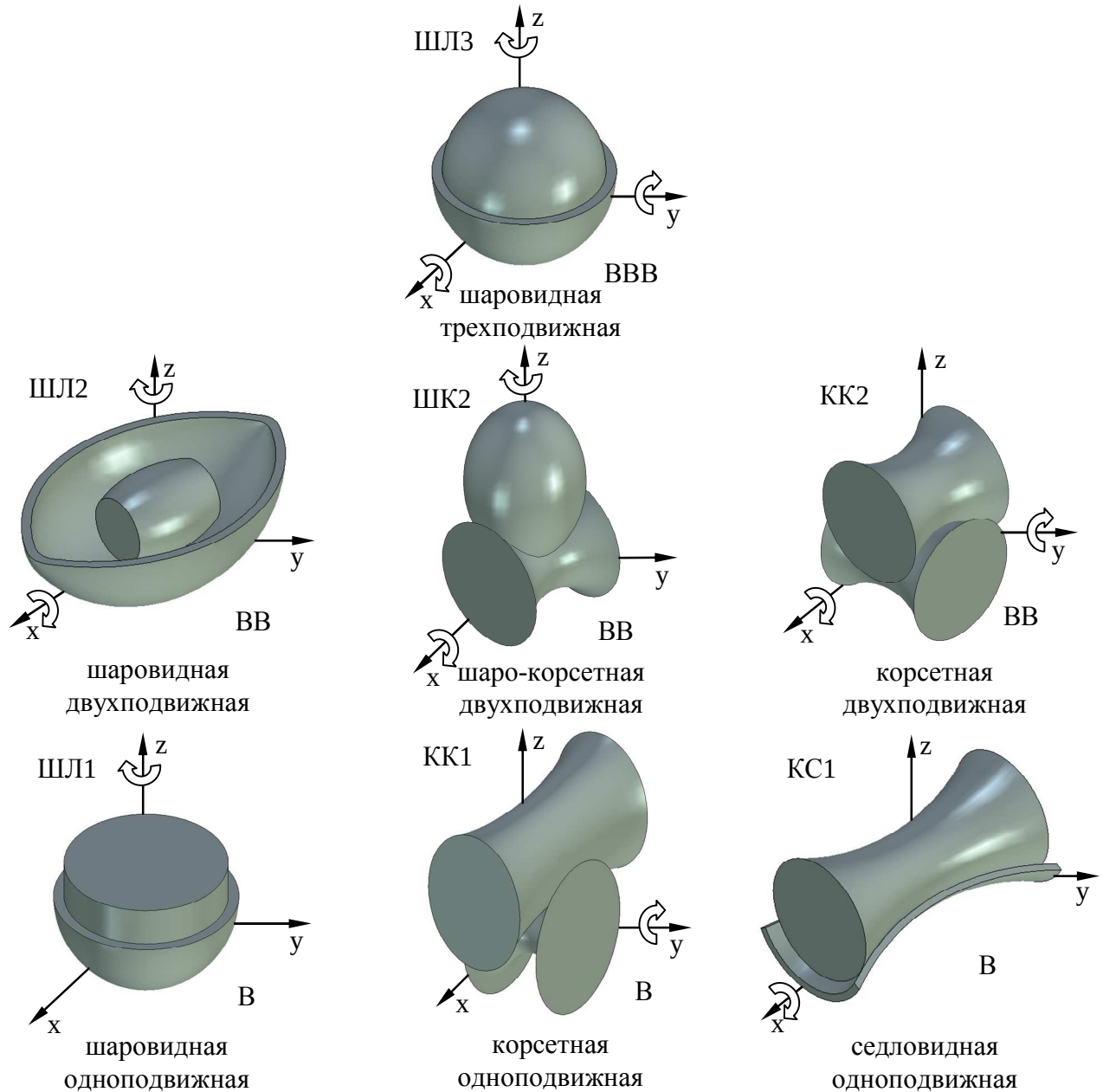


Рисунок 11 – Полный состав естественных связей без поступательных движений в них

В теории механизмов к настоящему времени вполне отработаны методы анализа и синтеза структур (строения) механических систем.

Любая пространственная система структурно описывается известным уравнением подвижности, носящим имя проф. Малышева А.П. Это уравнение записывается в виде

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (1)$$

где W показывает собственно подвижность системы, состоящую из n подвижных звеньев, а через p_i выражаются числа используемых в системе геометрических связей звеньев или так называемых кинематических пар.

Под подвижностью понимается целое положительное число, определяющее число звеньев, которым необходимо задать движение, чтобы все остальные звенья двигались вполне определенно. Или, другими словами – сколько независимых движений имеет выходное звено рассматриваемой цепи.

Геометрические связи p_i могут отличаться друг от друга числом движений одного из звеньев связи относительно другого. Связи могут быть одноподвижными – p_5 (где 5 – число запретов на относительные движения звеньев), двухподвижными – p_4 , трехподвижными – p_3 , четырехподвижными – p_2 и пятиподвижными – p_1 .

Если рассмотреть плечевой сустав руки человека, то можно без труда установить, что относительно лопатки имеет движение единственное звено – плечевая кость, т.е. в этом соединении число подвижных звеньев $n=1$, при этом плечевая кость имеет три движения – относительно трех осей декартовой системы координат, связанной с лопаткой, т.е. подвижность сустава $W = 3$. И если учесть, что в этом соединении нет относительных поступательных движений, т.е. отсутствуют связи p_2 и p_1 , то подставив в (1) $n=1$ и $W = 3$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$, получим

$$5p_5 + 4p_4 + 3p_3 = 3.$$

Такое уравнение в целых положительных числах может дать единственное решение, а именно $p_3 = 1$, т.е. связь плечевой кости с лопаткой должна быть трехподвижной – p_3 , что и имеет место в действительности.

Если же обратиться к локтевому суставу, то в нем сходятся три звена – кости: плечевая, локтевая и лучевая, т.е. относительно плечевой кости движение имеют локтевая и лучевая кости, т.е. $n=2$. Подвижность локтевого сустава $W=2$ – это сгибание руки в локте и поворот лучевой и локтевой костей относительно оси, проходящей вдоль этих костей. В рассматриваемом суставе нет относительных

поступательных смещений, а это значит (как и в предыдущем случае) $p_2=0, p_1=1$. Тогда согласно (1) получим уравнение

$$2 = 6 \cdot 2 - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3$$

или $5p_5 + 4p_4 + 3p_3 = 10$.

Всего геометрических элементов – подвижных связей в этом соединении три – это связи плечевой кости с лучевой и локтевой, а также лучевой кости с локтевой, т.е.

$$p_5 + p_4 + p_3 = 3.$$

В результате можно записать систему уравнений

$$\begin{cases} 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 = 10, \\ p_5 + p_4 + p_3 = 3. \end{cases} \quad (2)$$

Эта система может быть решена следующим образом: из второго уравнения её выразим p_3 как

$$p_3 = 3 - p_5 - p_4$$

и подставим это значение p_3 в первое уравнение систем

$$5p_5 + 4p_4 + 9 - 3p_3 - 3p_5 = 10$$

или

$$2p_5 + p_4 = 1.$$

Так как используемые уравнения могут решаться лишь в целых положительных числах (дробные и отрицательные значения чисел пар не имеют физического смысла), то из последней формулы с очевидностью следует, что $p_5 = 0, p_4 = 1$. Подставив далее эти значения p_5 и p_4 во второе уравнение (2) получим, что $p_3 = 2$. Следовательно, локтевой сустав человека может обеспечить требуемые движения при условии, что кости этого сустава будут соединены между собой в две трехподвижные пары p_3 и в одну двухподвижную пару p_4 .

Покажем это соединение схематически. На рисунке 12 изображены: 1 – плечевая, 2 – локтевая, 3 – лучевая кости. Они соединяются в три связи – A, B и C . Формально пары p_4 и p_3 можно расположить в любых местах, т.е. в точках A, B и C , число относительных движений звеньев – костей от этого не изменится, но эти движения могут оказаться несоответствующими требуемым.

Реально это соединение было построено природой так: в точке A помещена пара p_4 , а в точках B и C пары p_3 (рисунок 13).

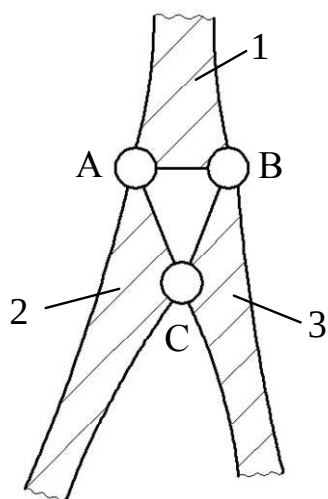


Рисунок 12 – Схематическое изображение локтевого сустава человека

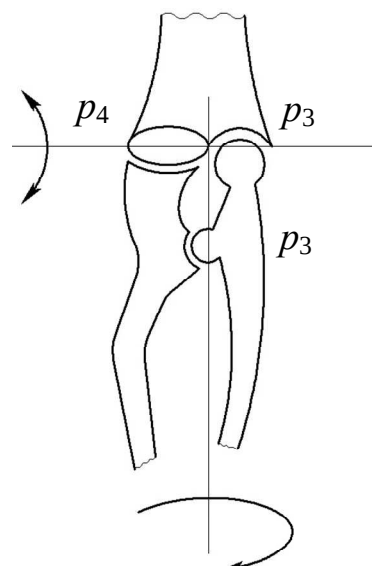


Рисунок 13 – Реальное соединение костей в локтевом суставе человека

Точно также могут быть рассмотрены и все другие суставы скелета человека, в том числе и наиболее сложные, каковыми, например, являются соединения костей в пальцах и в плечевом. Так как в этих суставах имеют место относительные поступательные движения, то набор связей, показанный на рисунке 11 окажется недостаточным. В этих случаях природой используются более сложные соединения костей, когда одна и та же кость может иметь несколько геометрических элементов, т.е. соединения – кинематические пары могут быть использованы в виде неодноточечных. Неодноточечные пары также как и одноточечные могут быть найдены все.

На рисунке 14 показан скелет руки человека от предплечья до фаланг пальцев. Он содержит в своем составе 29 костей. Они показаны цифрами от локтевой 1 до последней фаланги большого пальца 29.

Если исключить из рассмотрения фаланги пальцев, а их всего 14 – от 16 до 29, то собственно лучезапястный сустав окажется состоящим из 15 костей – локтевые и лучевые, пять костей пястных и восемь костей запястья. Из них первые семь кости активные, а восемь костей запястья – пассивные. Костям запястья в анатомии даны названия исходя из их форм по сходству с телами и фигурами, встречающимися в реальной жизни человека, а именно: полукруглая, трехгранная, гороховидная, крючковидная, головчатая, ладьевидная,

трапецевидная и кость-трапеция. Каждая из этих костей представляет собой сложное многомерное пространственное тело с числом геометрических элементов – участков поверхностей, входящих в связи с другими костями, от семи (головчатая – наиболее сложная кость) до одного (гороховидная кость).

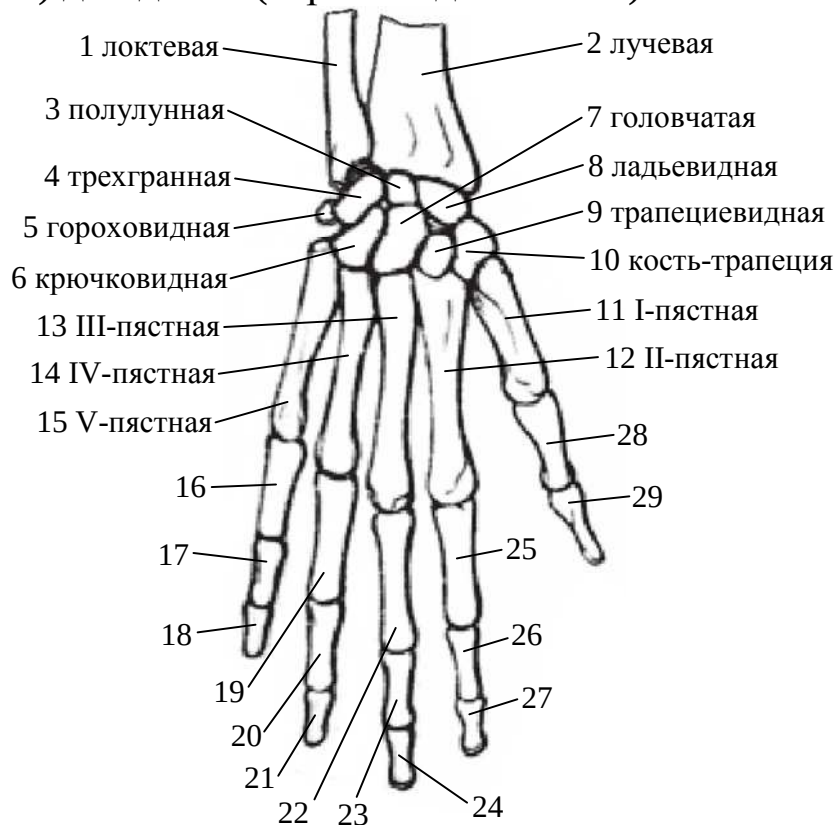


Рисунок 14 – Скелет руки человека от локтевой и лучевой костей до фалангов пальцев

Кости эти, как уже упоминалось выше хорошо изучены и описаны, что позволяет с высокой степенью достоверности найти все виды связей, посчитать их и найти по ним, исходя из теории высших поверхностей (рисунок 4), числа связей различных классов от p_1 до p_5 и далее установить общую подвижность всего соединения по формулам, приведенным выше. Такое исследование автор намерен включить в ближайшее время распространить его на другие объекты живой природы, включая и беспозвоночных животных.

Библиографический список

1. Большой толковый медицинский словарь (Oxford). Тома 1 и 2: Пер. с английского. – М.: Вече, АСТ, 1998. – 592 с. и 608 с.
2. Юрьев А.А. Пулевая спортивная стрельба. – М.: Физкультура и спорт, 1973. – 432 с.

3. Математика. Большой энциклопедический словарь / гл. ред. Ю.В. Прохоров. – 3-е изд. – М.: Большая российская энциклопедия, 1998. – 848 с.
4. Захаров Б.В., Киреев В.С. Юдин Д.Л. Толковый словарь по машиностроению. Основные термины / под ред. А.И. Дальского, М.: Рус. яз., 1987. – 304 с.
5. Большой иллюстрированный Атлас – Тело человека. Перевод с испанского У. Сапциной. – М.: Изд. группа «Контент», 2009. – 192 с.
6. Большой иллюстрированный словарь. Под ред. Беаты Варнхори. – М.: Ридерз Дайджест, 2005. – 400 с.
7. Краткая медицинская энциклопедия (Для среднего медицинского образования) Отв. редактор Т.З. – М.: «Советская энциклопедия», 1974.
8. Наука. Подробная иллюстрированная история науки. Главный редактор Адам Харт-Дэвис. Русское издание. Перевод с английского на русский язык «ЗАО Издательский Дом Ридерз Дайджест», произведено в Китае, 2012. – 512 с.
9. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: Учеб. пособие. – Новокузнецк: СибГГМА, 1994. – 102 с.
10. Дворников Л.Т. Основы теории геометрических связей (кинематических пар) механических систем // Теория механизмов и машин.

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СИНТЕЗА ДЕСЯТИЗВЕННЫХ ЦЕПЕЙ ГРЮБЛЕРА

Кандидат технических наук, доцент

Гудимова Л.Н.,

Доктор технических наук, профессор

Дворников Л.Т.

В настоящей статье излагается ранее не публиковавшийся метод построения плоских шарнирных цепей Грюблера, используемых при нахождении кинематических схем механизмов.

Замкнутыми свободными в плоскости кинематическими цепями Грюблера, обладающими подвижностью $W = 4$, являются такие цепи, после закрепления одного (любого) звена которых, образуются одноподвижные механизмы.

К таким цепям Грюблер обратился в статье [1], опубликованной им в Лейпциге в 1883 г. В этой статье излагаются условия построения цепей, приводится четырехзвенная цепь, две цепи шестизвенных и некоторые из восьмизвенных цепей.

Из условия Грюблера $3n - 2p_5 = 4$ следует, что $p_5 = \frac{3n - 4}{2}$, т.е.

число звеньев в таких цепях должно быть четным, начиная с $n = 2$.

На основе найденных Грюблером цепей были созданы и исследованы многие, широко используемые в технике настоящего времени механизмы, а именно, все шестизвенные (девять) и ряд восьмизвенных. Практическая значимость метода Грюблера привлекала к себе внимание многих ученых, которые сумели найти полный состав восьмизвенных и представителей десяти – и двенадцатизвенных цепей.

Следует отметить, что ни самим Грюблером, ни его последователями до настоящего времени не был сформулирован какой – либо метод построения таких цепей, исходя из задаваемого числа звеньев в них. В частности, этим вопросом много и плодотворно занимался российский ученый Пейсах Э.Е., который в результате исследований нашел возможным в своей таблице цепей Грюблера [2], указать на связь чисел цепей и чисел звеньев в них, что может служить ориентиром при их поиске. Всего восьмизвенных цепей Грюблера по Пейсаху Э.Е. 16, фрагмент таблицы Пейсаха приведен ниже.

Фрагмент таблицы Э.Е. Пейсаха [2]

Число звеньев	2	4	6	8	10	12
Число Цепей Грюблера	-	1	2	16	230	6856

Четырехзвенная и две шестизвенных цепи (рисунок 1) были показаны самим Грюблером в [1], а 16 восьмизвенных цепей были приведены в Э.Е. Пейсахом в работе [3].

Позже в работе [4] было приведено двадцать таких цепей, однако они были достаточно корректно обоснованы.

Проблема создания десятизвенных, двенадцатизвенных цепей и более сложных до настоящего времени не разрешена. Является очевидным, что для её разрешения необходимо выработать строго обоснованный непротиворечивый метод.

Авторы настоящей статьи считают, что такой метод им удалось найти и успешно применить для частных случаев.

Разработанный метод синтеза структур цепей Грюблера основан на универсальной структурной системе [5], с привлечением условия Грюблера

$$\begin{cases} p_5 = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n_{\Gamma} = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0, \\ 3n_{\Gamma} - 2p_5 = 4. \end{cases} \quad (1)$$

В системе (1) обозначено τ – число геометрических элементов (кинематических пар) наиболее сложного – базисного звена цепи или τ – угольника, p – число одноподвижных кинематических пар шарниров, n_i – число звеньев, добавляющих в цепь по i кинематических пар, n – число звеньев цепи Грюблера, n_0 – число звеньев, не добавляющих в цепь никаких пар.

Чтобы воспользоваться системой (1), примем за известное число звеньев n . Согласно таблице Э.Е. Пейсаха, принятое число звеньев определит число пар по третьему уравнению (1). Подставив это значение p в первое уравнение системы (1) мы свяжем его со значением τ . Очевидно, что минимальным числом таких пар (p) в цепи будет тогда, когда в ней присутствуют лишь звенья n_1 , т.е. когда $p = \tau + n_1$, а

$$n_{\tau-1} = \dots n_i = \dots n_2 = 0.$$

Тогда два первых уравнения системы (1) примут вид

$$\begin{cases} p = \tau + n_1, \\ n = 1 + n_1 + n_0. \end{cases} \quad (2)$$

Выразим из второго уравнения число звеньев добавляющих в цепь одну пару

$$n_1 = n - 1 - n_0, \quad (3)$$

подставим (3) в первое уравнение системы (2) и получим

$$p = \tau + n - 1 - n_0. \quad (4)$$

Принимая во внимание, что минимальное число замыкающих звеньев в рассматриваемых цепях $n_{0min} = 1$, уравнение (4) запишется так

$$p = \tau + n - 2.$$

Полученное значение p_5 подставим в третье уравнение системы (1) и найдём, что

$$W = n - 2\tau + 4 \text{ или } 2\tau = n - W + 4,$$

откуда максимально возможное значение базисного звена для цепей Грюблера ($W = 4$)

$$\tau_{\max} = \frac{n}{2}. \quad (5)$$

Для определения чисел звеньев n_i , каждое из которых добавляет в цепь определенное число звеньев, совместно решаются два первых уравнения системы (1), что позволяет устанавливать сложность звеньев при формировании структуры цепи.

Известно, что цепь, содержащая базисное звено, какой бы сложности оно не было, нарастая звеньями, начинает ветвиться. Число ветвей цепи без замкнутых контуров [2] определяется зависимостью

$$\gamma = p_5 - (n - 1),$$

При образовании в цепи изменяемых замкнутых контуров, число ветвей

$$\gamma = \delta + \alpha.$$

где δ – число выходов цепи (или число свободных кинематических пар), α – число изменяемых замкнутых контуров цепи.

Учитывая, что цепи Грюблера являются замкнутыми, не имеющими свободных кинематических пар, т.е. $\delta = 0$, то

$$\alpha = \gamma = p_5 - (n - 1). \quad (6)$$

Установим зависимости между числом звеньев цепи Грюблера n и числом замкнутых контуров α , для этого в уравнение (6) подставим

значение $p_5 = (3n - 4)/2$, определенное из третьего уравнения системы (1) и получим

$$\alpha = \frac{3n}{2} - 2 - (n - 1) = \frac{n - 2}{2}. \quad (7)$$

С увеличением числа звеньев цепи увеличивается количество замкнутых контуров, а также и их сложность, обозначим сложность контура через α_i . Простейшим замкнутым изменяемым контуром является четырехугольный α_4 (треугольный шарнирный контур является неизменяемой системой), а наиболее сложным может быть такой, который будет образован всеми звеньями группы α_n . Общее суммарное число внутренних сторон, образуемых замкнутыми контурами, находится в зависимости от суммарного числа сторон всей цепи и числа наружных сторон цепи.

Суммарное число сторон цепи с замкнутым контуром может быть представлено числом наружных сторон λ_n и числом внутренних сторон λ_θ .

$$\lambda_{ck} = \lambda_n + \lambda_\theta. \quad (8)$$

В работе [3] показано, что суммарное число сторон цепи, без изменяемых замкнутых контуров $\lambda_c = p_5 + (n - 1)$. При создании цепей с изменяемыми замкнутыми контурами используются присоединяемые звенья разной сложности, и общее суммарное число сторон λ_{ck} при этом возрастает на единицу с каждым образованным контуром, т.е. $\lambda_{ck} = \lambda_c + \alpha$.

Для определения суммарного числа сторон цепи с замкнутыми контурами воспользуемся формулами λ_c , λ_{ck} и (7), и зависимостью p_5

$$\lambda_{ck} = p_5 + (n - 1) + \alpha = \frac{3n - 4}{2} + (n - 1) + \frac{n - 2}{2} = 3n - 4. \quad (9)$$

Известно [2], что число внутренних сторон цепи, находится путем сложения сторон образующих замкнутый контур, т.е.

$$\lambda_\theta = \sum_{i=4}^{n_{\max}} i \cdot \alpha_i, \quad (10)$$

где i – число сторон контура, α_i – число замкнутых контуров, тогда число наружных сторон определяется из зависимости (8) как разность

$$\lambda_n = \lambda_{ck} - \lambda_\theta. \quad (11)$$

Принимая во внимание, что самым простым контуром является четырехугольный, то минимальное число внутренних сторон определится произведением числа сторон простого контура на число

таких контуров (7), т.е. $\lambda_{\text{emin}} = 4 \cdot \alpha$. Если учесть, что минимально возможное число наружных сторон не может быть принято меньше $\lambda_{\text{hmin}} = 4$, то максимальное число внутренних сторон $\lambda_{\text{emax}} = \lambda_{\text{ск}} - 4$. Следовательно, внутреннее число сторон должно соответствовать целочисленному ряду значений $\lambda_{\text{emin}} \leq \lambda_{\text{в}} \leq \lambda_{\text{emax}}$, позволяющему устанавливать сложность замкнутых контуров, что будет показано ниже.

Итак, использование системы (1) и зависимостей (5, 7, 9, 10 и 11) позволит систематически находить структуры цепей Грюблера.

Приступим к синтезу структур десятизвенных цепей. В первую очередь определим границы изменения по (5) самого сложного звена – τ – угольника. При $n = 10$ наиболее сложным базисным звеном будет пятипарное звено $\tau = 5$, а простейшим – треугольное звено, т.к. при $\tau = 2$ можно создать только четырехзвенную цепь Грюблера. Таким образом, базисными звеньями для рассматриваемых цепей будут трех-, четырех- и пятипарные звенья. Для определения числа звеньев n_i для различных базисных звеньев запишем два первых уравнения системы (2) при $n = 10$ и $p_5 = 13$

$$\text{при } \tau = 3 \begin{cases} 2n_2 + n_1 = 10, \\ n_2 + n_1 + n_0 = 9. \end{cases} \quad (12)$$

$$\text{при } \tau = 4 \begin{cases} 3n_3 + 2n_2 + n_1 = 9, \\ n_3 + n_2 + n_1 + n_0 = 9. \end{cases} \quad (13)$$

$$\text{при } \tau = 5 \begin{cases} 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1 = 8, \\ n_4 + n_3 + n_2 + n_1 + n_0 = 9. \end{cases} \quad (14)$$

Все системы (12 – 14) дают несколько вариантов решения, оставим пока это без пояснений и начнем создавать структуры по варианту, в котором число замыкающих звеньев минимальное, т.е. $n_0 = 1$. Кроме того, приведем в таблице 1 значения α , α_i , $\lambda_{\text{ск}}$, $\lambda_{\text{в}}$ и $\lambda_{\text{н}}$ для каждого значения τ .

Таблица 1 – Параметры, определяющие структуры цепей

Исходные данные: $n = 10, p_5 = 13$						
τ по (5)	n_i по (12)	α по (7)	α_i	$\lambda_{ск}$ по (9)	λ_6 по (10)	λ_n по (11)
3	$n_0 = 1, n_1 = 6, n_2 = 2$	4	$\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4,$, $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7.$	26	16, ..., 22.	10, ..., 4.
4	$n_0 = 1, n_1 = 7,$ $n_2 = 1, n_3 = 0,$	4	$\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4,$, $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7.$	26	16, ..., 22.	10, ..., 4.
5	$n_0 = 1, n_1 = 8,$ $n_2 = 0, n_3 = 0, n_4 = 0,$	4	$\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4,$, $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7.$	26	16, ..., 22.	10, ..., 4.

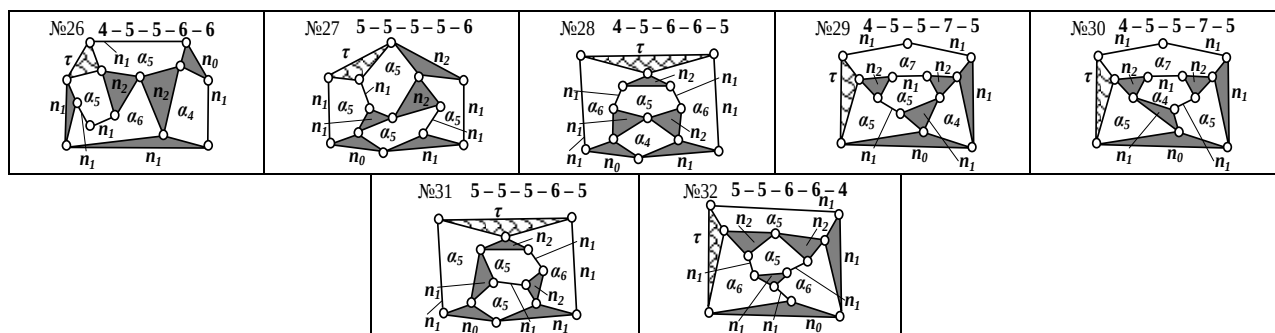
Из таблицы 1 видно, что число и сложность замкнутых контуров, а также суммарное число, число внутренних и наружных сторон цепи для разных τ одинаковы. Это объясняется тем, что все перечисленные параметры зависят только от числа звеньев. Отметим, что в качестве замыкающих звеньев n_0 могут использоваться звенья различной сложности, вплоть до τ – угольника включительно, но в десятизвенных цепях при $\tau = 3$ замыкающим звеном может быть только трехпарное звено, при $\tau = 4$ – трехпарное и четырехпарное, а при $\tau = 5$ – трехпарное и четырехпарное и пятипарное. Такое ограничение объясняется тем, что внутри цепи не должны образовываться треугольные шарнирные контуры (в нем невозможно относительное движение), а также десятизвенные цепи не должны превращаться в цепи с меньшим числом звеньев.

Все многообразие цепей Грюблера при каждом τ может быть найдено последовательным усложнением замкнутых контуров, а значит уменьшением числа наружных сторон, а также отличием в последовательном расположении друг за другом по сложности разных звеньев как внутри цепи, так и по наружному контуру.

Перейдем к построению цепей Грюблера. Построим сначала цепи с $\tau = 3$ (таблица 2). Начнем построение с цепей, состоящих из замкнутых контуров, сложность которых определяется самым простым контуром α_4 . В этом случае число внутренних сторон $\lambda_6 = 4 \cdot 4 = 16$, а наружных $\lambda_n = 26 - 16 = 10$. Как видно из таблицы 2 такая цепь всего одна, она показана в таблице 2 под номером №1. Структура цепи получена при последовательном присоединении к правой кинематической паре базисного звена подряд двух

треугольных звеньев, добавляющих в цепь по две пары n_2 , а к левой паре – подряд двух линейных звеньев n_1 , добавляющих по одной паре в цепь. Затем τ – угольник, звенья n_1 и n_2 соединяем треугольными звеньями, которые привносят в цепь по одной паре, к последнему треугольному звену n_1 присоединяем линейное звено n_1 и замыкаем цепь линейным звеном, не добавляющим в цепь пар n_0 . Построим структуру цепи, в которой $\lambda_6 = 17$, в этом случае цепь должна состоять из контуров $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_5$, а $\lambda_n = 9$. Такая цепь также одна (таблица 2, № 2). Формирование структуры происходит так: к базисному звену (справа) последовательно присоединяем два звена, добавляющие по две пары (n_2), а к двум другим парам – линейные звенья n_1 , затем свободные пары соединяем треугольными звеньями n_1 , и замыкаем линейным звеном $n_0 = 1$. В дальнейшем не будем так подробно описывать формирование структур цепей, а покажем только рядом с каждым звеном его значение n_i . Следующая группа структур в таблице 2 под № 3 – 8 соответствует $\lambda_6 = 18$, состоящая из контуров $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_6$ и $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_5$, при $\lambda_n = 8$.

Таблица 2 – Цепи Грюблера с $\tau = 3$



Сверху каждой цепи поместим цифры, первые четыре соответствуют сложности внутренних замкнутых контуров, а последняя – пятая – указывает на сложность наружного замкнутого контура. При сочетании четырех замкнутых контуров с $\lambda_g = 19$ реализуемыми сочетаниями являются следующие: $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_7$, $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6$ и $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_5$, число наружных сторон в таких структурах $\lambda_n = 7$. В таблице 2 они приведены под номерами 9 – 18.

Увеличивая сложность контуров, найдем структуры цепей, у которых $\lambda_g = 20$, это суммарное число внутренних сторон представлено сочетаниями: $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_6 + \alpha_6$, $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_6$ и $\alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_5$. Суммарное число наружных сторон уменьшилось и $\lambda_n = 6$. Структуры с такими параметрами представлены в таблице 2 под № 19 – 27. Как видно из таблицы 1 существуют структуры с $\lambda_g = 21$, $\lambda_n = 5$ и $\lambda_g = 22$, $\lambda_n = 4$. В первом случае возможны сочетания контуров $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_7$, $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_6$ и $\alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_6$ (таблица 2, № 28 – 31), а во втором – $\alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_6$, такая структура одна (№ 32). Всего цепей Грюблера с трехпарным базисным звеном приведено 32 структуры.

Перейдем к нахождению структур с $\tau = 4$. Учитывая, что методика построения остается аналогичной той, которая применялась при построении структур с $\tau = 3$. Используется решение, приведенное в таблице 1. Построение начинается с введения четырехпарного базисного звена, затем постепенно вводится одно звено n_2 и семь звеньев n_1 . Повторим, что замыкающие цепь звенья могут быть не сложнее τ угольника. Расположение структур в таблице 3 приводится также в последовательности от минимального значения $\lambda_g = 17$ до максимального $\lambda_g = 22$. Они приведены под №№ 1 – 60.

Таблица 3 – Цепи Грюблера с $\tau = 4$

№1 4-4-4-4-10 	№2 4-4-4-4-10 	№3 4-4-4-5-9 	№4 4-4-4-5-9 	№5 4-4-4-5-9
№6 4-4-4-5-9 	№7 4-4-4-5-9 	№8 4-4-4-5-9 	№9 4-4-5-5-8 	№10 4-4-5-5-8
№11 4-4-5-5-8 	№12 4-4-4-6-8 	№13 4-4-5-5-8 	№14 4-4-4-6-8 	№15 4-4-4-6-8
№16 4-4-4-6-8 	№17 4-4-4-6-8 	№18 4-4-5-5-9 	№19 4-4-5-5-8 	№20 4-4-5-6-7
№21 4-4-5-6-7 	№22 4-4-5-6-7 	№23 4-4-5-6-7 	№24 4-4-5-6-7 	№25 4-4-5-6-7
№26 4-4-5-6-7 	№27 4-4-5-6-7 	№28 4-4-5-6-7 	№29 4-4-4-7-7 	№30 4-4-4-7-7
№31 4-4-4-7-7 	№32 4-4-4-7-7 	№33 4-4-4-7-7 	№34 4-5-5-5-7 	№35 4-5-5-5-7
№36 5-5-5-5-6 	№37 5-5-5-5-6 	№38 5-5-5-5-6 	№39 5-5-5-5-6 	№40 4-5-5-5-7
№41 5-5-5-5-6 	№42 5-5-5-5-6 	№43 4-5-5-5-6 	№44 4-5-5-5-6 	№45 4-5-5-5-6
№46 4-5-5-6-6 	№47 4-4-6-6-6 	№48 4-4-6-6-6 	№49 4-4-6-6-6 	№50 5-5-5-6-5
№51 5-5-5-6-5 	№52 5-5-5-6-5 	№53 4-5-6-6-5 	№54 4-5-6-6-5 	№55 4-5-5-7-5
№56 4-4-6-7-5 	№57 4-5-6-7-4 	№58 4-5-6-7-5 	№59 4-5-5-8-4 	№60 5-5-6-6-4

Как видно из таблицы структур цепей Грюблера с минимальным числом $\lambda_6 = 16$ всего две (№1, 2), причем в составе второй цепи входит второе четырехугольное звено, оно вносит всего две пары в цепь при её создании. Под номерами 3 – 8 показаны цепи, у которых

$\lambda_g = 17$, сложность замкнутых контуров представлена сочетанием $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_5$, отметим, что в цепи №7 присутствуют два четырехугольных звена, но одно привносит в цепь две пары и является звеном n_2 , а второе замыкает цепь, т.е. оно соответствует n_0 . Все эти цепи имеют $\lambda_n = 9$. Цепи с $\lambda_g = 18$ расположены в таблице 3 с №9 по № 19, эти цепи содержат два вида контуров $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_6$ и $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_5$, число наружных сторон $\lambda_n = 8$. Цепи №№14 – 19 замыкаются четырехугольными звеньями.

Цепей с $\lambda_g = 19$ и $\lambda_n = 7$ восемнадцать структур (№20 – 37). Замкнутые контуры представлены сочетанием $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_7$ и $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6$. Отметим, что и в этом случае ряд структур цепей замыкаются четырехугольным звеном.

Структур при условии $\lambda_g = 20$ и $\lambda_n = 6$ найдено 12 штук (№38 – 49). Замкнутые контуры представлены $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_6 + \alpha_6$, $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_6$ и $\alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_5$. Замыкаются цепи либо линейным, или треугольным звеньями. Цепи Грюблера с числом внутренних сторон $\lambda_g = 21$ и $\lambda_n = 5$ находятся под номерами 50 – 56. Найдены структуры, сложность контуров которых соответствует $\alpha_4 + \alpha_4 + \alpha_6 + \alpha_7$, $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_6$ и $\alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_6$. В этой группе цепей структуры №52, 53, 54 и 65 также замыкаются четырехугольным звеном.

Цепей с максимальным числом внутренних $\lambda_g = 22$ и минимальным наружным $\lambda_n = 4$ числами сторон всего четыре (№57 – 60). Замкнутые контуры представлены $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7$, $\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_8$ и $\alpha_5 + \alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_6$.

Итак, всего найдено 60 структур с четырехпарным базисным звеном.

Продолжим решение и по предлагаемой методике построим замкнутые цепи Грюблера при $\tau = 5$. Различных структур таких цепей построено 70. Из них одна (таблица 4, №1) с минимальным числом внутренних $\lambda_g = 16$ и максимальным наружным – $\lambda_n = 10$, четыре с $\lambda_g = 17$ и $\lambda_n = 9$ (№№2 – 5).

Цепей Грюблера с $\lambda_g = 18$ и $\lambda_n = 8$ найдено 13 структур (таблица 4, №№6 – 18), самое большое количество структур получилось при $\lambda_g = 19$ и $\lambda_n = 7$, их 23 штуки, в таблице 4 они расположены под №№ 19 – 43; структур, содержащих $\lambda_g = 20$ и $\lambda_n = 6$ всего 17 (№№44 – 60), шесть цепей с $\lambda_g = 21$ и $\lambda_n = 5$ (№№ 61 – 66) и четыре структуры с $\lambda_g = 22$ и $\lambda_n = 4$ (№№67 – 70). Отметим, что во всех структурах, построенных при $\tau = 5$, сложность замкнутых контуров представлена аналогичными сочетаниями, которые получены в структурах с $\tau = 3$ и 4.

Таблица 4 – Цепи Грюблера с $\tau = 5$

№1 4-4-4-4-10 	№2 4-4-4-5-9 	№3 4-4-4-5-9 	№4 4-4-4-5-9 	№5 4-4-4-5-9
№6 4-4-5-5-8 	№7 4-4-5-5-8 	№8 4-4-5-5-8 	№9 4-4-5-5-8 	№10 4-4-5-5-8
№11 4-4-5-5-8 	№12 4-4-5-5-8 	№13 4-4-4-6-8 	№14 4-4-4-6-8 	№15 4-4-4-6-8
№16 4-4-5-5-8 	№17 4-4-4-6-8 	№18 4-4-4-6-8 	№19 4-5-5-5-7 	№20 4-5-5-5-7
№21 4-4-5-6-7 	№22 4-4-5-6-7 	№23 4-4-5-6-7 	№24 4-4-5-6-7 	№25 4-4-5-6-7
№26 4-4-5-6-7 	№27 4-4-5-6-7 	№28 4-4-5-6-7 	№29 4-4-5-6-7 	№30 4-4-5-6-7
№31 4-4-4-7-7 	№32 4-4-4-7-7 	№33 4-4-4-7-7 	№34 4-4-5-5-7 	№35 4-5-5-5-7
№36 4-5-5-5-7 	№37 4-4-5-6-7 	№38 4-4-5-6-7 	№39 4-4-5-6-7 	№40 4-4-5-6-7
№41 4-4-5-6-7 	№42 4-4-5-6-7 	№43 4-4-4-7-7 	№44 5-5-5-5-6 	№45 4-5-5-6-6
№46 4-4-6-6-6 	№47 5-5-5-5-6 	№48 4-5-5-6-6 	№49 4-5-5-6-6 	№50 4-5-5-6-6
№51 4-5-5-6-6 	№52 4-5-5-6-6 	№53 4-5-5-6-6 	№54 4-5-5-6-6 	№55 4-5-5-6-6
№56 4-5-5-6-6 	№57 4-4-6-6-6 	№58 4-4-6-6-6 	№59 4-4-6-6-6 	№60 4-4-6-6-6
№61 4-4-6-7-5 	№62 4-4-5-8-5 	№63 4-5-6-6-5 	№64 4-4-6-7-5 	№65 5-5-5-6-5
№66 4-5-6-6-5 	№67 5-5-6-6-4 	№68 5-5-6-6-4 	№69 5-5-5-7-4 	№70 4-5-6-7-4

Всего найдено 162 структуры. В данной работе показана возможность синтеза структур цепей Грюблера на основе разработанного метода. Авторы вполне понимают, что дальнейшее развитие метода позволит получить структуры, не приведенные в данной работе.

Библиографический список

1. Grübler M. Allgemeine Eigenschaften für Zwangläufigen ebenen kinematischen Ketten. – *Civiningenieur* 1883. 29. S. 167–200.
2. Пейсах Э.Е. О группах Ассура, фермах Баранова, цепях Грюблера, плоских шарнирных механизмах и об их структурном синтезе. Федеральный портал «Инженерное образование». Электронный журнал «Наука и образование», 4 апреля 2007г. – режим доступа: www.technomag.ldu.ru (08.02.2010).
3. Пейсах Э.Е. Структурный синтез замкнутых кинематических цепей (цепей Грюблера). Часть 1. // *Теория механизмов и машин*. – 2007. – №2. – Т. 5. – С. 4-14.
4. Дворников Л.Т., Фёдоров А.И. О сущности и возможностях метода М. Грюблера применительно к синтезу структур плоских механизмов // *Материалы шестнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения*. – Новокузнецк: СибГИУ, 2006. – С. 82-94.
5. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: Учеб. пособие. – Новокузнецк: СибГГМА, 1994. – 102 с.

О ЗНАЧЕНИИ КУРСА «ДИНАМИКА МАШИН И ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЧНОСТИ» В ПОДГОТОВКЕ СТУДЕНТОВ СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ»

Кандидат технических наук, доцент

Адамович Н.О.

Горные машины одни из самых мощных и сложных машин, известных в технике. Большие массы машин и механизмов, работающих с высокими скоростями, вызывают сложные динамические процессы не только при пуске и торможении, но иногда и при установившихся режимах работы. Динамические процессы вызывают значительные перегрузки, усталостные явления отдельных элементов конструкции, которые приводят к аварийным ситуациям.

Для увеличения надежности, безопасности машин и долговечности машин проектирование и изготовление их должно осуществляться с учетом воздействия динамических усилий. Фундаментом динамических расчетов является теория механических колебаний. Знание законов колебательных процессов позволяет спроектировать рациональные конструкции машин для эффективного разрушения горных пород.

Для рациональной реализации конструкции любой машины необходимо знание полных напряжений в ее узлах. Если напряжение от статических нагрузок определяется достаточно просто, то определение напряжений от динамических нагрузок для многих машин представляет значительную сложность.

В горной промышленности применяется большое количество машин, различающихся по принципу действия и конструктивным особенностям. Для правильного математического описания динамических процессов необходимы знания законов механики, а также гидропривода, электротехники и электропривода, пневмопривода. Вид характеристики двигателя может оказывать существенное влияние на динамику всей машины, поэтому она должна учитываться в модели машины соответствующими уравнениями. Так, в качестве электропривода шахтовых подъемных машин используются асинхронные электродвигатели и

электродвигатели постоянного тока, механические характеристики которых имеют принципиальное различие. Гидропривод машин состоит из гидродвигателя и аппаратов регулирования гидросистем. Динамическая модель должна учитывать параметры и характеристики всех элементов. Компрессорная установка и машина с пневматическим двигателем имеют свою специфику при описании динамических процессов.

Цель дисциплины «Динамика машин и физические основы прочности» – научить студентов самостоятельно решать проблемы динамики машин, составлять динамические модели механизмов, разрабатывать расчетные динамические и гидравлические схемы горных машин и оборудования, составлять их математические модели, применять математические методы для решения практических задач, ориентироваться в соответствующей специальной литературе.

О РАСЧЁТЕ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Кандидат технических наук, доцент

Куклин С.А.

Подшипники качения играют важную роль в машиностроении, и практически каждому инженеру-механику хоть раз в жизни приходилось их рассчитывать. Между тем стандартный расчет (подбор) подшипников излагаемый в справочниках, учебниках, как в России, так и за рубежом страдает существенными недочетами с точки зрения использования понятий теоретической механики. Хотя результаты расчетов достаточно надежны, но достигаются они за счет того, что подшипники стандартизованы, а к конкретному образцу всегда можно подобрать подходящие коэффициенты.

В качестве первого замечания, укажем на то, что при расчете радиально-упорных подшипников «радиальную реакцию подшипника считают приложенной к оси вала в точке пересечения с ней нормалей, проведенных через середины контактных площадок» [1, с.112]. Причем изображаются реакции радиально не к телам качения, а к оси вала. Картина сил получается следующей (рисунок 1).

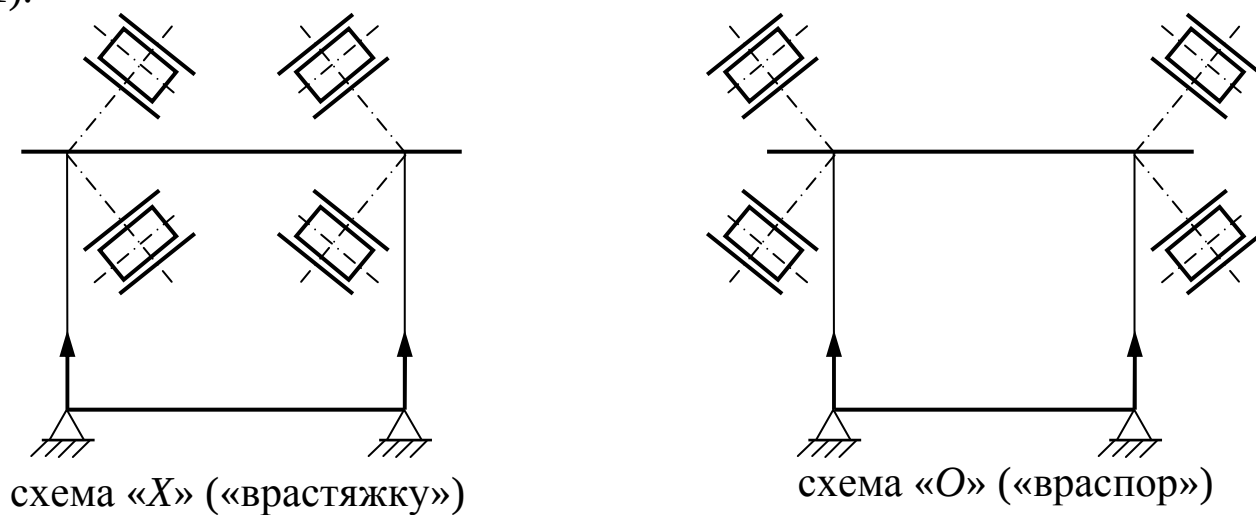


Рисунок 1 – Рекомендуемое положение радиальных реакций в радиально-упорных подшипниках (см. [1, с.103, рис.7.5])

Аналогичные указания даются во всех официальных учебниках и справочниках [2, с.362], [3, с.413] и др. Между тем далеко не понятно, чем обосновано смещение точки приложения от центра подшипника. Термин «реакция» подразумевает наличие связи,

ограничивающей движение [4, с.22], т.е. реакция не может быть приложена где-то вдали от точки контакта.

Смягчает погрешности такой интерпретации то, что в выпускаемых промышленностью подшипниках, точка приложения (точка О, рисунок 2) не «уходит» слишком далеко из под подшипника.

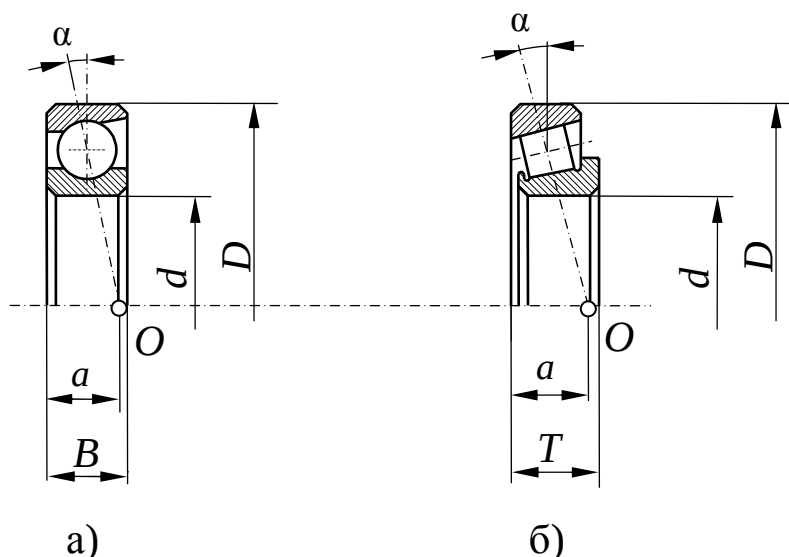


Рисунок 1 – «Точка приложения радиальной реакции» в радиально-упорных подшипниках [1, с.109]

Схема «а» рисунок 1: $a = 0,5 \cdot [B + 0,5(d + D) \cdot \operatorname{tg} \alpha]$. (1)

Схема «б» рисунок 1: $a = 0,5 \cdot [T + 0,5(d + D) \cdot \operatorname{tg} \alpha]$. (2)

Согласно формуле (2) для роликовых конических подшипников при углах $\alpha = 12^\circ \dots 16^\circ$ точка О лежит вблизи торца подшипника и при больших углах конусности $a = 1,2 \dots 1,3B$ (таблица).

Таблица 1 – Позиция «точки приложения радиальной реакции»

$\alpha = 12^\circ \dots 16^\circ$				$\alpha \approx 29^\circ$	
№ подш.	a/B	№ подш.	a/B	№ подш.	a/B
7204A	0,75	7304A	0,72	1027305A	1,21
7205A	0,79	7305A	0,74	1027306A	1,17
7206A	0,82	7306A	0,75	1027307A	1,19
7207A	0,86	7307A	0,76	1027308A	1,21
7208A	0,87	7308A	0,80	1027309A	1,23
7209A	0,91	7309A	0,81	1027310A	1,25
7210A	0,96	7310A	0,82	1027311A	1,26
7211A	0,95	7311A	0,82	1027312A	1,27
7212A	0,97	7312A	0,83	1027313A	1,28
7213A	0,99	7313A	0,83	102314A	1,29
7214A	1,03	7314A	0,83	1027315A	1,30

Во-вторых, не очень понятно, между какими телами возникает реакция, поскольку реакция лежит на пересечении линии перпендикулярной телам качения, а изображается перпендикулярно оси вала.

В конических роликоподшипниках можно рассматривать **четыре реакции** (рисунок 3, а):

$R_{вк}$ – между внутренним кольцом и валом (вал не показан);

$R_{рол}$ – между роликами и внутренним кольцом;

$R_{нк}$ – между наружным кольцом и роликами;

$R_{корп}$ – между наружным кольцом и корпусом (корпус не показан).

Все четыре реакции имеют разное направление. Реакцию между телами качения и кольцами радиальной по отношению к валу назвать нельзя. **Разворот линии действия не допустим**, с точки зрения теоретической механики, поскольку получается, что независимо от наклона, все реакции равны: $R_{вк}=R_{рол}=R_{нк}=R_{корп}$.

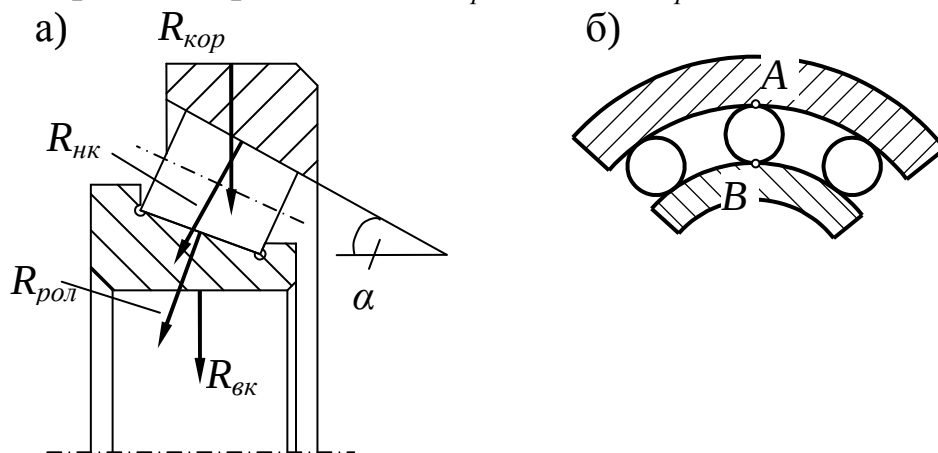


Рисунок 2 – Реакции в конических роликоподшипниках

В-третьих, поскольку за угол контакта берется угол между осью вала и наружным кольцом [3, с.413], имеется в виду реакция между телами качения и наружным кольцом подшипника (реакция $R_{нк}$). Однако в той же книге неоднократно указывается, что **подшипники качения следует рассчитывать по внутреннему кольцу**.

Связано это с тем, что подшипники качения рассчитываются, исходя из контактной прочности, по формуле Герца (например, [3, с.23]). Контактные напряжения снижаются с ростом приведенного радиуса кривизны, а он больше между телами качения и наружным кольцом (точка А, рисунок 3, б), чем между телами качения и внутренним кольцом (точка В). Контактные напряжения от реакции

$R_{нк}$ меньше, чем от реакции $R_{рол}$ (как будет показано далее – на 10...20%).

Пожалуй, самое большое недоумение вызывает формула по определению эквивалентной нагрузки [1, с.115], которая учитывает действие радиальной F_r и осевой составляющей F_a

$$P=(X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_o \cdot K_t. \quad (1)$$

Здесь взаимно перпендикулярные составляющие складываются как простые слагаемые. Между тем, следует напомнить, что **сила – это векторная величина**. Силы на тела воздействуют на подшипник не по очереди, а одновременно и результирующее действие в данном случае должно вычисляться по теореме Пифагора. Вместо того, чтобы учитывать направление по обычным правилам векторной алгебры вводятся коэффициенты (X, Y, e).

Аналогичные замечания можно сделать насчет статической и динамической грузоподъемности, которая почему то имеет радиальное направление для радиальных и радиально-упорных и осевое направление для упорных и упорно-радиальных подшипников. Понятие **грузоподъемность в каком-то конкретном направлении**, на взгляд автора, тоже **вызывает немало вопросов**. Ничего подобного не встречается при расчете других деталей.

Трудно сказать, чем руководствовались создатели методики расчета радиально-упорных подшипников, но вольное толкование понятий механики, не внушает особого доверия. Хотя следует сказать, что в некоторых книгах [5, с.79] приводится достаточно подробный силовой анализ с учетом всех правил теоретической механики, но, в конце концов, он подменяется малопонятными формулами.

При расчетах радиально-упорных подшипников, пожалуй, больше условностей, чем при расчете всех остальных деталей (болтов, зубчатых колес и др.). При расчете деталей машин условные коэффициенты, как правило, отделены от безусловных, теоретических. При расчете подшипников все смешано. Единственное, что в какой-то мере оправдывает такую методику расчетов – это то, что ее называют «подбором» подшипников. В то же время нет никаких объективных причин отказываться от понятия силы, как векторной величины. Даже если считать результаты, получаемые в результате стандартной методики верными (за счет множества табличных данных и коэффициентов), пересмотр

методики все равно необходим. Сложившаяся методика расчета подшипников качения требует полного пересмотра. Хотя перечисленные замечания касаются главным образом радиально-упорных или упорно-радиальных подшипников, но из-за требования единой методики, учет их затронет и другие типы подшипников (радиальные и упорные).

Библиографический список

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. вузов / П.Ф.Дунаев, О.П.Леликов. – М.: Изд. центр «Академия», 2008. – 496 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для студентов вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 12-е изд. испр. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.
3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с.
4. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Гос. изд-во физ. мат. лит., 1961. – 401 с.
5. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения. Справочник /Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.

О ТОЧНОСТИ ВЫЧИСЛЕНИЙ В ИНЖЕНЕРНЫХ РАСЧЕТАХ

Кандидат химических наук, доцент

Дёмин В.М.

Правильному пользованию вычислительными средствами студенты должны научиться при прохождении общеобразовательных и общетехнических дисциплин; в курсах специальных дисциплин такая задача не ставится. Прикладная механика – первая инженерная дисциплина, с которой студенты имеют дело в процессе обучения. Поэтому именно в этом курсе, т. е. с самого начала практического пользования математическим аппаратом, должны быть заложены правильные представления о необходимой точности вычислений при ведении расчетов. Для правильной ориентировки студентов вполне достаточно десяти-пятнадцати минут для пояснений и, затем, постоянного наблюдения за правильным ведением вычислений при решении задач и выполнении расчетно-графических работ.

Известно, что никакие измерения не могут быть выполнены абсолютно точно. Результат вычислений всегда включает в себе некоторую погрешность, даже если вычисления ведутся по так называемым «точным» формулам, так как они могут быть получены лишь на основании ряда допущений или обобщений, содержащих в себе отклонения от истинной величины. Степень точности результатов определяется прежде всего точностью предпосылок и гипотез, положенных в основу любой науки. Очевидно, не имеет смысла вести вычисления с точностью, значительно превышающей точность этих допущений.

Кроме того, точность вычислений должна ограничиваться точностью изготовления деталей и задания нагрузок. И, наконец, цель расчета обычно заключается в сравнении полученной величины (напряжения или перемещения) с некоторой допустимой величиной, значение которой задается нормами проектирования тоже с достаточной степенью приближения. Величины допускаемого напряжения, расчетного сопротивления или модуля упругости определяются свойствами материалов и представляют для них некоторые средние или минимальные значения. Они обычно могут быть заданы с точностью не более двух значащих цифр.

Обычно рекомендуется во избежание накопления ошибок число значащих цифр при вычислениях принимать на единицу больше, чем в исходных данных. Поскольку характеристики материалов и нагрузки известны, как правило, с точностью не более двух значащих цифр, прочностные расчеты могут почти во всех случаях выполняться с точностью трех цифр. Если первая цифра единица, обычно учитывается четвертая значащая цифра.

Понятие о необходимой точности вычислений студенты часто смешивают с числом значащих цифр после запятой. Следует объяснить, что положение запятой определяется принятой размерностью. Нередко наблюдается стремление к округлению величин малых по абсолютному значению. Следует пояснить, что если, например, угол поворота составляет 0,00384 рад., его нельзя округлять до 0,004 или до 0,0038 рад. Округление до меньшего числа значащих цифр целесообразно лишь в некоторых случаях, например, при сопоставлениях: допустим, напряжение в одной точке составляет 180 МПа, в другой – 85 МПа, а третьей – 7 МПа.

Желательно показать студентам основные правила действий с приближенными числами. Особенно распространены ошибки при их суммировании. Следует указать, что при суммировании чисел, вычисленных с разной точностью, сумма должна быть написана с точностью наименее точно вычисленного слагаемого. Например, сумма чисел $32,4 + 1,843 + 5,42$ равна 39,7, а не 39,663. Незнание правил действий с приближенными числами часто приводит к абсурдным вереницам цифр при вычислениях моментов инерции сечений сложной формы, где большие величины суммируются с несоразмерно малыми.

Как при задании условий задач, так и при вычислениях следует обращать внимание на правильную запись чисел. При получении результата, например, ровно 4 МПа, при вычислениях с обычной точностью трех значащих цифр следует записывать – 4,00 МПа. Если в числе 286000 третья цифра уже неточна, лучше записать его так: $2,86 \cdot 10^5$. Нагрузки и размеры в условиях задач желательно давать с точностью не менее двух значащих цифр, чтобы приучать студентов вести вычисления с достаточной степенью точности, например: 6,0 Н, 2,0 м, 0,80 м.

ПОРЯДОК ПОДГОТОВКИ И ЗАЩИТЫ ДИССЕРТАЦИИ В ОБЛАСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК В СООТВЕТСТВИИ С СОВРЕМЕННЫМИ ТРЕБОВАНИЯМИ

Кандидат технических наук, доцент

Жуков И.А.

Приказом Министерства образования и науки РФ №7 от 13 января 2014г. утверждено Положение о совете по защите диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук, регламентирующее

- порядок создания диссертационных советов;
- порядок организации работы диссертационных советов;
- процедуру предварительного рассмотрения диссертации;
- проведение заседания диссертационного совета при защите диссертации;
- несколько других вопросов.

Согласно этому приказу диссертационные советы должны были привести состав совета в соответствие новым требованиям к 1 июля 2014г.

Мониторинг состава и эффективности деятельности диссертационных советов, проводимый высшей аттестационной комиссией при Министерстве образования и науки РФ, привел к череде приказов в июле-ноябре 2014г., приостанавливающих деятельность 120 советов и прекращающих деятельность советов в количестве 788.

На 24 ноября 2014г. согласно данным интернет-сайта ВАК работают и имеют право принимать к защите диссертации всего 2108 советов. Из них по специальностям 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры» – 10, по 05.02.18 «Теория механизмов и машин» – 3 (таблица).

В то же время 1 января 2014г. согласно Постановлению Правительства РФ №842 от 24 сентября 2013г. вступило в силу Положение о присуждении ученых степеней.

Таблица – Действующие советы

№	Шифр совета	Специальность	Организация
По специальности 01.02.06			
1.	Д 002.059.01	01.02.06 01.02.04 05.02.04	Институт машиноведения им. А.А.Благонравова Российской академии наук
2.	Д 003.054.02	01.02.04 01.02.06	Институт гидродинамики им. М.А. Лаврентьева Сибирского отделения Российской академии наук
3.	Д 212.125.05	01.02.04 01.02.06	Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)
4.	Д 212.141.03	01.02.04 01.02.06	Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
5.	Д 212.165.08	01.02.06 05.08.01 05.08.03	Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
6.	Д 212.166.09	01.02.04 01.02.06	Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского
7.	Д 212.178.06	01.02.06 05.02.02 05.02.18	Омский государственный технический университет
8.	Д 212.229.13	01.02.06 05.13.18	Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
9.	Д 212.271.02	01.02.04 01.02.06	Тульский государственный университет
10.	Д 501.001.91	01.02.04 01.02.06	Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова
По специальности 05.02.18			
1.	Д 212.178.06	01.02.06-05 05.02.02-05 05.02.18-05	Омский государственный технический университет
2.	Д 212.227.04	05.02.18-05 05.11.01-05 05.11.14-05	Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики
3.	Д 212.229.12	05.02.02-05 05.02.05-05 05.02.18-05	Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Анализ вышеуказанных двух положений позволил выработать методические рекомендации к подготовке к защите диссертации в области технических наук.

1. Написание и капитальная отработка текста диссертации и автореферата. Может быть этот пункт окажется для кого-то удивительным, само собой разумеющимся. Согласно п. 18 нового Положения, диссертационный совет принимает диссертацию к защите при условии размещения соискателем полного текста диссертации на сайте организации, где создан совет. Автореферат кандидатской диссертации размещается в сети «Интернет» на сайте ВАК и на сайте совета не позднее чем за 2 месяца до защиты, докторской – не позднее чем за 3 месяца. На официальном сайте ВАК записано: «Текст диссертации (а также технические правки в нём) после его размещения на сайте организации, на базе которой создан диссертационный совет, изменению не подлежит». В связи с этим практика редактирования диссертации вплоть до дня защиты, автореферата до рассылки неприемлема в современных условиях. Структура и оформление диссертации и автореферата должно соответствовать ГОСТ Р 7.0.11-2011.

Необходимо учитывать (п. 13 Положения), что количество публикаций, в которых излагаются основные научные результаты диссертации в области технических наук должно быть для кандидатских диссертаций – не менее 2, для докторских – не менее 10. К таким публикациям приравниваются патенты и свидетельства на программы для ЭВМ и базы данных.

2. Подготовка заключения организации, в которой выполнена работа. Заключение оформляется в соответствии с требованиями Положения, утверждается руководителем (заместителем руководителя) организации. Подпись руководителя (заместителя) должна быть заверена печатью организации. Количество экземпляров заключения – 2 (2 экз.). Указываются результаты голосования.

При оформлении заключения необходимо руководствоваться формой, которая рекомендована Решением Президиума ВАК Минобрнауки России от 22 июня 2012 г. № 25/52 (в ред. от 8 февраля 2013 г.) «О формах заключения диссертационного совета по диссертации и заключения организации, в которой выполнена диссертация или к которой был прикреплен соискатель».

Вместе с тем заключение организации, где выполнялась диссертация, должно соответствовать абзацу 1 пункта 16 Положения о присуждении ученых степеней. В заключении должны быть обязательно отражены:

- личное участие соискателя ученой степени в получении результатов, изложенных в диссертации;
- степень достоверности результатов проведенных соискателем ученой степени исследований;
- новизна и практическая значимость результатов проведенных соискателем ученой степени исследований;
- ценность научных работ соискателя ученой степени;
- научная специальность, которой соответствует диссертация;
- полнота изложения материалов диссертации в работах, опубликованных соискателем ученой степени;
- результаты голосования по вопросу рекомендации представления диссертации к защите.

Помимо этого желательно отразить актуальность темы диссертации, перечень основных публикаций, а также соответствие п. 9 Положения, в котором записано, что «Диссертация на соискание ученой степени доктора наук должна быть научно-квалификационной работой, в которой на основании выполненных автором исследований разработаны теоретические положения, совокупность которых можно квалифицировать как научное достижение, либо решена научная проблема, имеющая важное ... хозяйственное значение, либо изложены новые научно обоснованные технические, технологические или иные решения, внедрение которых вносит значительный вклад в развитие страны», «Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук должна быть научно-квалификационной работой, в которой содержится решение задачи, имеющей значение для развития соответствующей отрасли знаний, либо изложены новые научно обоснованные технические, технологические или иные решения и разработки, имеющие существенное значение для развития страны».

3. Представление документов в диссертационный совет для предварительного рассмотрения:

- а) заявление соискателя ученой степени по рекомендуемому образцу согласно Положению;

б) подтверждения размещения на сайте организации (на базе которой создан диссертационный совет) полного текста диссертации (распечатка страницы с сайта с указанием даты размещения);

Информация в единой информационной системе представляется и размещается в формате *.pdf с распознанным слоем с указанием фамилии соискателя ученой степени либо фамилий лиц, подписавших соответствующие документы, в названии файла и должны совпадать с соответствующими электронными копиями документов, размещенных на официальном сайте организации в информационно-телекоммуникационной сети «Интернет».

Заявление о размещении диссертации в информационно-телекоммуникационной сети «Интернет» должно содержать согласие субъектов персональных данных на автоматизированную обработку персональных данных с указанием фамилии, имени, отчества субъекта персональных данных, а также выраженное в письменной форме либо в форме электронного документа согласие соискателя ученой степени на размещение его диссертации в единой информационной системе.

в) нотариально заверенная копия диплома о высшем образовании (диплом специалиста, диплом магистра, диплом об окончании аспирантуры, 2 экз.);

г) нотариально заверенная копия диплома кандидата наук (для докторских диссертаций, 2 экз.);

д) удостоверения о сдаче кандидатских экзаменов (2 экз.);

е) диссертации в необходимом и достаточном количестве экземпляров;

ж) рукопись автореферата диссертации на бумажном носителе и в электронной форме;

з) положительное заключение организации, где выполнялась диссертация (2 экз. + электронный вариант);

и) отзыв научного руководителя (консультанта) (2 экз. + электронный вариант);

к) четыре маркированные почтовые карточки с указанием адресов соискателя (на двух карточках) и диссертационного совета (на двух карточках). На оборотной стороне карточки с адресом диссертационного совета в верхнем углу указываются фамилия, имя, отчество соискателя ученой степени и ученая степень, на которую он претендует.

Как видно, новым элементом в документах является отзыв научного руководителя, который раньше предоставлялся соискателю за 10 дней до защиты.

Действия диссертационного совета при принятии к защите.

1. Решение диссертационного совета о приеме диссертации к защите размещается в течение 5 дней со дня проведения заседания диссертационного совета, на котором было принято соответствующее решение, на сайте организации и в единой информационной системе.

2. Официальные оппоненты (три доктора наук для докторской диссертации, два для кандидатской) назначаются из числа компетентных в соответствующей отрасли науки ученых, имеющих публикации в соответствующей сфере исследования и давших на это свое согласие. Места работы оппонентов должны быть разные. В соответствии с новым положением оппонентами не могут быть члены совета, соавторы соискателя, а также работники организаций, где выполнялась диссертация или работает соискатель.

3. Ведущая организация (с ее согласия) назначается среди широко известных своими достижениями в соответствующей отрасли науки и способных определить научную и (или) практическую ценность диссертации.

4. Назначение даты защиты.

5. Разрешение на печать на правах рукописи автореферата.

6. Определение дополнительного списка рассылки автореферата.

7. Не позднее чем за 3 месяца для докторской диссертации и за 2 месяца для кандидатской до даты защиты представление в Минобрнауки России текста объявления о защите диссертации для размещения на официальном сайте Комиссии в сети «Интернет»;

8. Размещение на сайте организации текста объявления о защите, автореферата и отзыва научного консультанта (в течение 5 дней со дня проведения заседания диссертационного совета).

9. Размещение в единой информационной системе автореферата диссертации.

Роль соискателя на данном этапе заключается в дополнительном надзоре за правильностью действий диссертационного совета. Нарушение сроков или порядка принятия диссертации к защите ведет к отказу министерством образования и науки РФ выдать диплом кандидата (доктора) наук.

Соискатель может и должен высказать свои рекомендации диссертационному совету о назначаемых оппонентах и ведущей организации. Необходимо учитывать, что оппонент должен занимать должность, соответствующую отрасли наук, по которой защищается диссертация. Он должен иметь публикации в изданиях, рекомендованных ВАК, как правило, минимум 3 за последние три года. Желательно, чтобы докторская степень была получена оппонентом по специальности, на которую претендует соискатель.

Ведущая организация должна иметь несколько специалистов, работающих по проблеме, изложенной в диссертации. Количество публикаций по соответствующему направлению должно быть, как правило, не менее 15 за последние 5 лет. Отзыв ведущей организации должен быть подписан руководителем структурного подразделения, которое непосредственно занимается научными исследованиями по проблеме, излагаемой в диссертации.

Действия после принятия к защите.

1. Один экземпляр диссертации и два экземпляра автореферата передаются в библиотеку организации, на базе которой создан диссертационный совет, не позднее чем за 3 месяца до дня защиты для докторской диссертации и не позднее чем за 2 месяца для кандидатской.

2. Автореферат диссертации рассылается не позднее, чем за один месяц до защиты.

3. Копии отзывов оппонентов и ведущей организации передаются в диссертационный совет не позднее чем за 15 дней до защиты, а также вручаются соискателю не позднее, чем за 10 дней до защиты диссертации.

4. Сведения об оппонентах и ведущей организации, научном консультанте, отзывы оппонентов и отзывы ведущей организации, поступившие на диссертацию, подлежат размещению на сайте организации и в единой информационной системе не позднее, чем за 10 дней до дня защиты диссертации.

5. Все остальные отзывы размещаются на сайте организации по мере их поступления и остаются до принятия Минобрнауки России решения о выдаче диплома.

6. Решение диссертационного совета по вопросу присуждения ученой степени размещается на официальном сайте организации в течение 3 дней после защиты.

Действия после защиты.

При положительном решении по результатам защиты диссертации диссертационный совет в течение 30 дней со дня защиты направляет в Минобрнауки России **первый экземпляр аттестационного дела и первый экземпляр диссертации** соискателя ученой степени доктора наук.

В аттестационное дело входят следующие документы и материалы:

а) сопроводительное письмо на бланке организации, на базе которой создан диссертационный совет, подписанное председателем диссертационного совета, с указанием даты отправки документов, предусмотренных настоящим Положением, в Федеральное государственное бюджетное учреждение "Российская государственная библиотека";

б) заключение диссертационного совета о присуждении ученой степени доктора наук (2 экз.);

в) отзывы оппонентов, ведущей организации на диссертацию и другие отзывы, поступившие на диссертацию и автореферат диссертации;

г) заключение организации, где выполнялась диссертация (1 экз.);

д) автореферат диссертации (4 экз. – для кандидатов, 5 экз. – для докторов);

е) текст объявления о защите диссертации с указанием даты размещения на сайте Комиссии;

ж) дата размещения и ссылка на сайт организации, на котором соискателем ученой степени размещен полный текст диссертации;

з, и) заверенная в установленном порядке копия диплома о высшем образовании для соискателей кандидатской степени, диплома кандидата наук – для соискателя ученой степени доктора наук (1 экз.);

к) заверенная в установленном порядке копия удостоверения о сдаче кандидатских экзаменов (1 экз.).

л) стенограмма заседания диссертационного совета (первый экземпляр), подписанная председательствующим и ученым секретарем диссертационного совета и заверенная печатью организации, на базе которой создан диссертационный совет;

м) аудиовидеозапись заседания диссертационного совета в машиночитаемом цифровом формате, фиксирующая ход заседания;

н) протокол счетной комиссии;

о) опись документов, имеющих в деле, подписанная ученым секретарем диссертационного совета;

п) электронный носитель, на котором размещаются документы, перечисленные в подпунктах "а"-"г" и "л" настоящего пункта, а также для соискателей ученой степени доктора наук электронный полнотекстовый вариант диссертации.

Во второй экземпляр аттестационного дела соискателя ученой степени, которое хранится в диссертационном совете в течение 10 лет, помимо вторых экземпляров или копий документов, предусмотренных в пункте 37 настоящего Положения, входят следующие документы:

а) заявление соискателя ученой степени;

б) протокол заседания диссертационного совета при приеме диссертации к защите;

в) явочный лист членов диссертационного совета, подтверждающий их присутствие на заседании диссертационного совета при защите диссертации;

г) бюллетени тайного голосования в запечатанном конверте;

д) протокол заседания диссертационного совета при защите диссертации;

е) экземпляр стенограммы заседания диссертационного совета;

ж) список адресатов, которым направлен автореферат диссертации (с указанием даты рассылки), подписанный ученым секретарем диссертационного совета.

Нормативная документация, на основании которой написана настоящая статья, находится на сайте ВАК по адресу в сети Интернет: <http://vak.ed.gov.ru/>

ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ДЛЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ»

*Кандидат технических наук, доцент,
Баклушина И.С.*

Стандартизация и унификация оптимальных конструкций машин, приборов, их узлов и деталей, обеспечение их полной взаимозаменяемости создают условия для дальнейшей специализации и кооперирования в промышленности, для выпуска высококачественных изделий и экономичности их производства является задачей актуальной и важной в условиях рыночной экономики. Дисциплина «Метрология, стандартизация и сертификация», читаемая на третьем курсе очной формы обучения для направлений подготовки 151600.62 – «Прикладная механика» и 151900.62 – «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», содержит раздел стандартизации основных норм взаимозаменяемости в машиностроении. Учебной программой курса [1] предусмотрено проведение практических занятий, в том числе в интерактивной форме, выполнение индивидуальных заданий, а также промежуточные и итоговая аттестации студентов в виде экзамена. Важную роль для успешной сдачи экзамена играют промежуточные аттестации студентов, проводимые в виде контрольных работ в течение семестра. Подготовка студентов к текущим аттестациям проводится с использованием методического материала в печатном и электронном вариантах, предоставляемых лабораторной базой кафедры ТиОКМ. Практические занятия включают в себя использование интерактивных мультимедийных комплексов в программе Microsoft Office Word, Microsoft Office PowerPoint.

По разделу «Взаимозаменяемость в машиностроении» выполняются четыре семестровые работы на следующие темы:

- допуски и посадки гладких цилиндрических соединений;
- стандартизация шпоночных соединений;
- стандартизация шлицевых соединений;
- расчет размерных цепей.

В настоящей статье будет показан фрагмент выполнения первого задания, а именно определение предельных размеров,

допусков, зазоров и натягов в гладких цилиндрических соединениях при посадке с S - зазором, N - натягом и P - переходных в системе отверстия.

Выполнение индивидуального задания предлагается выполнять в следующей последовательности:

- 1 Для отверстия в данном гладком цилиндрическом соединении с заданным номинальным размером (D) определяются, согласно [2, 4] ГОСТ 25346-82, предельные отклонения (EI , ES) по известным допускам;
- 2 Находятся предельные размеры отверстия (D_{min} , D_{max});
- 3 Определяется поле допуска отверстия (TD);
- 4 Производится построение схемы расположения поле допуска отверстия;
- 5 Для вала с заданным номинальным размером (d) определяются, согласно ГОСТ 25346-82, предельные отклонения (ei , es) по известным допускам;
- 6 Находятся предельные размеры вала (d_{min} , d_{max});
- 7 Определяется поле допуска вала (Td);
- 8 Производится построение схемы расположения поле допуска вала;
- 9 Устанавливается характер посадки (S - с гарантированным зазором, N - с гарантированным натягом, P - переходная);
- 10 Определяются величины зазоров и натягов:
 - при посадках с гарантированным S - зазором (N - натягом) определяются величины максимального зазора $S_{max} = D_{max} - d_{min}$ (натяга $N_{max} = d_{max} - D_{min}$), минимального зазора $S_{min} = D_{min} - d_{max}$ (натяга $N_{min} = d_{min} - D_{max}$) и допуск посадки с зазором $TS = S_{max} - S_{min}$ (с натягом $TN = N_{max} - N_{min}$);
 - при переходных посадках определяются величины S – зазоров и N – натягов;
- 11 Проводится окончательное построение схемы расположения полей допусков.

Рассмотрим решение рассматриваемой задачи на конкретном примере, используя указанные зависимости определяемых величин [3].

Задание: Определить предельные размеры, допуски, зазоры и натяги в гладком цилиндрическом соединении диаметром 40мм при посадке с зазором - $H7/f7$, с натягом - $H7/r6$ и переходной - $H7/k6$.

Предельные отклонения взять по ГОСТ 25346-82. Построить схему расположения полей допусков соединения.

Решение: Посадка с зазором $\varnothing 40 H7/f7$.

1 Для отверстия в данном гладком цилиндрическом соединении с номинальным размером 40мм предельные отклонения по H7 определены согласно ГОСТ 25346-82:

- нижнее предельное отклонение $EI = 0$;
- верхнее предельное отклонение $ES = +25 \text{ мкм}$.

2 Предельные размеры отверстия:

- наименьший предельный размер $D_{\min} = 40 \text{ мм}$;
- наибольший предельный размер $D_{\max} = 40,000 + 0,025 = 40,025 \text{ мм}$.

3 Поле допуска отверстия:

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = 40,025 - 40,000 = 0,025 \text{ мм}.$$

4 Построение схемы расположения поля допуска отверстия H7 показано на рисунке 1.

5 Для вала в данном гладком цилиндрическом соединении с номинальным размером 40мм предельные отклонения по f7 определены согласно ГОСТ 25346-82:

- нижнее предельное отклонение $ei = -50 \text{ мкм}$; верхнее предельное отклонение $es = -25 \text{ мкм}$.

6 Предельные размеры вала:

- наименьший предельный размер $d_{\min} = 40,000 - 0,050 = 39,950 \text{ мм}$;
- наибольший предельный размер $d_{\max} = 40,000 - 0,025 = 39,975 \text{ мм}$.

7 Поле допуска вала $Td = d_{\max} - d_{\min} = 39,975 - 39,950 = 0,025 \text{ мм}$.

8 Построение схемы расположения поля допуска вала f7 показано на рисунке 1.

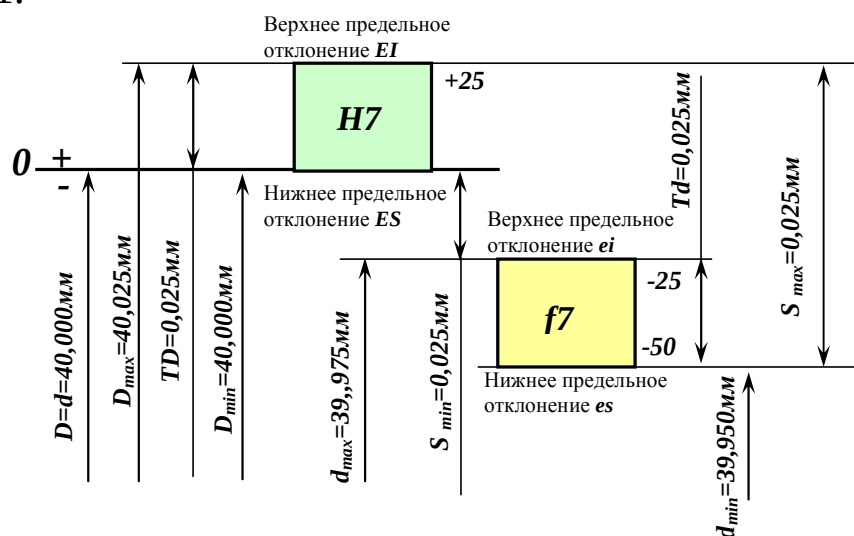


Рисунок 1 - Схема расположения полей допусков $\varnothing 40 H7/f7$

9 Посадка с гарантированным зазором. Поле допуска вала располагается ниже поля допуска отверстия, следовательно, размеры валов меньше размеров отверстий.

10 Определим максимальную и минимальную величину зазора и допуск посадки:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 40,025 - 39,950 = 0,075 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 40,000 - 39,975 = 0,025 \text{ мм};$$

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,075 - 0,025 = 0,050 \text{ мм}.$$

11 Достаиваем на рисунке 1 схему расположения полей допусков соединения $\varnothing 40 \text{ H7/f7}$.

Для последующих вариантов посадок гладких цилиндрических соединений, а именно с натягом и переходных будем рассматривать построение поля расположения допусков только для валов, так как поле расположения допусков отверстий H7 идентично рисунку 1.

Посадка с натягом $\varnothing 40 \text{ H7/r6}$.

5' Для вала в данном гладком цилиндрическом соединении с номинальным размером 40 мм предельные отклонения по $r6$ определены согласно ГОСТ 25346-82:

- нижнее предельное отклонение $ei = +34 \text{ мкм}$; верхнее предельное отклонение $es = +50 \text{ мкм}$.

6' Предельные размеры вала:

- наименьший предельный размер $d_{\min} = 40,000 + 0,034 = 40,034 \text{ мм}$;

- наибольший предельный размер $d_{\max} = 40,000 + 0,050 = 40,050 \text{ мм}$.

7' Поле допуска вала $Td = d_{\max} - d_{\min} = 40,050 - 40,034 = 0,016 \text{ мм}$.

8' Построение схемы расположения поля допуска вала $r6$ показано на рисунке 2.

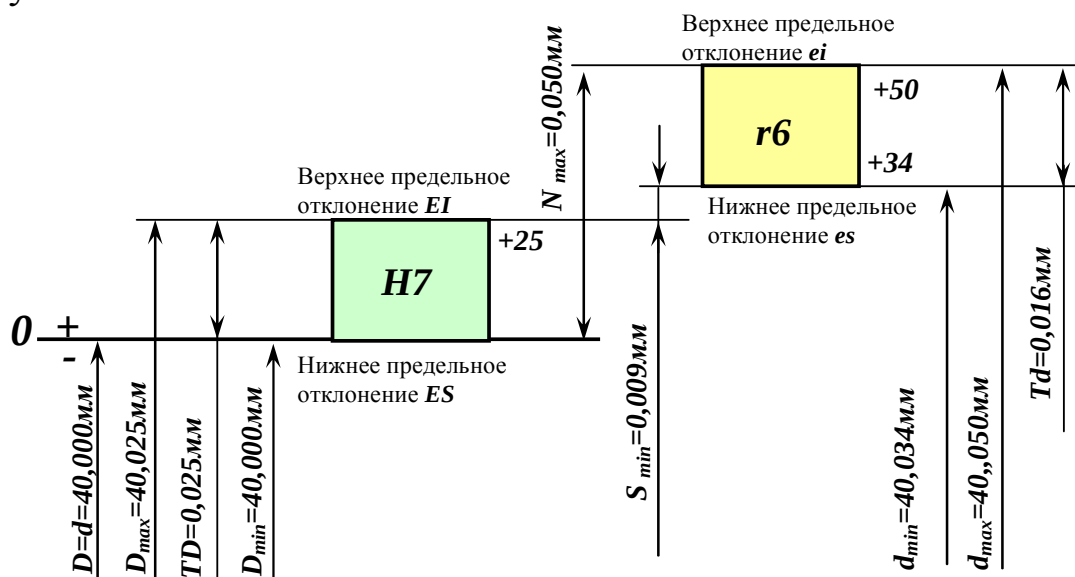


Рисунок 2 – Схема расположения полей допусков $\varnothing 40 \text{ H7/r6}$

9' Посадка с гарантированным натягом. Поле допуска вала располагается выше поля допуска отверстия, следовательно, размеры валов больше размеров отверстий.

10' Определим максимальную и минимальную величину натяга и допуск посадки:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 40,050 - 40,000 = 0,050 \text{ мм};$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = 40,034 - 40,025 = 0,009 \text{ мм};$$

$$TN = N_{max} - N_{min} = 0,050 - 0,009 = 0,041 \text{ мм}.$$

11' Достаиваем на рисунке 2 схему расположения полей допусков соединения $\varnothing 40 \text{ H7/r6}$.

Посадка переходная $\varnothing 40 \text{ H7/k6}$.

5'' Для вала в данном гладком цилиндрическом соединении с номинальным размером 40 мм предельные отклонения по k6 определены согласно ГОСТ 25346-82:

- нижнее предельное отклонение $ei = +2 \text{ мкм}$; верхнее предельное отклонение $es = +18 \text{ мкм}$.

6'' Предельные размеры вала:

- наименьший предельный размер $d_{min} = 40,000 + 0,002 = 40,002 \text{ мм}$;

- наибольший предельный размер $d_{max} = 40,000 + 0,018 = 40,018 \text{ мм}$.

7'' Поле допуска вала $Td = d_{max} - d_{min} = 40,018 - 40,002 = 0,016 \text{ мм}$.

8'' Построение схемы расположения поля допуска вала k6 показано на рисунке 3.

9'' Посадка переходная. Поле допуска вала и поле допуска отверстия располагаются таким образом, что присутствует общая область, где возможно появление как зазоров, так и натягов.

10'' Определим величины натягов, зазоров и их минимальное и максимальное значения.

Величина зазора:

$$S = D_{max} - d_{max} = 40,025 - 40,018 = 0,007 \text{ мм}.$$

Величина натяга:

$$N = D_{min} - d_{min} = 40,000 - 40,002 = 0,002 \text{ мм}.$$

Величина максимального зазора:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 40,025 - 40,002 = 0,023 \text{ мм}.$$

Величина максимального натяга:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 40,018 - 40,000 = 0,018 \text{ мм}.$$

11'' Достаиваем на рисунке 3 схему расположения полей допусков соединения $\varnothing 40 \text{ H7/k6}$.

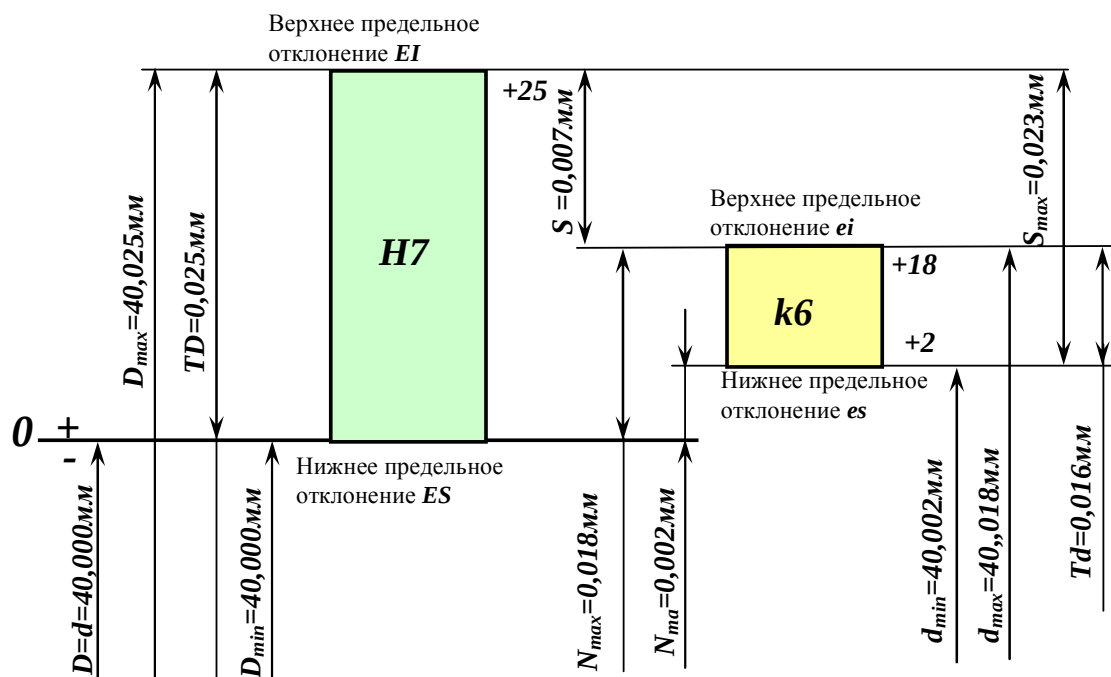


Рисунок 3 – Схема расположения полей допусков Ø40 H7/k6

В электронном варианте представленного материала процесс построения схемы происходит поэтапно щелчком мыши с использованием функции анимации «Point Power».

Библиографический список

1. Баклушина И.С. Программа учебной дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация». – Новокузнецк: СибГИУ, 2014. – 13 с.
2. ГОСТ 25346-82.
3. Звездаков В.П. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения деталей машин в примерах и задачах: АлтГТУ, 2000. – 528 с.
4. Мягков В.Д. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч./ В.Д. Мягков, М.Н. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – Л.: Машиностроение, 1982.

РАЗРАБОТКА ТЕСТОВЫХ ЗАДАНИЙ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН ДЛЯ ТЕКУЩЕГО КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ ОБУЧАЮЩИХСЯ

Кандидат технических наук, доцент

Фомин А.С.

Одним из способов контроля знаний обучающихся является тестирование. Оно имеет ряд преимуществ, таких как объективность оценивания (за счет стандартизации процедуры проведения), нахождение учащихся в равных условиях, исключая субъективизм преподавателя. Тесты являются наиболее объёмным инструментом, включающим в себя задания практически по всем темам изученного материала, что позволяет определить знания обучающегося по всему курсу, при этом исключив элемент случайности (например, при получении экзаменационного билета). Тестирование позволяет установить уровень знаний как по предмету в целом, так и по его отдельным разделам. В тестах может использоваться различное число вариантов ответов, что делает их наиболее точным видом проверки знаний и позволяет более эффективно распределить время по сравнению с устным или письменным контролем.

В настоящей статье рассматриваются тестовые вопросы по курсу «Теория механизмов и машин», разработанные с целью промежуточной или контрольной проверки знаний студентов по пройденным темам курса.

Тестирование включает в себя следующие разделы: структура кинематических цепей, кинематика механизмов, динамический анализ механизмов, вибрации и колебания, синтез зубчатых и кулачковых механизмов [1-3]. Ниже частично приведены вопросы и варианты ответов теста.

При объединении звеньев в кинематические пары число степеней свободы ...

- a) увеличивается
- b) уменьшается

- c) остается неизменным
- d) равно нулю

Звено 1 механизма, изображенного на рисунке 1, называется _____ и образует со звеном 2 _____ пару.

- a) толкателем, низшую
- b) кулачком, высшую
- c) коромыслом, низшую
- d) ползуном, высшую

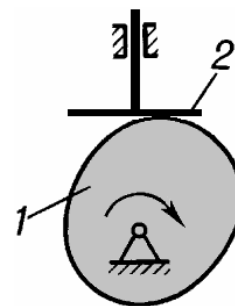


Рисунок 1

К задачам кинематического анализа механизма не относится определение _____ звеньев.

- a) нагрузок
- b) положений
- c) скоростей
- d) ускорений

В основе силового расчета механизма лежит (два правильных ответа)...

- a) принцип статической определимости групп Ассура
- b) условие прочности
- c) принцип образования механизмов
- d) принцип Даламбера

Добавочная масса на валу машины, выполненная в виде колеса с развитым ободом, называется ...

- a) шкивом
- b) ротором
- c) противовесом
- d) маховиком

Источником вибрации в двигателе внутреннего сгорания может являться ...

- a) шатун
- b) цилиндр
- c) картер
- d) прокладка

В передаче, изображенной на рисунке 2, ведомым и ведущим являются звенья, обозначенные буквой (-ами) ...

- a) a и b
- b) g
- c) a и h
- d) b

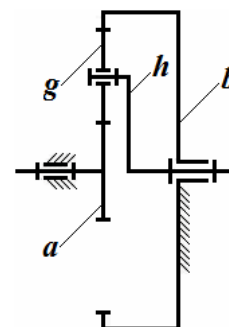


Рисунок 2

На рисунке 3 изображена зубчатая передача ...

- a) с двумя паразитными колесами
- b) с одним паразитным колесом
- c) без паразитного колеса
- d) со смещением

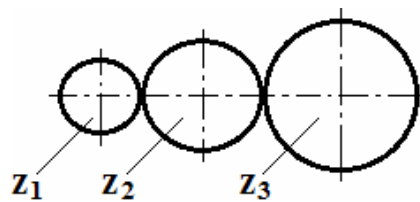


Рисунок 3

Разработанные тестовые задания могут быть применены при проведении вступительного экзамена в магистратуру по машиностроительным направлениям.

Библиографический список

1. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов: Учеб. пособие. – Новокузнецк: Изд-во СибГГМА, 1994. – 102 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1965. – 776 с.
3. IFToMM Dictionaries: [Электронный ресурс]. URL: <http://www.iftomm.org> (Дата обращения: 02.11.2014).

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ АТТЕСТАЦИЕЙ СТУДЕНТОВ ИНСТИТУТА МАШИНОСТРОЕНИЯ И ТРАНСПОРТА

*Старший преподаватель
кафедры технической механики и графики*

Ермаченко М.В.

В период 2011-13 г.г. автором данной статьи по просьбе дирекции института машиностроения и транспорта было разработано и внедрено Internet-приложение для хранения и управления сведениями о промежуточной аттестации студентов, представляющее собой Web-приложение, работающее с базой данных на Web-сервере СибГИУ с целью предоставления данной информации пользователям через Internet (рисунок 1).

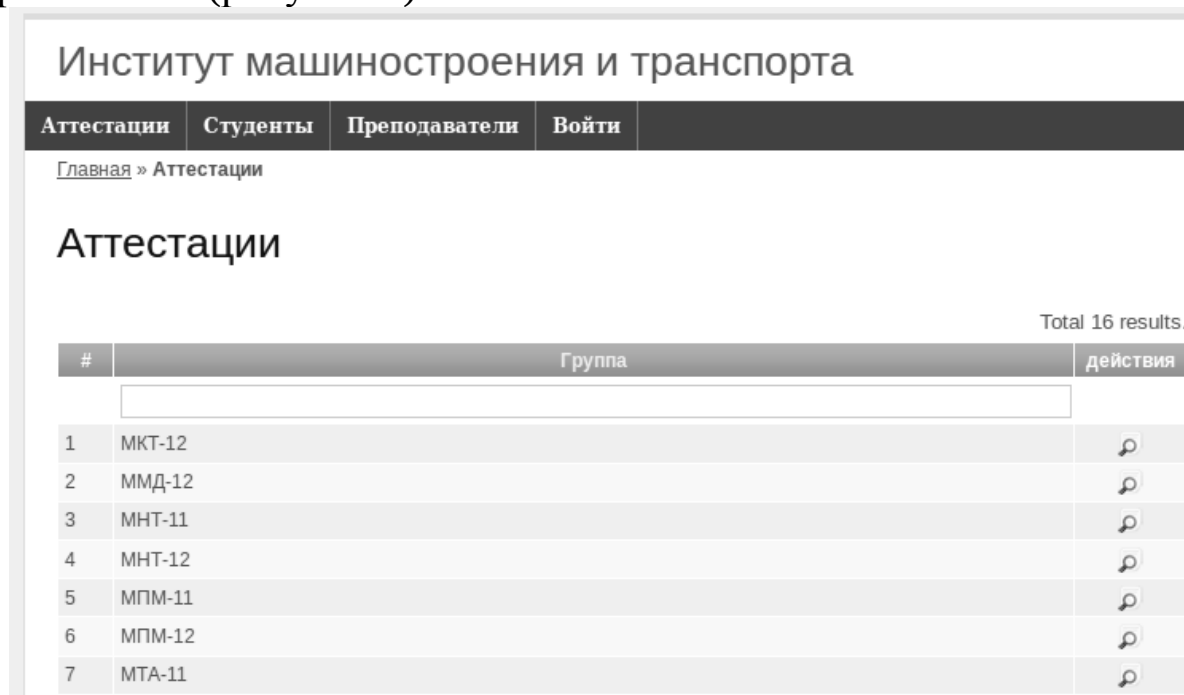


Рисунок 1 – Общий вид приложения (главная страница)

Доступ к приложению осуществляется с официальной страницы института машиностроения и транспорта или по прямому адресу <http://www.sibsiu.ru/att/mit>

Пользователи приложения делятся на четыре категории – гость, преподаватель, староста, администратор.

Гость – обычный посетитель Web-страницы приложения. Гость имеет возможность только просматривать информацию о результатах аттестации (рисунки 1, 2).

Институт машиностроения и транспорта				
Аттестации	Студенты	Преподаватели	Войти	
Главная » МТА-11 » сводная				
МТА-11				
Сводная аттестация				
				Tota
Предмет	Студент	Оценка I	Оценка II	Оценка III
Вычислительная техника и сети <u>Цветков А.Б.</u>	Бедарева Р.	5	5	н/а
	Бородин А.	3	4	н/а
	Киселева А.	5	5	н/а
	Кравченко Алексей	4	4	н/а
	Кравченко Артем	3	3	н/а
	Кудрявцев С.	5	5	н/а
	Муравьев Н.	н/а	н/а	н/а
	Назаров А.	5	5	н/а
	Семенов Д.	3	3	н/а
	Сивиргина В.	5	5	н/а
	Харченко А.	5	5	н/а
	Шулякова Ю.	5	5	н/а
Иностранный язык <u>Григорьева Н.Г.</u>	Бедарева Р.	5	н/а	н/а
	Бородин А.	4	н/а	н/а
	Киселева А.	5	н/а	н/а
	Кравченко Алексей	4	н/а	н/а
	Кравченко Артем	4	н/а	н/а
	Кудрявцев С.	5	н/а	н/а
	Муравьев Н.	н/а	н/а	н/а
	Назаров А.	4	н/а	н/а
	Семенов Д.	3	н/а	н/а
	Сивиргина В.	5	н/а	н/а

Рисунок 2 – Сводная аттестация группы

Преподаватель может проставлять аттестацию в группах, в которых он ведет занятия (рисунок 3), просматривать любую информацию в базе данных, изменять свои персональные данные и данные для входа в систему (login и пароль). На рисунке 3 представлена персональная страница преподавателя (личный кабинет), которая открывается перед ним при входе в систему.

Институт машиностроения и транспорта

Аттестации

Студенты

Преподаватели

Обо мне

Выйти (Ермаченко М.В.)

[Главная](#) » [Кафедры](#) » [теоретической механики](#) » Ермаченко М.В.

Ермаченко М.В.

Действия

Изменить

Роль

преподаватель

Имя

Ермаченко М.В.

Login

тахуег

Кафедра

теоретической механики

Занятия в группах

Total 5 results.

#	Группа	Предмет	I Полн	II Полн	III Полн	I Блок	II Блок	III Блок	действия
1	ММД-12	Теоретическая механика							
2	МНТ-12	Теоретическая механика							
3	МТА-11	Элементы аналитической механики							

Рисунок 3 – Страница преподавателя

Староста – это один из студентов группы, назначенный администратором системы. Для входа в систему староста использует персональный пароль и сетевое имя (login). В случае успешного входа староста попадает на страницу своей группы (рисунок 4), с которой он имеет возможность добавлять новых студентов в группу, проставлять оценки (рисунок 5), а также создавать, изменять и удалять записи об аттестациях в группе.

СибГИУ. Институт машиностроения и транспорта

Аттестации

Студенты

Преподаватели

Обо мне

Выйти (Пономарева А.В.)

[Главная](#) » [Студенты](#) » [МКТ-13](#) » Пономарева А.В.

Пономарева А.В. - группа МКТ-13

Действия

Изменить персональные данные

Студенты

Новая аттестация

Сводная

Роль

староста

Имя

Пономарева А.В.

Login

ponomareva

Группа

[МКТ-13](#)

Аттестации

Total 11 results.

#	Предмет	Преподаватель	I Полн	II Полн	III Полн	I Блок	II Блок	III Блок	действия
1	Иностранный язык	Смирнова Н.В.							
2	Информатика	Балицкая Н.В.							
3	История	Антидзе Т.Н.							

Рисунок 4 – Страница старосты

Администратор обладает наибольшими правами в системе. Он может создавать, изменять и удалять записи о группах, студентах, предметах, преподавателях и кафедрах. Администратор может создавать записи об аттестациях, т.е. связывать учебную группу, предмет и преподавателя, ведущего этот предмет. Администратор следит за своевременностью проставления аттестаций путем их открытия/закрытия в установленные для этого сроки (рисунок 4). Кроме того администратор следит за актуальностью информации, хранящейся в базе данных, и своевременно удаляет информацию, ставшую ненужной.

Институт машиностроения и транспорта

Аттестации

Студенты

Преподаватели

Обо мне

Выйти (Ермаченко М.В.)

Главная » МТА-11 » Элементы аналитической механики

Аттестация

МТА-11, Элементы аналитической механики, Ермаченко М.В.

Действия

Обзор

Total 12 results.

Студент	Оценка I	Оценка II	Оценка III
Бедарева Р.	3	4	
Бородин А.	2	3	
Киселева А.	4	3	
Кравченко Алексей	2	2	
Кравченко Артем	2	2	
Кудрявцев С.	3	3	
Муравьев Н.	2		
Назаров А.	2	3	
Семенов Д.	2	3	
Сивиргина В.	5	4	
Харченко А.	4	3	
Шулюжкова Ю.	5	5	

Сохранить

Рисунок 5 – Страница ввода оценок

Достоинства и перспективы развития приложения:

1. Открытость и доступность.

Разработанное приложение находится в открытом доступе, благодаря чему лица, заинтересованные в получении информации о текущей успеваемости студентов (например, родители) могут оперативно получать ее без необходимости личного контакта с преподавателями или дирекцией института.

2. Независимость от аппаратно-программных средств пользователя.

Все, что нужно пользователю для работы с приложением, это компьютер или какое-либо другое устройство с возможностью выхода в интернет и просмотра Web-страниц, операционная система значения не имеет.

3. Расширяемость.

В настоящий момент система внедрена на уровне института машиностроения и транспорта, но может быть расширена и на другие институты, входящие в состав СибГИУ, или университет в целом.

4. Кроссплатформенность.

Приложение разработано на языке PHP с использованием framework'a Yii. База данных функционирует под управлением СУБД MySQL. Реализации PHP и MySQL существуют, как под *nix-подобные системы, так и под Windows и др.

О ПРИМЕНЕНИИ MATHCAD ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПО ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МЕХАНИКЕ

*Старший преподаватель
кафедры технической механики и графики*

Ермаченко М.В.

Теоретическая механика является одной из важнейших физико-математических дисциплин, изучаемых в вузах. На законах механики базируется большинство общетехнических и теоретических дисциплин, таких как сопротивление материалов, детали машин, теория механизмов и машин и др. Знание механики требует глубокого усвоения теории и умения грамотно ставить задачу, выбрать оптимальный способ решения и проанализировать полученные результаты.

Учебная литература может помочь освоить теорию, постановку и методы решения задач, однако, эти знания не освобождают от рутинных и трудоемких расчетов, кроме того в существующей литературе не всегда уделяется достаточно внимания анализу результатов.

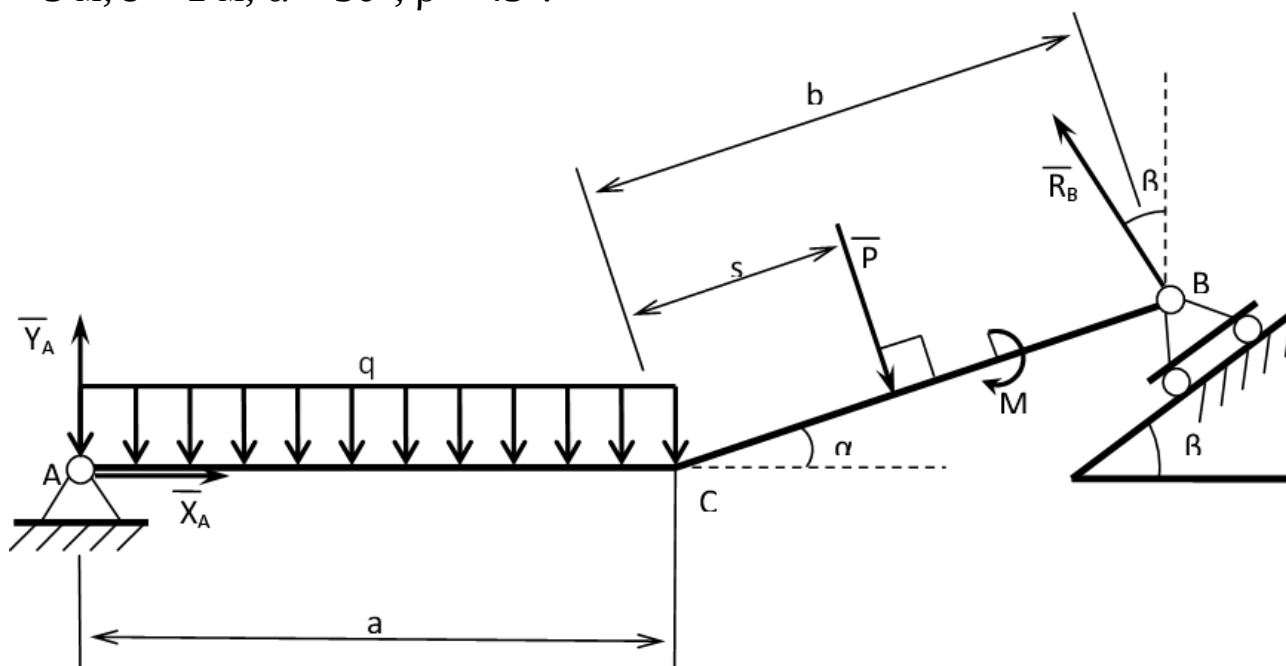
В век вычислительной техники широкое применение нашли математические пакеты такие как MathCAD, Mathematica, Maple и т.д. Данные пакеты помогают облегчить решение сложных математических и вычислительных задач, и их применение в учебном процессе может сделать этот процесс более интересным и результативным.

Пакет MathCAD представляет собой средство для решения инженерных задач и аналитических преобразований, обладает удобным пользовательским интерфейсом и графическими средствами визуализации результатов, с его помощью можно успешно решать задачи теоретической механики.

Рассмотрим решение типовых задач теоретической механики в среде MathCAD в соответствии с ее основными разделами - статика, кинематика, динамика.

Пример 1. Исследовать влияние геометрических параметров балки на величины опорных реакций [1, с.199-210].

Исходные данные: $M = 10$ кНм, $P = 20$ кН, $q = 5$ кН/м, $a = 3$ м, $b = 5$ м, $s = 1$ м, $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 45^\circ$.



Решение.

Опустим рассуждения по поводу связей и их реакций и сразу перейдем к уравнениям равновесия.

$$\begin{cases} \sum_k X_k = 0, & X_A - R_B \sin \beta + P \sin \alpha = 0; \\ \sum_k Y_k = 0, & Y_A + R_B \cos \beta - Q - P \sin \alpha = 0; \\ \sum_k m_A(\bar{F}_k) = 0, & R_B [a \cos \beta + b \cos(\beta - \alpha)] - M - Qa/2 - P[a \cos \alpha + s] = 0. \end{cases}$$

(1)

Решим систему уравнений (1) матричным методом с помощью MathCAD.

$$\begin{aligned} \alpha &:= \frac{\pi}{6} & \beta &:= \frac{\pi}{4} & a &:= 3 & b &:= 5 & s &:= 1 & P &:= 20 \\ q &:= 5 & M &:= 10 & Q &:= qa & Q &= 15 \end{aligned}$$

Преобразуем систему к виду $A \cdot X = B$.

Матрица коэффициентов A и вектор свободных членов B

$$A := \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin(\beta) \\ 0 & 1 & \cos(\beta) \\ 0 & 0 & a \cdot \cos(\beta) + b \cdot \cos(\beta - \alpha) \end{bmatrix} \quad B := \begin{bmatrix} -P \cdot \sin(\alpha) \\ Q + P \cdot \cos(\alpha) \\ M + P \cdot (a \cdot \cos(\alpha) + s) + Q \cdot \frac{a}{2} \end{bmatrix}$$

Решение системы уравнений равновесия матричным методом

$$X := A^{-1} \cdot B \quad X = \begin{bmatrix} 0.627 \\ 21.694 \\ 15.028 \end{bmatrix}$$

Формирование векторов опорных реакций, вычисление их модулей и углов наклона по отношению к осям координат.

$$R_A := \begin{bmatrix} X_0 \\ X_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad R_A = \begin{bmatrix} 0.627 \\ 21.694 \\ 0 \end{bmatrix} \quad |R_A| = 21.703 \quad \alpha_A := \arccos\left(\frac{R_A}{|R_A|}\right) \quad \alpha_A = \begin{bmatrix} 88.345 \\ 1.655 \\ 90 \end{bmatrix} \cdot \text{deg}$$

$$R_B := \begin{bmatrix} -X_2 \cdot \sin(\beta) \\ X_2 \cdot \cos(\beta) \\ 0 \end{bmatrix} \quad R_B = \begin{bmatrix} -10.627 \\ 10.627 \\ 0 \end{bmatrix} \quad |R_B| = 15.028 \quad \alpha_B := \arccos\left(\frac{R_B}{|R_B|}\right)$$

$$\alpha_B = \begin{bmatrix} 135 \\ 45 \\ 90 \end{bmatrix} \cdot \text{deg}$$

Исследуем влияние геометрических параметров балки на величины опорных реакций.

Анализ приведенного решения говорит, что решение уравнений (1) существует, если определитель матрицы коэффициентов A не равен нулю:

$$h = \det(A) = a \cos \beta + b \cos(\beta - \alpha) \neq 0.$$

Величина h определяет плечо силы R_B относительно точки A . Если $h = 0$, линия действия проходит через точку A , при этом конструкция превращается в механизм и может совершать вращение вокруг точки A .

Проанализируем с помощью MathCAD зависимость опорных реакций от геометрических параметров конструкции, а именно от углов α и β .

Геометрические размеры конструкции

$$n := \text{[slider]} \quad k := \text{[slider]}$$

$$a := 0.1 \cdot n + 0.5$$

$$b := 0.1 \cdot k + 0.5$$

$$a = 3$$

$$b = 5$$

$$P := 20$$

$$q := 5 \text{ М} := 10$$

$$\lambda := 0.2$$

$$s := \lambda \cdot b$$

$$Q(a) := q \cdot a$$

Матрица коэффициентов как функция геометрических параметров балки

$$A(\alpha, \beta, a, b) := \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin(\beta) \\ 0 & 1 & \cos(\beta) \\ 0 & 0 & a \cdot \cos(\beta) + b \cdot \cos(\beta - \alpha) \end{bmatrix}$$

Матрица - столбец свободных членов

$$B(\alpha, a, b) := \begin{bmatrix} -P \cdot \sin(\alpha) \\ -Q - P \cdot \cos(\alpha) \\ [-M - P \cdot (a \cdot \cos(\alpha) + \lambda \cdot b)] - Q(a) \cdot \frac{a}{2} \end{bmatrix}$$

Решение системы уравнений

$$R(\alpha, \beta, a, b) := A(\alpha, \beta, a, b)^{-1} \cdot B(\alpha, a, b)$$

Опорные реакции в векторном виде

$$R_A(\alpha, \beta, a, b) := \begin{bmatrix} R(\alpha, \beta, a, b)_0 \\ R(\alpha, \beta, a, b)_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad R_B(\alpha, \beta, a, b) := \begin{bmatrix} -R(\alpha, \beta, a, b)_2 \cdot \sin(\beta) \\ R(\alpha, \beta, a, b)_2 \cdot \cos(\beta) \\ 0 \end{bmatrix}$$

Модули реакций при заданных **a** и **b**

$$R_a(\alpha, \beta) := |R_A(\alpha \cdot \text{deg}, \beta \cdot \text{deg}, a, b)| \quad R_b(\alpha, \beta) := |R_B(\alpha \cdot \text{deg}, \beta \cdot \text{deg}, a, b)|$$

Графики зависимости опорных реакций от углов α и β представлены на рисунках 1 и 2.

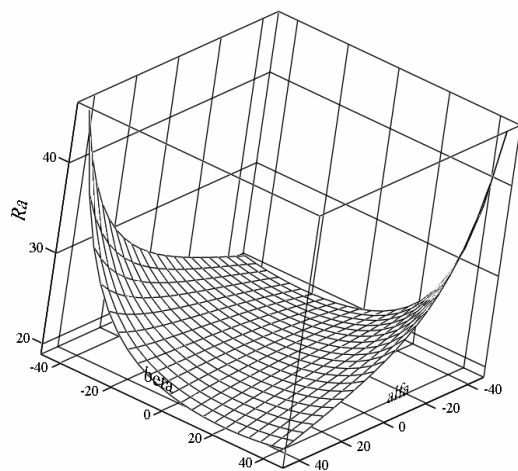


Рисунок 1. Зависимость $R_a(\alpha, \beta)$

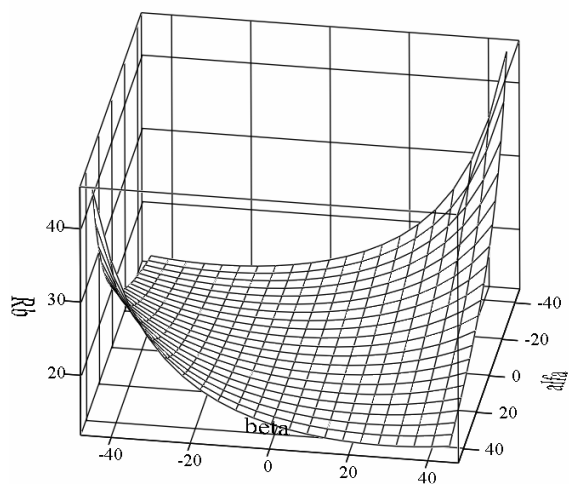


Рисунок 2. Зависимость $R_b(\alpha, \beta)$

Пример 2. Определение кинематических характеристик точки, движущейся согласно известному закону движения.

По заданным уравнениям движения точки установить вид ее траектории и для момента времени $t_1 = 1$ с найти положение точки на траектории, ее скорость, абсолютное, касательное и нормальное ускорения, а так же радиус кривизны траектории в заданной точке. Построить графики изменения кинематических характеристик точки.

$$x = t^2 \text{ см}, \quad (2)$$

$$y = 2 \cos \frac{\pi^2}{3} \text{ см}. \quad (3)$$

Решение.

Чтобы найти уравнение траектории точки, исключим параметр t из уравнений движения (2) и (3). Преобразуем уравнение (3), подставив в него $t^2 = x$

$$y = 2 \cos \frac{\pi x}{3}$$

Траекторией точки является часть косинусоиды, ограниченная неравенствами $0 \leq x \leq \infty, -2 \leq y \leq 2$.

Дальнейшее решение проведем с использованием стандартных методов MathCAD.

$$x(t) := t^2 \quad y(t) := 2 \cdot \cos\left(\frac{\pi^2}{3}\right) \quad T := 1$$

Положение точки при $t = T$

$$x(T) = 1 \quad y(T) = 1$$

Определим проекции вектора скорости точки, его модуль и угол наклона по отношению к оси абсцисс в произвольный момент времени, а также при $t = T$.

$$v_x(t) := \frac{d}{dt} x(t) \quad v_x(t) \rightarrow 2 \cdot t \quad v_x(T) = 2$$

$$v_y(t) := \frac{d}{dt} y(t) \quad v_y(t) \rightarrow -\frac{4 \cdot \pi \cdot t \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t^2}{3}\right)}{3} \quad v_y(T) \rightarrow -\frac{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{3}}{3} = -3.268$$

$$v(t) := \sqrt{v_x(t)^2 + v_y(t)^2} \quad v(T) \rightarrow \sqrt{\frac{4 \cdot \pi^2}{3} + 4} = 4.142$$

$$\alpha_v(t) := \text{angle}(v_x(t), v_y(t)) \quad \frac{\alpha_v(t)}{\text{deg}} = 298.869$$

Проекции вектора ускорения, его модуль и угол наклона по отношению к оси абсцисс в произвольный момент времени, а также при $t = T$.

$$a_x(t) := \frac{d^2}{dt^2} x(t) \quad a_x(t) \rightarrow 2 \quad a_x(T) \rightarrow 2$$

$$a_y(t) := \frac{d^2}{dt^2} y(t) \quad a_y(t) \rightarrow -\frac{4 \cdot \pi \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot t^2}{3}\right)}{3} - \frac{8 \cdot \pi^2 \cdot t^2 \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot t^2}{3}\right)}{9}$$

$$a_y(T) = -8.014$$

$$a(t) := \sqrt{a_x(t)^2 + a_y(t)^2} \quad a(T) = 8.26$$

$$\alpha_a(t) := \text{angle}(a_x(t), a_y(t)) \quad \frac{\alpha_a(T)}{\text{deg}} = 284.013$$

Касательное ускорение

$$\alpha_r(t) := \frac{v_x(t) \cdot a_y(t) + v_y(t) \cdot a_x(t)}{v(t)} \quad \alpha_r(T) = 7.984$$

Нормальное ускорение

$$a_n(t) := \sqrt{a(t)^2 - \alpha_r(t)^2} \quad a_n(T) = 2.118$$

Радиус кривизны траектории

$$\rho(t) := \frac{v(t)^2}{a_n(t)} \quad \rho(T) = 8.102$$

Построим графики зависимостей найденных величин от времени в интервале $[0; \sqrt{6}]$, что составляет период изменения функции $y = f(x)$ (рис. 3, 4).

$$t := 0, 0.01 \dots 2.45$$

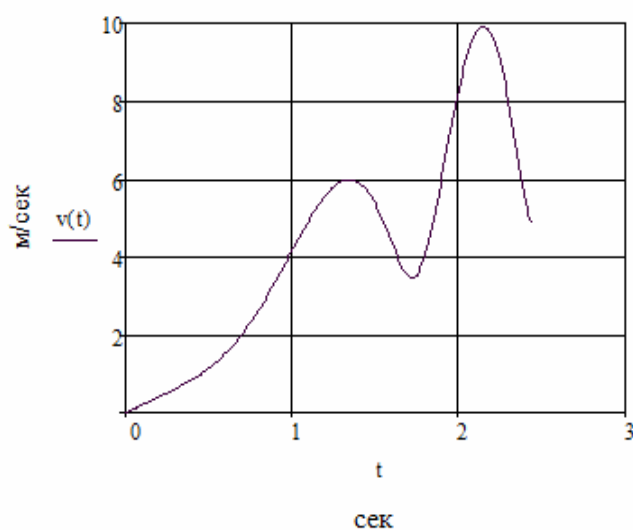


Рисунок 3. График скорости

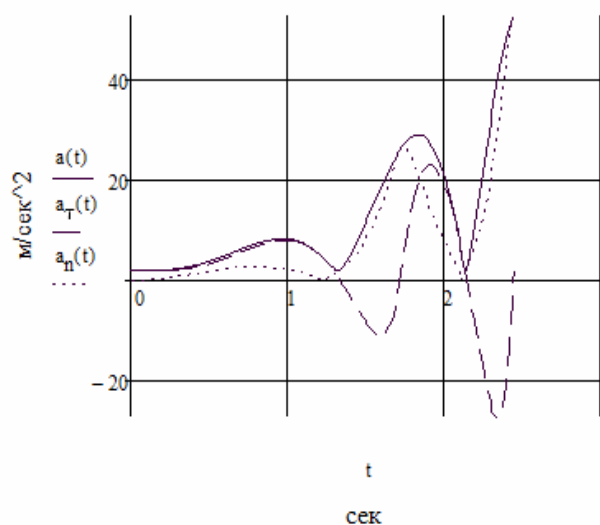


Рисунок 4. График ускорений

Пример 3. Тело массой $m = 1$ кг движется по гладкой горизонтальной поверхности под действием силы $F = 10(1 - t)$ Н. Определить время движения и путь, пройденный телом до полной остановки, если начальная скорость тела $v_0 = 20$ м/с.

Решение.

Составим дифференциальное уравнение движения тела в проекции на ось, совпадающую с направлением движения.

$$m\ddot{x} = \sum X. \quad (4)$$

Сделаем замену $\ddot{x} = \frac{dv}{dt}$ и подставим в правую часть уравнения (4) выражение для F .

$$m \frac{dv}{dt} = 10(1-t). \quad (5)$$

Разделим переменные и возьмем интегралы от обеих частей уравнения (5).

$$\int_{v_0}^v du = \frac{10}{m} \cdot \int_0^t (1-\tau) d\tau \quad (6)$$

Дальнейшее решение проведем с помощью MathCAD.

$$v_0 := 20 \quad m := 1$$

Закон изменения скорости

$$v(t, v_0, m) := \int_{v_0}^v 1 du = \frac{10}{m} \cdot \int_0^t (1-\tau) d\tau \left| \begin{array}{l} \text{solve, } v \\ \text{expand} \end{array} \right. \rightarrow v_0 + \frac{10 \cdot t}{m} - \frac{5 \cdot t^2}{m}$$

Время движения до остановки

$$t_1 := v(t, v_0, m) = 0 \text{ solve, } t \rightarrow \left[\begin{array}{l} \sqrt{5} + 1 \\ 1 - \sqrt{5} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} 3.236 \\ -1.236 \end{array} \right]$$

$$T := t_{1_0} \quad T = 3.236$$

Закон движения тела

$$x(t) := \int_0^x 1 dx = \int_0^t v(\tau, v_0, m) d\tau \left| \begin{array}{l} \text{solve, } x \\ \text{expand} \end{array} \right. \rightarrow 5 \cdot t^2 - \frac{5 \cdot t^3}{3} + 20 \cdot t$$

Пройденный до остановки путь

$$S := x(T) = 60.601$$

Как видим, MathCAD с легкостью позволяет производить символьные и числовые вычисления и строить графики изучаемых величин. Стандартные методы MathCAD, однако, не позволяют изображать векторы на графиках, но этого можно добиться подключением библиотеки пользовательских функций.

Библиографический список

1. Бертяев В.Д. Теоретическая механика на базе Mathcad. Практикум. "БХВ-Петербург", 2005. – 739 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ОДНОРОДНОЙ ЖИДКОЙ ВАННЫ

Кандидат технических наук, доцент

Егоров В.Ф.

Для определения опрокидывающего момента сосудов с однородной жидкостью, в частности, с металлом при различных углах наклона сосуда до полного его опорожнения является сложной задачей. Следует заметить, что использование универсальных методов решения возможно только с привлечением вычислительных машин и специальных программных средств, из-за отсутствия которых не нашли широкого применения

При решении практических задач обычно пользуются более разработанными графоаналитическими методами.

Для сосудов цилиндрической и конической форм наиболее удобным, не требующим специальных геометрических построений, является метод П.Н. Аксенова. Сущность которого заключается в том, что весь объем металла, находящийся в сосуде заменяют суммой сегментных цилиндров (рисунок 1, а, б).

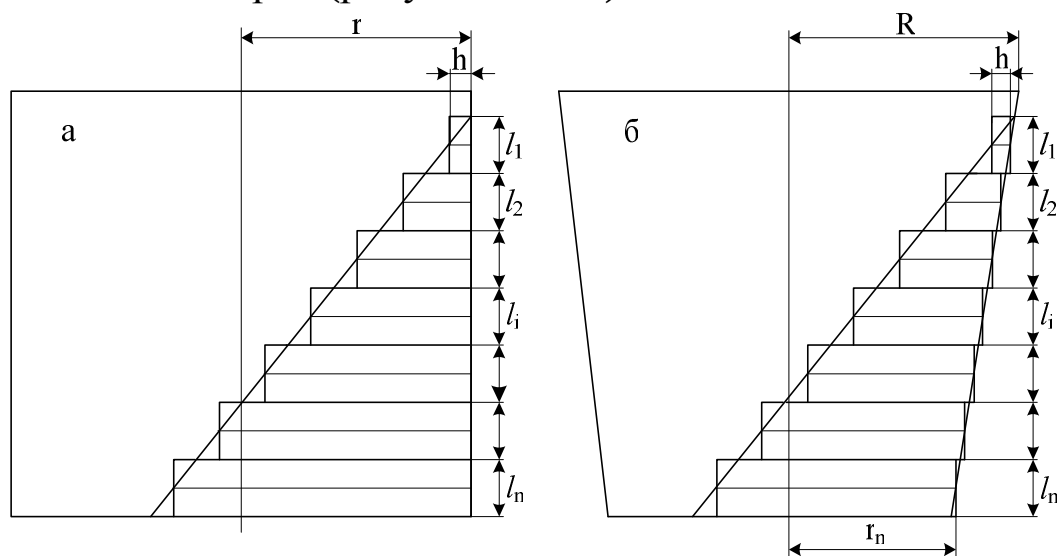


Рисунок 1 – Схема к определению жидкой ванны:
а – цилиндрический сосуд; б – конический сосуд

На рисунке 2 приведены такие цилиндрические сегменты, характеризующиеся следующими основными размерами: r – радиус сегментного цилиндра; a – длина хорды; h – длина основания сегментного цилиндра (стрелка); l – высота сегментного цилиндра.

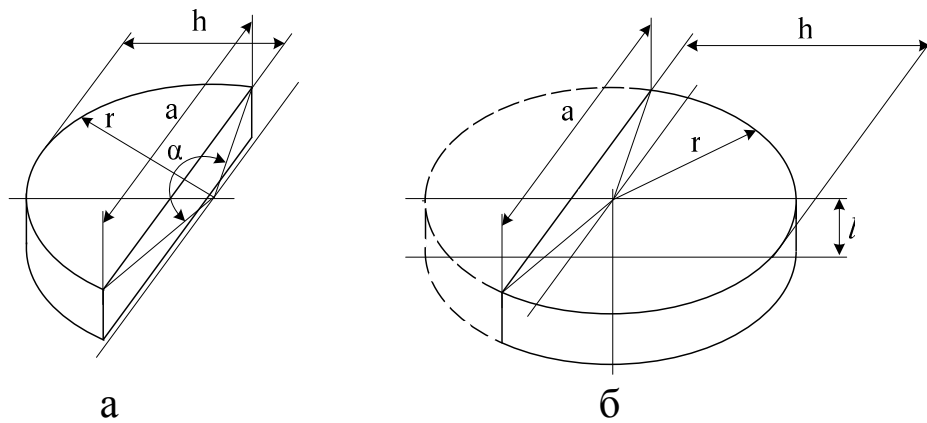


Рисунок 2 – Сегментные цилиндры:

а – с центральным углом $\alpha < 180^0$; б – с центральным углом $\alpha > 180^0$

Объемы сегментных цилиндров

$$V = f l = f_{(1)} r^2 l. \quad (1)$$

Расстояние от центра тяжести сегмента до центра круга

$$x_c = \frac{a^3 r^3}{12 f} = \frac{a^3 r}{12 f_{(1)}}, \quad (2)$$

где f – площадь основания сегментного цилиндра; $f_{(1)}$ – площадь сегмента окружности единичного радиуса.

Пусть $f_{(1)1}$ – площадь основания сегмента с центральным углом $\alpha < 180^0$, тогда площадь основания дополнительного сегмента $f_{(1)2}$ с центральным углом $\alpha > 180^0$ равна:

$$f_{(1)2} = \pi - f_{(1)1}. \quad (3)$$

Площади сегментов для окружностей единичного радиуса находят в соответствии с отношением h / r , т.е. величиной стрелок $h_{(1)}$, пользуясь справочными таблицами. При углах $\alpha > 180^0$ стрелки сегментов принимают равными: $h_{(1)2} = 2 - h_{(1)1} / r = 2 - h_{(1)1}$. В этих же таблицах находим длину хорды сегмента (a).

При больших объемах многократных вычислений такой процесс крайне трудоемкий. Использование современной вычислительной техники позволяет значительно уменьшить трудоемкость расчетов и повысить их точность.

Рассмотрим основные положения вычислительного процесса (рисунок 3).

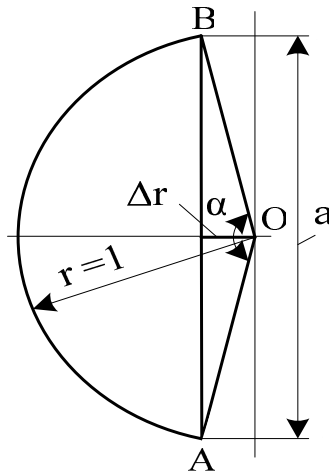


Рисунок 3 – К расчету площади и хорды сегмента

Длина хорды:

$$a = 2 \sin \alpha \cos \Delta r. \quad (4)$$

Площадь сегмента представим разностью площадей центрального сектора и треугольника AOB:

$$f_{(1)1} = \alpha \cos \Delta r - \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2}.$$

Используя известное выражение для синуса двойного угла, находим:

$$f_{(1)1} = \frac{1}{2} (2 \alpha \cos \Delta r - \sin(2 \alpha \cos \Delta r)). \quad (5)$$

С учетом значений равенств (4) и (5) выражение (2) примет вид: для сегмента с центральным углом $\alpha < 180^\circ$

$$x_{c1} = \frac{4 (\sin \alpha \cos \Delta r)^3 r}{3 (2 \alpha \cos \Delta r - \sin(2 \alpha \cos \Delta r))}; \quad (6)$$

для сегмента с центральным углом $\alpha > 180^\circ$

$$x_{c2} = \frac{4 (\sin \alpha \cos \Delta r)^3 r}{3 (2 \pi - (2 \alpha \cos \Delta r - \sin(2 \alpha \cos \Delta r)))}. \quad (7)$$

Общие координаты центра тяжести жидкой ванны могут быть определены по известным выражениям:

$$X_c = \frac{\sum_{i=1}^n V_i x_{ci}}{\sum_{i=1}^n V_i}; \quad Y_c = \frac{\sum_{i=1}^n V_i y_{ci}}{\sum_{i=1}^n V_i}, \quad (8)$$

где V_i – объемы сегментных цилиндров могут быть заменены массами или силами тяжести; x_{ci} , y_{ci} – координаты центров тяжести.

После подстановки соответствующих значений находим:
для сегментов с центральными углами $\alpha < 180^0$

$$X_c = \frac{2}{3} \frac{\sum_{i=1}^n ((\text{SinarcCos}\Delta r_i)^3 r_i^3 l_i)}{\sum_{i=1}^n (2\text{arcCos}\Delta r_i - \text{Sin}(2\text{arcCos}\Delta r_i)) r_i^2 l_i / 2}, \quad (9)$$

для сегментов с центральными углами $\alpha > 180^0$

$$X_c = \frac{2}{3} \frac{\sum_{i=1}^n ((\text{SinarcCos}\Delta r_i)^3 r_i^3 l_i)}{\sum_{i=1}^n (2\pi - (2\text{arcCos}\Delta r_i - \text{Sin}(2\text{arcCos}\Delta r_i))) r_i^2 l_i / 2}. \quad (10)$$

При равных радиусах сегментов и толщине слоев формулы (9) и (10) принимают вид:

для сегментов с центральными углами $\alpha < 180^0$

$$X_c = \frac{4}{3} \frac{\sum_{i=1}^n ((\text{SinarcCos}\Delta r_i)^3 r_i)}{\sum_{i=1}^n (2\text{arcCos}\Delta r_i - \text{Sin}(2\text{arcCos}\Delta r_i))}; \quad (9)$$

для сегментов с центральными углами $\alpha > 180^0$

$$X_c = \frac{4}{3} \frac{\sum_{i=1}^n ((\text{SinarcCos}\Delta r_i)^3 r_i)}{\sum_{i=1}^n (2\pi - (2\text{arcCos}\Delta r_i - \text{Sin}(2\text{arcCos}\Delta r_i)))}. \quad (10)$$

Ординаты слоев определяются соотношениями:

$$y_i = y_{i-1} \pm l_i \quad (11)$$

Общий объем жидкой ванны:

$$V_{об} = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=1}^m (2\text{arcCos}\Delta r_i - \text{Sin}(2\text{arcCos}\Delta r_i)) r_i^2 l_i + \sum_{m+1}^n (2\pi - (2\text{arcCos}\Delta r_i - \text{Sin}(2\text{arcCos}\Delta r_i))) r_i^2 l_i \right), \quad (12)$$

где m – количество сегментов с центральными углами $\alpha < 180^0$.

Таким образом, в представленные математические модели укладываются все необходимые расчеты по определению центров тяжести и объема однородной жидкой ванны в сосудах цилиндрической и конической форм.

СОЗДАНИЕ И ПОДГОТОВКА К РЕГИСТРАЦИИ БАЗЫ ДАННЫХ НА ПРИМЕРЕ ПОЛНОГО СОСТАВА ГРУПП АССУРА ПРИМЕНительно К ПЛАНЕТАРНЫМ МЕХАНИЗМАМ

Аспирант

Андреева Я.А.

Приложение Microsoft Access – это настольная система управления реляционными базами данных (СУБД), предназначенная для работы на автономном персональном компьютере (ПК) или локальной вычислительной сети под управлением семейства операционных систем Microsoft Windows.

К основным возможностям СУБД Microsoft Access можно отнести следующие.

- Проектирование базовых объектов – двумерные таблицы с полями разных типов данных.

- Создание связей между таблицами, с поддержкой целостности данных, каскадного обновления полей и каскадного удаления записей.

- Ввод, хранение, просмотр, сортировка, изменение и выборка данных из таблиц с использованием различных средств контроля информации, индексирования таблиц и аппарата алгебры логики.

- Создание, модификация и использование производных объектов (запросов, форм и отчетов).

Рассмотрим методику создания и подготовки к регистрации базы данных групп нулевой подвижности применительно к планетарным механизмам на примере четырех- и шестизвенной групп нулевой подвижности. Данные группы входят в структуру трехсателлитных планетарных передач, заявленных как изобретения [1, 2].

Загружаем программу MS Access и создаем новую базу данных. Для этого выбираем меню «Файл», «Создать», в окне запроса вводим имя базы данных «ГНП для планетарных механизмов» и нажимаем «Сохранить». После того, как файл базы данных создан, можно приступить к созданию и заполнению таблицы этой базы (рисунок 1).

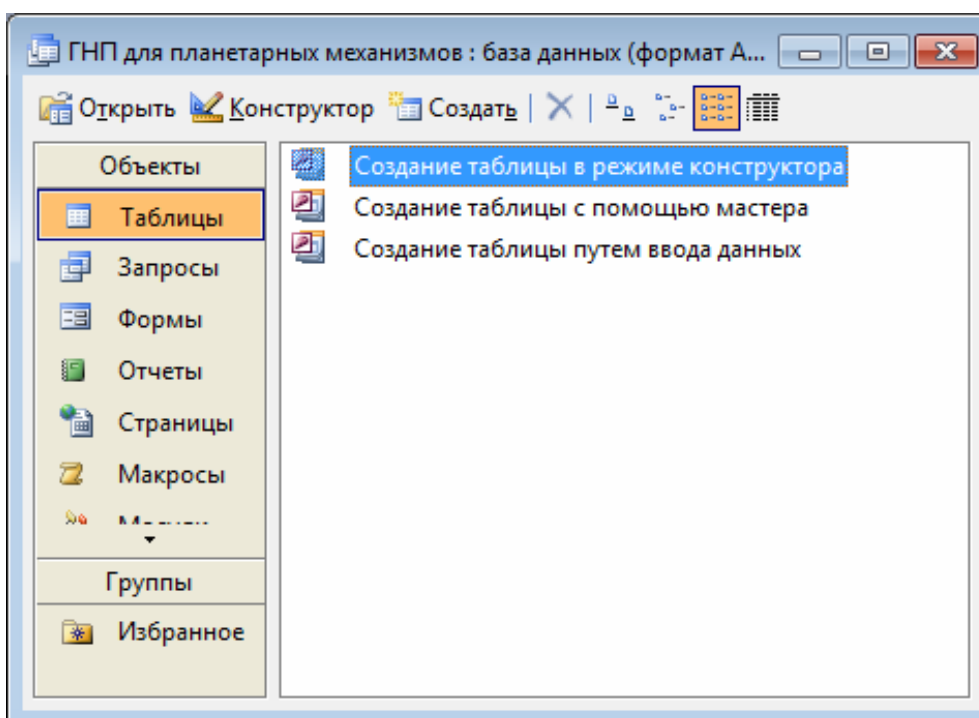


Рисунок 1 – Создание базы данных применительно к планетарным механизмам

Самый элементарный и легкий способ создания таблиц – использовать Конструктор таблиц. Любая таблица состоит из столбцов и строк. В системе MS Access столбцы таблицы называются полями, а строки – записями. Описание названий полей таблицы с указанием их размера и типа данных, которые будут в них храниться, называется структурой таблицы. После открытия окна Конструктора таблиц появится диалог создания структуры таблицы – ввода имен полей и типов данных (рисунок 2). Введем необходимые характеристики для описания групп нулевой подвижности применительно к планетарным механизмам и укажем ключевое поле для предотвращения дублирования или ввода пустых значений.

ГНП для планетарных механизмов : таблица		
Имя поля	Тип данных	Описание
№ группы	Числовой	Номер группы по порядку
Название	Текстовый	Название группы нулевой подвижности
Группа нулевой подвижности	Поле объекта OLE	Изображение группы
Количество спутников	Числовой	Число спутников в группе пс
Число звеньев	Числовой	Количество подвижных звеньев
p5	Числовой	Количество кинематических пар p5
p4	Числовой	Количество кинематических пар p4
т-угольник	Текстовый	Базисное звено

Рисунок 2 – Конструктор таблицы

После того, как все характеристики введены в поле конструктора, перейдем к заполнению самой таблицы. В данной статье рассматриваем только две группы нулевой подвижности: четырех- и шестизвенные группы. Внесем в строки необходимые параметры (рисунок 3).

ГНП для планетарных механизмов : таблица								
№ группы	Название	Группа нулевой подвижности	Количество сателлитов	Число звеньев	p_5	p_4	т-угольник	
1	Четырехзвенная ГНП	Bitmap Image	2	4	4	4	4	3
2	Шестизвенная ГНП	Bitmap Image	3	6	6	6	6	3
0			0	0	0	0	0	0

Рисунок 3 – Заданные параметры для планетарных механизмов

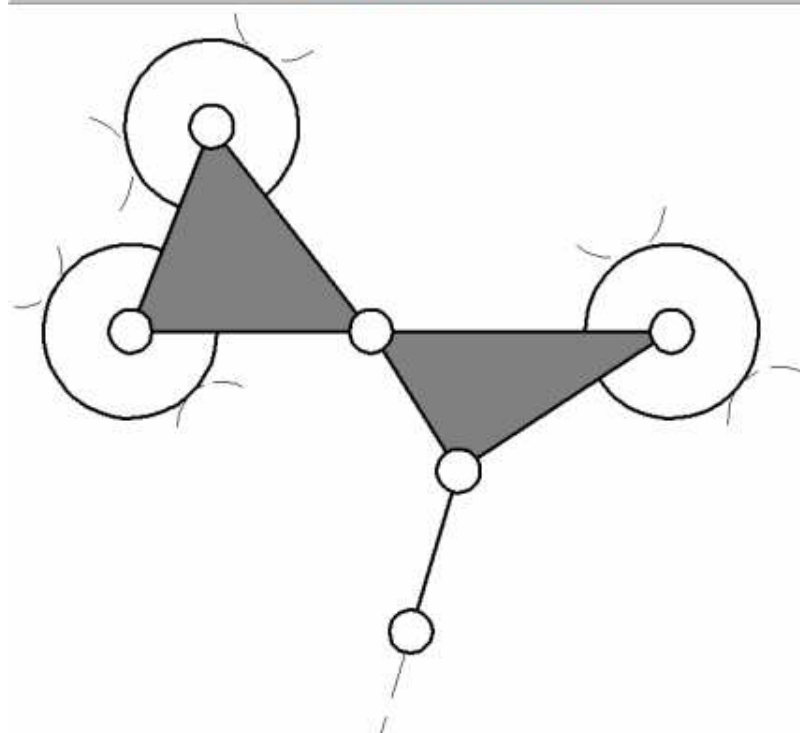
При заполнении таблицы ГНП для планетарных механизмов важными являются следующие параметры: количество сателлитов, число подвижных звеньев, количество кинематических пар p_5 и p_4 , а также определение базисного звена в механизме.

Для того чтобы отразить введенные данные воспользуемся созданием формы с помощью мастера. Расположив окна в удобном для нас формате, мы получим полное представление о самой группе и ее характеристиках (рисунок 4, 5).



Рисунок 4 – Четырехзвенная группа нулевой подвижности и ее параметры

№ группы	Название
2	Шестизвенная ГНП
Группа нулевой подвижности	



Количество сателлитов	Число звеньев	p5	p4	т-угольник
3	6	6	6	3

Рисунок 5 – Шестизвенная группа нулевой подвижности и ее параметры

Следующим этапом является подготовка к регистрации базы данных. На официальном сайте [3] Федерального института промышленной собственности отображены правила оформления заявки и образцы документов. В пакет документов входит:

- заявление на государственную регистрацию базы данных (РП), которое включает в себя форму РП;
- дополнение к заявлению на государственную регистрацию базы данных (РП/Доп);
- реферат на базу данных, где указываются авторы, правообладатель, название базы данных и ее краткую аннотацию, а также тип ЭВМ, СУБД, ОС и объем базы данных в Мб или Гб;
- листинг, который представляется в форме распечатки исходного текста (полного или фрагментов) в объеме до 70 страниц [4].

По результатам проверки заявителю направляется либо уведомление о принятии заявки на регистрацию, либо запрос отсутствующих или исправленных документов и материалов.

При положительном результате проверки (в том числе и после представления правообладателем исправленных и/или отсутствующих материалов как по запросу, так и по своей инициативе) база данных вносится в Реестр баз данных, правообладателю направляется уведомление о государственной регистрации и выдается свидетельство о государственной регистрации (рисунок 6).



Рисунок 7 – Свидетельство о государственной регистрации

Библиографический список

1. Патент №2419006. Самоустанавливающийся планетарный механизм / Дворников Л.Т., Дмитриев В.В., Андреева Я.А. – №2010108197; приоритет от 04.03.2010; опубл. 20.05.2011, Бюл. №14.
2. Решение о выдаче патента от 28.10.2014 по Заявке на изобретение №2013154381. Самоустанавливающийся трехсателлитный планетарный редуктор / Дворников Л.Т., Герасимов С.П.; приоритет от 06.12.2013.
3. [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www1.fips.ru/wps/wcm/connect/content_ru/ru.
4. [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.rupatent.ru/program/pr_docs.htm.

Учебно-методическое издание

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

МАТЕРИАЛЫ ВОСЬМОЙ
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ

Подписано в печать 11.12.14г.

Формат бумаги 60х84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5,08. Уч.-изд. л. 8,42. Тираж 150 экз. Заказ №772.

Сибирский государственный индустриальный университет
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42.
Издательский центр СибГИУ