Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Сибирский государственный индустриальный университет»



Научно-образовательный центр «МашиноСтроение»



Кафедра теории и основ конструирования машин

ISSN 2226-2083

МашиноСтроение:

Материалы XXIII-XXIV международных научно-практических конференций по проблемам механики и машиностроения

№23

УДК 621.01 M34

М34 МашиноСтроение: Материалы XXIII-XXIV международных научно-практических конференций по проблемам механики и машиностроения. — Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2014. — №23. — 140 с.

Представлены сделанные на XXIII-XXIV международных научно-практических конференциях доклады о результатах научных исследований, проведенных сотрудниками кафедры теории и основ конструирования машин и других кафедр СибГИУ, a также специалистами производственных Кузбасса; предприятий России И других государств. Излагаются новые элементы теории структуры механических кинематического проблемы систем, анализа И синтеза механизмов, горных и металлургических машин, а также вопросы взаимодействия бурового инструмента с горной породой.

Материалы могут быть полезными для инженеров, аспирантов и докторантов машиностроительного и горного профилей.

Редакционная коллегия:

Дворников Л.Т. – главный редактор, Жуков И.А. – заместитель главного редактора, Андреева Я.А. – ответственный секретарь.

Издается с 1991г.

Полнотекстовый доступ к электронной версии журнала возможен на сайте ООО «Научная электронная библиотека»: www.elibrary.ru.

СОДЕРЖАНИЕ

Дворников Л.Т. Некоторые суждения о творческом наследии О.Д. Алимова по случаю 90-летия со дня его рождения 4
Жукова Е.В., Жуков И.А., Подгорных Л.Б. Историческая ретроспектива исследований проблем теории продольного удара, применительно к машинам технологического назначения.
Попугаев М.Г., Подгорных Л.Б. Простейшие механизмы в истории науки и техники
Дворников Л.Т. Принципиальные уточнения теории кинематических пар
Дворников Л.Т., Максимова Е.Н. Кинематическое и кинетостатическое исследование механизма перекатывающихся рычагов №1710 Артоболевского И.И
Адамович Н.О. Особенности исследования динамики механизмов с учетом упругости звеньев
Князев А.С. Задача о нахождении сосредоточенных сил, действующих на звено поддержки, при заданной нагрузке 91
Нагибин А.В. Обоснование метода вывода уравнения практической профильной поверхности кулачка
Шапошников ИИ.Д. Продольный удар. Три внедрения лезвия в горную породу
Куклин С.А. Оценка формы породоразрушающего инструмента 113
Цвигун В.Н., Корнеев В.А., Кузнецов В.Н., Нефедов В.М., Корнеев П.А Изучение механизмов развития питтинга, спаллинга и других контактно-усталостных дефектов в рельсах.
Доильницын С.П., Попов И.И., Астанина А.А., Рыбак Е.А. Возможное влияние луны на поведение Земли в системе «Земля-Луна»

НЕКОТОРЫЕ СУЖДЕНИЯ О ТВОРЧЕСКОМ НАСЛЕДИИ О.Д. АЛИМОВА ПО СЛУЧАЮ 90-ЛЕТИЯ СО ДНЯ ЕГО РОЖДЕНИЯ

Дворников Л.Т., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории и основ конструирования машин *Сибирский государственный индустриальный университет*,

г. Новокузнецк E-mail: tmmiok@yandex.ru

Краткая справка.



Алимов Олег Дмитриевич – доктор технических наук, профессор, академик Академии наук Киргизии, заслуженный деятель науки, лауреат Государственных премий СССР и Киргизской ССР.

Родился 17 сентября 1923г. в г. Новосибирске. Окончил Томский политехнический институт в 1949г. Трудовую деятельность начал в том же институте — преподавателем, заведующим кафедрой, деканом горного факультета.

В Киргизии работал с 1965 по 1992 гг. – заведующим отделом, Института физики директором И механики горных пород, заведующим научным Института отделом автоматики, руководителем научно-инженерного центра «Импульс», главным ученым секретарем Президиума, вице-президентом АН Киргизский CCP.

Внёс большой вклад в разработку научных основ процессов разрушения горных пород, основ конструирования горных машин, комплексной механизации горных работ, силовых импульсных систем, реализованных агрегатах машинах ДЛЯ В И строительной промышленности и машиностроения; в разработку научного направления, связанного с созданием буровых автоматов и роботов для исследования Луны и планет. Результаты работ реализованы проведении уникальных при космических

экспериментов «Луна-24», «Венера-15», «Венера-14». Буровым модулем в составе межпланетной станции «Луна-24» был осуществлен забор грунта с поверхности Луны и доставка его на Землю.

Основатель томской и киргизской научных школ ученых-механиков. Подготовил 12 докторов, более 100 кандидатов наук. Имел тесные научные контакты с г. Новокузнецком — Кузнецким машиностроительным заводом, Сибирским металлургическим институтом.

Награжден орденами Ленина, Отечественной Войны, дружбы народов, медалями СССР, почетными знаками «Шахтерская слава» трех степеней.

Академик О.Д. Алимов — действительный член Российской Инженерной академии, Академии Горных наук, Почетный профессор Томского политехнического университета.

Ключевые слова: ученый, исследователь, история науки, механика.

В настоящем докладе сообщается о жизни и творчестве академика Олега Дмитриевича Алимова. Приводится краткая историческая информация об основных направлениях его научной деятельности.

Сегодня, 17 сентября 2013г., здесь в Бишкек, участвуя в Международной конференции, посвященной памяти академика НАН Киргизии О.Д. Алимова, я считаю своим долгом изложить известные мне факты жизни и творчества юбиляра. Прежде всего я вынужден буду вначале сказать несколько слов о себе.

В 1953 году я окончил среднюю школу в селе Кузедеево Кемеровской области и поехал в Томск поступать в Политехнический горно-механический факультет институт. Поступил на специальности «Горная электромеханика». Деканом этого факультета был Алимов Олег Дмитриевич. Одновременно он заведовал кафедрой горных машин, по которой я и проходил обучение. Т.е. уже в сентябре 1953 года я был знаком с Олегом Дмитриевичем. После окончания ТПИ меня оставили на кафедре горных машин и я поступил в аспирантуру к О.Д. Алимову. В 1964 году я защитил Новосибирского электро-технического диссертацию совете института (НЭТИ), на защите присутствовал Олег Дмитриевич. В 1965г. я вслед за Олегом Дмитриевичем переехал в г. Фрунзе (Киргизской ССР), где уже Олег Дмитриевич работал в АН Киргизии.

В 1989г. я уехал из Киргизии в г. Новокузнецк, а Олег Дмитриевич в 1992г. в г. Кемерово. Мы встречались, общались. В 2003г. Олег Дмитриевич на 81-м году жизни скончался в Кемерове, и я присутствовал на его похоронах в г. Томске. Это было в сентябре 2003г. Таким образом, с сентября 1953г. по сентябрь 2003г. мы с Олегом Дмитриевичем, практически, не разлучались. А это ровно 50 лет!

Все это я сообщаю с той целью, чтобы показать, что сегодня, когда мы отмечаем 90-летие Олега Дмитриевича я, видимо, единственный из живых, кто знает о юбиляре более всех. И не только каких-то частных сведений, но и обо всем том деле, которым он занимался в течение своей жизни.

Научно-техническая проблема, которой в основном занимался Олег Дмитриевич, была связана с горными буровыми машинами, а если уточнить, то с машинами для бурения шпуров преимущественно в шахтах при добыче угля. Шпурами называют скважины малого диаметра, которые были особенно потребны при добыче угля буровзрывным способом.

Однако, интересы Олега Дмитриевича этим не ограничивались, а потому мне представилось целесообразным выделить несколько проблем, в решении которых Олегом Дмитриевичем были достигнуты существенные результаты. Я перечислю их. Их десять. Хронологически их можно перечислить в следующем порядке:

- 1. Проблема длиноходового бурения шпуров.
- 2. Изучение процессов и режимов механического разрушения горных пород при бурении шпуров.
 - 3. Создание расширителей углеспускных печей.
 - 4. Гидравлические машины ударного действия.
 - 5. Принципы создания баровых землерезных машин.
- 6. Теория и практика использования в буровой технике продольного удара.
- 7. Создание буровых устройств для бурения на поверхности Луны.
 - 8. Общая теория создания шпуровых буровых агрегатов.
 - 9. Машины для добычи строительного камня.
 - 10. Новые принципы построения прессовых машин.

Не исключаю, что в этом списке что-то упущено, но еще живы те исследователи, которые работали с Олегом Дмитриевичем и они могут дополнить изложенное.

Родился Олег Дмитриевич в 1923г., 17 сентября в Новосибирске. Детство провел в Сибири, в Томске. Окончил среднюю школу в 1941г., накануне Великой отечественной войны. Успел поступить в Томский политехнический институт, но был призван в армию и ушел на фронт. Из армии он был демобилизован в 1945г., вернулся в Томск, восстановился в ТПИ и в 1949г. получил диплом инженерамеханика. Как отличник учебы и спортсмен (занимался лыжными гонками) был оставлен в ТПИ на кафедре теоретической механики. Большую роль в его становлении как научного работника сыграло знакомство и совместная работа с профессором П.М. Алабужевым, который фактически потом всю жизнь был не только его научным руководителем, но и близким старшим другом. Они гордились дружбой и успехами друг друга.

В 1953 году О.Д. Алимов защитил кандидатскую диссертацию на тему «Исследование механизма разрушения горных пород при ударно-вращательном бурении и исходных параметров бурильных молотков», стал заведующим кафедрой горных машин ТПИ и факультета при ТПИ – горно-механического. деканом нового Возглавляемая им кафедра заметно отличалась от многих кафедр научной тематикой, ТПИ широкой связанной промышленностью Кузбасса. За короткий период с 1953 до 1958 годы кандидатских диссертаций: было защищено пять кафедре Горбуновым В.Ф., Басовым И.Г., Серовым Я.А. Ряшенцевым Н.П., Маликовым Д.Н., а в 1959г. сам О.Д. Алимов на большом совете ТПИ защитил докторскую диссертацию, которая им была озаглавлена как «Исследования машин для бурения шпуров в породах средней и высокой крепости».

В 1960г. в связи с 50-летием создания Томского политехнического института состоялось большое награждение и самого института (ТПИ был награжден Орденом Трудового Красного Знамени) и многих сотрудников. Высшей награды — ордена Ленина был удостоен Алимов О.Д.

В начале 60-х годов XX века в ТПИ произошли серьезные структурные изменения. Мощный горный факультет со всеми специальностями горного профиля был переведен в г. Кемерово, на базе которого организовался ныне широко известный «Кузбасский государственный технический университет, КузГТУ». Многие специалисты горняки покинули г. Томск, в том числе и О.Д.Алимов. Он уехал в г. Новосибирск и какое-то время исполнял обязанности

там заместителя директора института горного дела Сибирского отделения АН СССР. Директором института в то время был известный инженер и ученый профессор Чинакал Н.А. В это же время Олег Дмитриевич завязывает тесные научные связи с Академией наук Киргизской ССР, в частности с Институтом физики и механики горных пород (ИФИМГП). В 1964г. О.Д. Алимова избирают членомкорреспондентом АН Киргизской ССР и он переезжает во Фрунзе (столица Киргизской ССР) на постоянную работу. С ним и по его приглашению приехали в Киргизию Басов С.А., Фролов А.В., Колодежин С., Юдин В.Г. и пишущий эти строки Дворников Л.Т. Вначале Олег Дмитриевич возглавляет здесь ИФИМГП, а позже создает отдел горного машиностроения при институте автоматики АН Киргизской ССР, становится его научным руководителем, отдел научного института Горного ДО нового машиноведения АН Киргизской ССР.

Существенные политические и хозяйственные изменения, произошедшие в Советском Союзе после 1986-1990гг. вызвали необходимость выезда из Киргизии многих, работавших там ученых, в том числе и О.Д.Алимова. В 1992г. он переехал в г. Кемерово, где возглавил Кузбасское отделение инженерной Академии наук России. Именно в этой должности он работал до конца своей жизни, т.е. до 25 сентября 2003г. Это очень краткие биографические данные об О.Д. Алимове. Я думаю, что объективная его биография будет создана в свое время, а пока мне представляется важным показать те результаты творческой деятельности О.Д. Алимова, которые я перечислил выше в десяти пунктах.

1. Проблема длинноходового бурения шпуров.

угольной промышленности 1961-62гг. **CCCP** при подготовительных горных выработок ПО прилегающим породам использовался исключительно буро-взрывной способ. При этом, бурение шпуров осуществлялось в основном (установленными распорных колонковыми колонках) на электрическими сверлами с винтовой дифференциальной подачей инструмента, ЭБК-2м. Можно сказать, что это был «век» ЭБК. Недостатками таких сверл были, прежде всего, два – короткий ход – до 0,6м и единственный режим бурения независимо от крепости буримых пород. Кроме того, это были достаточно тяжелые машины, установка и снятие их с колонок были операциями трудо- и времяёмкими. По предложению О.Д.Алимова были проведены широкие обследования применения сверл ЭБК в Кузбассе. В то время в Кузбассе работали 76 угольных шахт. Были обследованы все шахты. В основном на них использовались ЭБК или ручные электрические сверла, которые применялись по углю.

Необходимо учесть, что по технологии буро-взрывных работ шпуры должны буриться не менее как на 1,8м, что требовало при использовании ЭБК тройного наращивания буровых штанг. Идея, высказанная О.Д.Алимовым, заключалась в том, чтобы отказаться ЭБК полностью OTиспользования сверл И заменить длинноходовыми бурильными машинами, способными, во-первых, сразу на полную их глубину, шпуры a, обеспечивать различные режимы бурения, в частности скорости бурения, в отличающихся по прочности горных породах. Это было революционное предложение. Достаточно сказать, что где-то к 1967 ЭБК выведены году были ИЗ использования, ИХ заменили длинноходовые машины, устанавливаемые через манипуляторы на погрузочных машинах. Только силами кафедры горных машин ТПИ были созданы новые длинноходовые – электрические (Колодяжный Н.С.), пневматические (Дозматов В.З.) и гидравлические (Дворников Л.Т.) буровые машины. Именно от этих разработок во многом зависел прогресс в буровой технике, когда на смену устаревшим ЭБК появились буровые агрегаты различного назначения. До 1970г. Кузнецкий машиностроительный завод уже выпускал серийно до десяти модификаций буровых агрегатов. При этом сам О.Д. Алимов и его ученики из ТПИ были практически прямыми участниками совершенствования парка буровых агрегатов.

2. Изучение процессов и режимов механического разрушения горных пород при бурении шпуров.

Фактически одновременно с поиском и внедрением новых схем длинноходовых бурильных машин на кафедре горных машин ТПИ под руководством О.Д. Алимова изучались различные процессы бурения шпуров.

В конце 50-х и начале 60-х годов XX века происходило становление и бурное исследование способов и режимов бурения шпуров. Этим занимались в Европе (Германия, Англия, Швеция, Финляндия) в США, в Японии. Появилось отчетливое понимание трех способов бурения — вращательного, ударно-поворотного и

вращательно-ударного, началось создание новых буровых машин и агрегатов — фирмы «Сандвик», «Тампелла», «Хаусхерр», «Зальцгиттер», «Нюссе и Грефер».

Кафедра, возглавляемая О.Д. Алимовым, не просто приняла участие в этом направлении исследований и разработок, а очень скоро стала одним из заметных и ведущих в мире научным коллективом, дающим новые результаты. Так случилось, фактически завершенная теория вращательного бурения шпуров была создана именно в ТПИ, были выполнены уникальные исследования ударно-поворотного бурения (монография О.Д. Исследование процессов разрушения горных пород при бурении шпуров»), здесь же были изучены и опубликованы результаты вращательно-ударного способа бурения (монография Алимова О.Д., Л.Т. «Бурильные машины. Основы проектирования бурильных машин вращательного и вращательноударного действия». Москва, «Машиностроение», 1976г.).

исследованиями были заложены основы обоснованного метода расчета и проектирования бурильных машин. Рекомендации касались всех определяющих машину параметров частоты и энергии единичных ударов ударных систем, частоты вращения и необходимых крутящих моментов вращательных узлов, скоростей и усилий механизмов подачи машин. С этой целью О.Д. коллективом, возглавляемым Алимовым, созданы уникальные буровые стенды, отдельные узлы машин, на «Кузмашзаводе», как на лидере бурового машиностроения СССР, все нововведения, новые узлы и устройства осуществлялись под научным патронажем томской школы научных работников. Заметный след в этом направлении оставили ученики О.Д. Алимова Серов Я.А., Горбунов В.Ф., Басов И.Г., Ляпичев И.Г. и друге. Не проходило ни одной научной конференции в СССР по вопросам шпурового бурения, где бы заглавные доклады не делались от имени томской школы.

3. Создание расширителей углеспускных печей (скважин).

В конце пятидесятых годов прошлого века одной из важных технических задач оказалась задача принципиального усовершенствования так называемых сбоечно-буровых машин, широко используемых в угольной промышленности для бурения вертикальных и наклонных скважин диаметром от 150 до 1500мм и

длиной до 150м при сбойке-соединении двух подземных выработок между собой, по которым осуществляется спуск угля с одного горизонта на другой. Для этих целей серийно выпускались станки СБМ (например, СБМ-3у). Эти типа станки малопроизводительными. На кафедре горных машин ТПИ под руководством О.Д. Алимова было предложено и внедрено в практику бурение таких скважин двойным ходом, а именно бурением прямым ходом скважин малым диаметром и разбуривание её обратным ходом, при этом создавая скважину квадратного сечения. С этой целью были абсолютно заново построены ряд конструкций так называемых расширителей углеспускных печей с патентованным органом. Это была планетарным исполнительным техническая задача. Основным исполнителем ее был Д.Н. Маликов. Алимовым и Маликовым эта задача была доведена до создания конкретных машин и внедрения их в практику.

4. Гидравлические машины ударного действия.

Эта техническая, а позже научная задача возникла в начале 1960х годов. Имея тесные творческие связи с Кузмашзаводом, Олег Дмитриевич знал практически всех инженеров, активно работающих в области буровой техники на территории Кузбасса, в том числе и «КузНИУИ» института (Кузнецкий сотрудника научноисследовательский угольный институт) Белана Николая Алексеевича. Именно Н.А. Белан впервые высказал мысль о возможности создания ударных гидравлических машин и запатентовал эту идею. Мало кто тогда верил в возможности таких машин. Пневмомашины ударного действия были понятными и легко реализовывались. Использовать же жидкость, практически несжимаемую среду для получения ударных нагрузок было весьма неочевидным. Знакомство Олега Дмитриевича с Н.А. Беланом сыграло огромную роль в этом научном направлении. Олег Дмитриевич не только поддержал эту идею, но активно начал ее развивать, тесно взаимодействуя с КузНИУИ, где в то время заместителем директора был А.Н. Волков. Ими совместно были созданы работоспособные образцы гидроударников. Н.А. Белан оформил это исследование в виде кандидатской диссертации под научным руководством Алимова О.Д. и успешно ее защитил в 1965г. в Совете при Кузбасском горном институте (ныне КузГТУ). Я это знаю доподлинно, т.к. не только присутствовал на этой защите, но и выступал на ней в качестве официального оппонента Белана Н.А. На

Кузмашзаводе были разработаны и изготовлены ряд конструкций гидравлических ударных узлов, которые, к сожалению, не получили своего развития по ряду причин, в частности, потому, что при государственном планировании деятельности заводов часто личные симпатии и антипатии к отдельным людям или к отдельным идеям со стороны министерств и ведомств практически закрывали к реализации значимые идеи. Так случилось и с гидроударниками.

году О.Д. Алимов уже был избран АН Киргизии, возглавил институт физики корреспондентом механики горных пород этой академии и, естественно, большое уделил развитию идей по гидроударным системам. Возглавил это направление Станислав Александрович Басов, который переехал во Фрунзе совместно с Олегом Дмитриевичем из Томского политехнического института, где он прошел обучение у талантливого томского механика Ковылина Ю.Я. В ИФИМГП была создана группа молодых ученых, которые под руководством Олега Дмитриевича и Станислава Александровича в теории гидроударных машин ударного действия вышли за короткое время на ведущие позиции в Союзе. сказать, что ОДНИМ ИЗ замечательных качеств Дмитриевича как руководителя научных направлений являлась интуиция и осмысленность по подбору кадров. Достаточно сказать, что по его инициативе новые кадры выращивались, если так можно сказать, на месте, а именно в стенах Фрунзенского политехнического института. Я это также очень хорошо знаю, т.к. в те года возглавлял кафедру теории механизмов и машин и деталей машин ФПИ, где шла подготовка специалистов по новой для Киргизии, да и более чем для «Динамика специальности И прочность машин». направлении гидравлических ударных машин за годы с 1967 по 1987 были подготовлены и докторские (С.А. Басов, М. Ураимов) и кандидатские (Тарнопольский, Усубалаев Ж.У.) диссертации. Я могу принести свои извинения тем, кого здесь не назвал. Но не назвал лишь по причине незнания, т.к. в 1989г. я уехал из Киргизии и бывал здесь лишь случайными приездами.

Подводя итог, скажу, что инженерная интуиция Олега Дмитриевича в понимании важности использования гидравлических ударных машин, включая мощные молоты для разрушения горных пород, сыграли большую роль в этом, широко развиваемом в настоящее время в мире направлении.

5. Принципы создания баровых землерезных машин.

Особо следует отметить период деятельности О.Д. Алимова в направлении создания баровых землерезных машин. В основном эти работы проводились еще в Томске в период с 1961 по 1968гг. Такие машины создавались для проведения узких траншей-щелей шириной 140-300мм в мерзлых и тяжелых грунтах для укладки в них кабелей и других коммуникационных сетей, а также для зимней пересадки деревьев. Идея эта была высказана О.Д. Алимовым в 1961г. В качестве рабочих машин были использованы широко применяемые в то время в горном деле баровые врубовые машины. И эти разработки проводились на глазах всего города Томска, всего коллектива ТПИ. Естественно, работая на кафедре, я тоже был в курсе дел. За сравнительно небольшое время силами кафедры и вовлечением в идею строительных организаций были созданы реально работающие машины, которые условиях зимних сибирских В осуществляли проведение коммуникационных траншей. направлении были найдены новые, запатентованные технические решения, была создана теория работы баровых землерезных машин. Энтузиасты этого направления, работающие с Олегом Дмитриевичем, И.Г., Юдин В.Г., Зелинтер Ф.Ф. такие как Басов направлении первопроходцами В зимнего метода проведения траншей. Ими была издана крупная научная монография «Баровые землерезные машины», а Юдиным В.Г. была защищена под научным Дмитриевича Олега докторская руководством диссертация И продолжены работы в условиях Йошкар-Олы.

<u>б. Теория и практика использования в буровой технике</u> продольного удара.

Еще работая В Томском политехническом институте, О.Д. Алимов всемерно развивал направление совершенствования пневматических ударных машин. Исследовались известные машины, Ленинградского завода «Пневматика», производства финские машины. Строились и широко использовались специальные буровые стенды. В 1960г. Олегом Дмитриевичем была издана монография «Исследование процессов разрушения горных пород», в которой не только был обобщен опыт исследований в направлении, выполненных Шрейнером Эпштейном и др., но и приведен обширный новый материал. Олег Дмитриевич знакомится и очень тесно взаимодействует с ИГД им. Скочинского, в частности с

проф. Александровым Е.В., который является автором известного открытия по удару, согласно которому эффект от ударного разрушения горных пород определяется не только массой и предударной скоростью ударяющего тела, но и его формой.

Где-то к 1966-67 годам стало понятно, что использование методов, изложенных в монографии Александрова Е.В. и Соколинского В.Б. «Прикладная теория и расчеты ударных систем», оказывается недостаточным, необходимо было выходить на теоретически более состоятельные подходы, в частности которым является теория одномерного продольного удара, базирующаяся на волновом уравнении Сен-Венана.

Объективности ради, необходимо сказать здесь, что теория продольного удара к тому времени во Фрунзе уже использовалась применительно к штокам штамповочных молотов. В 1968г. в АН Киргизии была по этой теме защищена диссертация Гладиловым Ю.С., выполненная под научным руководством Березкина В.Г. и при оппонировании академика Леонова М.Я. Я это знаю хорошо, потому что выступал по этой диссертации вторым оппонентом. Работа Гладилова Ю.С. была воспринята школой Алимова О.Д. с большим пониманием и следующая диссертация по продольному удару была выполнена с использованием подходов Сен-Венана, я имею в виду диссертацию Шапошникова И.Д., научным руководителем которой был Алимов О.Д. Эти работы были далее мощно развиты в исследованиях Манжосова В.К., Еремьянца В.Э. и их учеников.

<u>7. Создание буровых устройств для бурения на поверхности Луны.</u>

Исторически сложилось так, что в 1970е годы руководством Советского Союза большое внимание было уделено проблеме освоения Луны. Главным конструктором по созданию аппаратов, способных долететь до Луны, прилуниться, произвести заданные работы и вернуться назад был назначен академик Бармин Владимир Павлович.

Одной из наиважнейших задач в этом проекте была задача произвести бурение лунной поверхности, сделать заборы грунта и доставить их на Землю. Нужно было найти в Союзе такой коллектив ученых-исследователей, который был бы в состоянии обосновать режимы работы, создать действующее устройство, способное произвести бурение и забрать грунт в возвращаемый аппарат.

Главным конструктором был организован и произведен тщательный поиск школы, которая бы в короткие сроки и со стопроцентной гарантией выполнила бы такое задание. Поиск показал, что такое задание можно поручить школе, возглавляемой О.Д. Алимовым. Этот период — период работы над лунником был, пожалуй самым ответственным, самым сложным и самым результативным за время существования школы. Аппарат такой был обоснован, решение найдено, конструкция создана. Он был запущен на спутнике Луна 24, благополучно выполнил задачу и грунт, отбуренный на Луне, был доставлен на Землю.

Я хорошо помню и время работы над проектом, и темп этой работы и триумф от достигнутого успеха. Могу ответственно сказать, что основная заслуга в этом принадлежит Алимову Олегу Дмитриевичу, хотя в этой теме были заняты десятки инженеров и исследователей. Особо, безусловно, здесь надо назвать имена Фролова А.В., Манжосова В.К.

8. Общая теория создания шпуровых буровых агрегатов.

Что касается общих методов создания буровой техники новых поколений машин, то в этом направлении коллективом, возглавляемым О.Д. Алимовым, было, если говорить образно, пропахано все поле проблем.

Начаты эти работы были с создания уникального Атласа конструкций буровых агрегатов, объемом в 110 печатных листов, в котором были описаны все технические решения, найденные за десятилетие с 1964 по 1974 годы. Этот Атлас позже являлся настольной книгой в любом серьезном проектном институте по буровой технике. Полученный опыт позже был распространен на анализ зарубежных разработок, буровые агрегаты были, если говорить научно, дифференцированы на основании функциональных Особо изучались элементов. механизмы манипуляторы, собственно высокомеханизированные машины, управление, обслуживание. С сожалением можно сказать, что случившийся в начале 1990-х годов развал Советского Союза за короткое время привел к потере многих назревших уже тогда идей, которые могли бы привести к коренному совершенствованию процессов, связанных с применением буровой техники. Очень многие передовые угольные и рудные предприятия в этот период вернулись на уровень 50-60-х годов прошлого века. Этот процесс еще не

завершился и можно лишь надеяться, что со временем все те наработки, которые были сделаны коллективом, возглавляемым Олегом Дмитриевичем будут востребованы.

9. Машины для добычи строительного камня.

Что касается проблемы, связанной с добычей природного камня – мраморов, гранитов, базальтов, то благодаря работам, начатым Олегом Дмитриевичем в Киргизии, она была заметна фактически на государственном уровне, она всячески поощрялась руководством республики. За короткое время цоколи многих центральных зданий в Киргизии были облицованы столице высококачественными 3a камнями. время были природными ЭТО проведены целенаправленные поиски залежей таких камней. Коллективом, возглавляемым О.Д. Алимовым были разработаны специальные станки, найдены методы и режимы отделения камней. Большую работу в этом направлении провел ученик Олега Дмитриевича Мухамет Ташалиевич Мамасаидов со своими учениками. Эта важная проблема требовала решения многих новых научных задач, частности задачи создания высокопроизводительных способных разбуривать и очищать механизмов, скважины. Все эти исследования были обобщены в заметной для изданной Алимовым науки монографии, совместно О.Д. Мамасаидовым М.Т.

Насколько мне известно, эта тематика продолжается и теперь, что свидетельствует о преемственности идей поколений.

10. Новые принципы построения прессовых машин.

Можно назвать неожиданной тему, которая как бы вдруг начала разрабатываться под общим руководством Олега Дмитриевича. Это – разработка и создание прессовых машин. Насколько известно это мне, работы такие были инициированы производством, а именно заинтересованностью бывшего в Киргизии мощного машиностроительного завода им. Ленина. Эта связь с заводом, вопервых, была потребна производству, а во-вторых, она требовала оперативности решений. За короткое время были выдвинуты новые идеи, запатентованные в СССР, разработаны проекты прессов и они были воплошены в металле.

Наиболее активно в этом направлении работал Абдраимов Самудин, ему удалось по прессовым машинам защитить докторскую

диссертацию. Это событие происходило в Алма-Ате, я присутствовал на этой защите и выступал в поддержку, сказал, что школа Олега Дмитриевича, сам Абдраимов С. буквально ворвались в проблему, которой специалисты занимались десятками лет, веками. К сожалению, после начала 90-х годов распался и Союз и завод им. Ленина, но мне представляется, что идеи, над которыми работал коллектив возглавляемый Олегом Дмитриевичем и Самудином Абдраимовым еще будут востребованы.

Завершая этот краткий обзор идей и разработок коллективами ученых и инженеров, которыми руководил Олег Дмитриевич, выскажу свое мнение об Олеге Дмитриевиче так — вклад его в механику машин, особенно горного направления настолько значителен, что еще многие годы этот вклад будет использоваться новыми поколениями ученых и инженеров и по существу и как пример творческого отношения к задачам реальной практики.

Я думаю, что осмысливание того, что было сделано Олегом Дмитриевичем, может быть превращено в исследование диссертационного уровня.

В связи с рассуждениями о творческом вкладе О.Д. Алимова в горную науку невольно возникает вопрос о ценности его идей и разработок. Представляете, что сделать это можно лишь на примере какого-то сравнения. Попытаюсь это сделать на фоне.

На наших, его учеников глазах в 1965-1989 годах, т.е. на протяжении 25 лет наблюдалась деятельность разных по своему научному подходу людей, отдающих все свои силы и научному творчеству. Я беру на себя смелость дать некоторую сопоставительную оценку наиболее видных, заметных ученых того времени, являющихся академиками Киргизской АН – М.Я. Леонова и О.Д. Алимова. Это своевременно, т.к. в прошлом 2012г. мы здесь же в Киргизии, в Бишкеке отмечали 100летие со дня рождения Леонова М.Я. акалемика Сегодня, ГОД спустя, настоящая конференция посвящена 90летию академика Алимова О.Д.

Многие из присутствующих здесь имели возможность ИХ слушать, наблюдать Их видеть, 3a ними. общение. взаимоотношения были заметны и были очень не простыми. Периодически они были вполне благосклонны друг к другу, а порой и остро противоречивыми. Противоречия основывались на их взглядах, на понимании самой науки. Позволю себе сделать некоторый анализ этих взаимоотношений.

При современном взгляде на науку вообще, важно видеть и понимать единство и противоположность двух вроде бы очевидных понятий, а именно понятия «открытие» и понятия «изобретение». И то, и другое есть продукт научного творчества, но они отличаются принципиально именно в том, что открытие есть вскрытая некая объективная реальность, существующая в природе независимо от человека. Но эта реальность становится очевидной лишь тогда, когда человек-ученый это заметил, т.е. открыл. Ведь ни один из законов Ньютона не создан Ньютоном, он лишь открыл их, а созданы они самой природой. Другое дело изобретение. Это – обязательно продукт деятельности мозга человека. Любое изобретение человека природой, человека создано даже ДО предусмотрено.

Впервые на это обратил внимание еще Иммануил Кант в 1790г. Он написал буквально так: «Изобрести что-то – это совсем не то, что открыть; ведь то, что открывают, предлагается уже существующим до этого открытия, только оно еще не было известным, например, Америка до Колумба; но то, что <u>изобретено</u>, например, порох, не было никому известно до мастера, который его сделал».

Совершенствование жизни человека идет через открытие законов природы и через изобретения новшеств полезных для этой жизни. Именно здесь, представляется, идет граница между классической наукой, как познания тайн природы и науками техническими, направленными на изобретение нового.

В объективном смысле противоречий между классическими и техническими науками нет и быть не может. Это бы просто не согласовывалось со здравым смыслом. Тем не менее, противоречия такие существуют, они возникают лишь как субъективные, т.е. зависящие от миропонимания отдельных личностей, конкретных людей.

Плохо это или хорошо, что такие субъективные взгляды возможны и что они бывают непримиримыми? Наверное они нужны, уже потому, что должен существовать какой-то ограничитель, край, где между пользой и вредом стирается граница. Вот то, что происходит в настоящее время в России в связи с реформированием Российской Академии наук имеет принципиальные корни, отмеченные выше. Человек, способный к открытиям, мозг которого в состоянии погрузиться в действительность настолько, что ему вдруг откроются некие тайны, до него никем не открытые, должен сидеть в своем кабинете, в келье и не отвлекаться на быт, на повседневность,

на частности. А человек, способный изобретать новое, должен быть обыденной жизни, постоянно быть внутри практикой. производством, рядом c Наверное примером может быть сравнение таких двух великих русских академиков как Курчатов И.В. и Королев С.П. Один из них, открыватель, второй – изобретатель. Кто более матери природе ценен? Или взять антиподов – академика Николая Ивановича Вавилова, ученого генетика и Трофима Денисовича Лысенко -ВАСХНИЛ. президента Тогда борьба заканчивалась трагедией, прямым уничтожением противника. Но, Королев С.П. сумел доказать свою состоятельность как уникальный инженер-ученый, а Лысенко этого сделать не удалось и он остался в памяти людей как некий казус.

Если возвратиться к сравнению вклада в науку академиков Леонова М.Я. и Алимова О.Д., то с позиций, изложенных выше, можно кратко сказать, что Леонов М.Я. был открыватель, а Алимов О.Д. – изобретатель. Их субъективные взгляды друг на друга имели право быть несовпадающими. Леонов умел открывать и это влечение наполняло его жизнь. Мы видели его в задумчивости ходящим по улицам города. Это была его стихия. Заниматься изобретательством ему было не интересно.

Алимов О.Д. умел изобретать, а изобретения часто являются коллективным творчеством, поэтому вокруг него всегда была команда, люди, с которыми продумывались изобретения, оформлялись, реализовывались. А потому конкретные конструкции машин – вот, что было для него приятнее, ценнее всего.

Вряд ли очаровывала или могла очаровать Олега Дмитриевича еще одна, выведенная Михаилом Яковлевичем формула. Чтобы дойти до очарования, нужно глубоко осознать, а в этом надобности не было. Также конкретный новый буровой агрегат, пресс, лунное буровое устройство, созданные Алимовым О.Д. совместно с учениками, не очаровали бы Михаила Яковлевича. В связи с этим можно утверждать — не им судить друг о друге, их мнения друг о друге субъективны, а потому могли быть ложными. Ни Леонова М.Я., ни Алимова О.Д. уже нет в живых. Мы можем только констатировать, что эти люди были творчески одаренными, талантливыми по-своему, очень заметны среди других.

Я хорошо знал и Олега Дмитриевича – 50 лет мы с ним работали вместе (с 1953г. по 2003г.), и Михаила Яковлевича (с 1964 по 1989гг.)

– 25 лет. И с тем, и с другим у нас часто возникали откровенные разговоры, в том числе о каких-то их качествах. Лично я с глубоким уважением относился и к Олегу Дмитриевичу, и к Михаилу Яковлевичу. Я отчетливо видел их неординарность, как мог стремился их взаимоотношения сближать и никогда не делал ничего, что бы, хотя ненароком, ухудшало их взаимоотношений. Могу сказать с сожалением, что такое мое поведение и той, и другой стороной не вполне понималось.

Кому-то может показаться, что этот мой разговор сегодня неуместен, но надо иметь в виду, что и многим из нас — ученикам Олега Дмитриевича и Михаила Яковлевича уже далеко за 50 лет, а потому как-то оставить в памяти свои мнения, свое понимание бурных научных процессов и даже сражений, которые выпали на третью четверть XX века в центре научной мысли Киргизии, в её Академии наук, важно или даже необходимо.

Теперь особо о сегодняшнем юбиляре.

Олег Дмитриевич был всегда на виду, в центре действия, но я не скажу, что он был открытым человеком, тайна в его поступках и поведении всегда присутствовала. Его внешний вид, рост, манеры всегда помогали ему, выделяли его среди других. Он был человеком смелым и решительным, он был всегда уверен в своем поведении, в своих поступках, доверял своей интуиции, он ценил помощь тех, кто имел положение выше его, поддерживающих его.

У Олега Дмитриевича были в жизни большие победы, но были и поражения. Выход из поражений он искал лишь в себе, в своих воле и разуме, любую попытку окружающих помочь ему, посоветовать, он принимал за обиду.

Всё, что я говорю сейчас, я не мог сказать лично ему, он бы с чем-то не согласился.

SOME JUDGEMENTS ABOUT O.D. ALIMOV'S CREATIVE HERITAGE ON THE OCCASION OF THE 90 ANNIVERSARY FROM THE DATE OF ITS BIRTH

Dvornikov L.T.

Keywords: scientist, contributor, history of a science, mechanic.

In the present paper it is told about life and creativity of academician Oleg Dmitrievich Alimov. The short historical information on its basic directions of scientific activity is reduced.

ИСТОРИЧЕСКАЯ РЕТРОСПЕКТИВА ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОБЛЕМ ТЕОРИИ ПРОДОЛЬНОГО УДАРА, ПРИМЕНИТЕЛЬНО К МАШИНАМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Жукова Е.В., магистрант;

Жуков И.А., к.т.н., доцент, заместитель заведующего кафедрой теории и основ конструирования машин;

Подгорных Л.Б., к.ф.н., доцент, заведующий кафедрой философии *Сибирский государственный индустриальный университет*,

г. Новокузнецк

E-mail: tmmiok@yandex.ru

Ключевые слова: теория удара, продольный удар, история.

В статье приведена историческая информация о становлении и развитии теории продольного удара. Излагаются основные достижения ученых-исследователей в области создания машин ударного действия.

современной Мир техники представлен широким многообразием различных машин и механизмов. Основной задачей развития уровня производства является повышение долговечности и надежности конструкций, сокращение времени их разработки и эксплуатационных внедрения, повышение качественных И показателей. Надежность и долговечность машины зависит от прочностных характеристик элементов, от уровня динамических нагрузок, действующих на ее элементы, который тем больше, чем больше интенсивность изменения действующих сил. И в этом плане наибольшей интенсивностью изменения обладают ударные силы. Существует множество машин, в которых ударные нагрузки создаются специально для получения больших сил, необходимых для деформирования или разрушения весьма прочных сред.

Изучение ударных процессов относится к числу наиболее актуальных проблем механики, связанных с оценкой поведения различных конструкций в условиях воздействия интенсивных импульсных нагрузок, которые возникают при эксплуатации многих современных сооружений, механизмов и приборов. Эти задачи

решались различными исследователями как теоретически, так и экспериментально.

Цель данной работы – проследить историю теории продольного удара и оценить вклад ученых в её становление и развитие.

Теория удара насчитывает в своем развитии около четырех столетий [1-5]. Становление теории удара непосредственно связано со становлением классической механики. В течение почти всего XVII века оставалась злободневной проблема удара: что происходит при соударении тел и как оценить эффект удара? У этой задачи был и технический аспект (обработка металлов ударом, действие пушечного ядра и т.п.), но она имела также первостепенное теоретическое значение, и с нею теснейшим образом связано формирование основ динамики.

К одним из первых работ в области удара можно отнести исследования, выполненные еще в XVII веке *Галилео Галилеем* (1564-1642) [6]. Он анализирует практические задачи: забивание молотком сваи и т.п. Но ему не удалось построить удачную упрощенную модель явлений, и он не смог записать каких-либо определенных количественных формулировок.

На исследование удара Галилей затратил многие сотни и тысячи часов в течение более чем 40 лет и нашел простое объяснение. Его результаты изложены в «Discorsi», в беседе шестого дня. Его ученик Вивиани, описывая последние месяцы жизни ученого, говорит о том, что в новом издании «Discorsi» Галилей собирался изложить новое учение, «трактуя геометрически удивительную силу удара». Из отрывков, включенных Вивиани в посмертное издание «Discorsi», видно, что он проводил и эксперименты. Физика удара Галилея сводится к двум положениям: сила удара зависит от скорости соударяющихся тел; сила удара бесконечно велика. Слово «сила» в этих утверждениях не следует, видимо, понимать в современном смысле. В первом из них имеется в виду некоторый суммарный эффект соударения. Второе утверждение не более парадоксально, чем принятое позже определение конечного импульса, сообщаемого при ударе и равного произведению бесконечно большой силы на бесконечно малый промежуток времени, в течение которого сила Чтобы оценить значение произведения действует. достаточно сказать, что оно открыло дорогу «Математическим началам натуральной философии» Ньютона и заложило основы науки о сопротивлении материалов.

Как показывают сохранившиеся наброски Галилея – результат его многолетних размышлений над проблемой удара, он стремился найти какой-то субстрат, соответствующий динамическому понятию силы. Идея о принципиальном сохранении движения в природе уходит своими корнями в глубь истории. Уже Галилей применял его, но скорее интуитивно, а не как результат наблюдения. Первым, кто придал ей действительно строгий вид, был *Рене Декарт* (1596-1650) [7]. С именем Рене Декарта связано введение в динамику понятия о количестве движения, или импульса. Рождение этого понятия произошло во Франции в середине XIV веке. Оно имело большое значение в философии Декарта, в частности в его исследованиях, касающихся теории удара.

В своих «Началах философии» Декарт формулирует семь правил об ударе тел. Все эти правила относятся к прямому соударению двух тел при различных отношениях их скоростей и величин, и все они неверны, за исключением первого (два равных тела сталкиваются с равными и противоположно направленными скоростями), и то, если считать тела идеально упругими. На неудовлетворительность этих правил позднее указал Гюйгенс. В частности, он отметил, что, исследуя явления удара двух тел, движущихся по одной прямой, в зависимости от направления движения количеству движения нужно придавать знак «плюс» или «минус».

Проблема удара после Галилея и Декарта оставалась открытой. Исходные причины труднообъяснимого положения дел лучше всего можно проследить по трудам творивших непосредственно после них известных ученых.

Дальше Галилея и Декарта в первой половине XVII века продвинулся, чешский ученый Йоханнес Маркус Марци (1595-1667). В работе «О соотношениях движений» («De proportione motus seu regula sphymica», Прага, 1639г.) он различает тела абсолютно упругие (dura), хрупкие и неупругие (mollia) и описывает свои опыты над соударением абсолютно упругих тел. Маркус Марци в своих выводах правил, формулирует общих НО правильно определяет соотношение скоростей до и после удара с учетом «величины» тел. В основном Марци получил те же результаты, которые изложены Кристофером Реном (1632-1723) в 1669г. Но в отличие от Рена, Марци рассмотрел кроме прямого, боковой удар шаров.

Новые крупные успехи по проблеме удара в механике после Галилея и Декарта были достигнуты Христианом Гюйгенсом (1629-1695) [8]. Уже в 1652г., через восемь лет после выхода «Начал философии» Декарта, Гюйгенс высказал свои первые сомнения в правильности законов Декарта, за исключением первого закона, который он признал верным (для упругих тел). Четырьмя годами позже Гюйгенс написал свой первый трактат «Об ударе тел». Гюйгенс ограничился рассмотрением центрального удара упругих тел, состоящих из одного и того же вещества. Исходной точкой при рассмотрении соударения одинаковых масс является для него следующая аксиома (1-е правило Декарта): если два равных тела сталкиваются друг c другом c одинаковыми, противоположно направленными скоростями, то направление их движения меняется на противоположное без изменения скорости. В 1661г. в Лондоне он демонстрирует законченность своей теории членам организующегося там Королевского общества.

В 1668г. в Лондоне Королевское общество объявляет конкурс на тему о законах удара, принять участие в котором были приглашены Рен, Джон Валлис (1616-1703) и Гюйгенс. В ответ приглашение Гюйгенс направил в 1669г. работу, которая содержала не все его результаты по упругому удару; при этом наиболее общий – определение скоростей после удара неравных тел, сталкивающихся с различными скоростями, - был дан без доказательств. В результате проблема удара была решена только в крайних ее случаях: упругий и неупругий центральные удары. Королевское общество опубликовало только статьи Валлиса и Рена, что побудило Гюйгенса опубликовать свои правила во французском журнале (в том же 1669г.). Мемуар Гюйгенса «О движении тел под влиянием удара» был опубликован только после его смерти. Одним из важнейших результатов его теории было установление принципа сохранения живых сил при упругом ударе.

Вскоре после конкурса Эдм Мариотт (1620-1684) напечатал свой «Трактат об ударе или соударении тел» («Traite de percussion et du choe des corps», 1678), в которой обобщил исследования в этой области. Основываясь на работы Гюйгенса, Валлиса и Врена, он дополнил их исследования новыми многочисленными экспериментами.

В 80-х годах XVII века, упомянув о трудах Врена, Валлиса, Гюйгенса и Мариотта, *Исаак Ньютон* (1643-1727) посвятил

работы своей «Математические страниц несколько начала (1687)философии» [9] проведенным натуральной ИМ самим экспериментам. Ньютон исследовал задачи динамики, в том числе и задачу удара. Он подробно рассмотрел сначала (в 1664г.) неупругий удар двух тел. В отличие от Декарта Ньютон складывает количества движения алгебраически и фактически оперирует с ними как с направленными величинами. Он сравнивает упругий удар со сжатием разжимающейся пружины. Соударяющиеся шары сначала изменяют свою форму, сплющиваясь при соприкосновении, пока на мгновение они останавливаются – тогда, когда взаимное давление больше всего. А если тела абсолютно упруги (у Ньютона – «абсолютно тверды»), соударение мгновенно, и шары не изменяют своей формы. Таким образом, Ньютона подходил к введению понятия «коэффициента восстановления». Однако главное, что внес Ньютон в изучение удара, это не столько новые эксперименты, сколько та связь, которую он установил между явлениями удара и сформулированным им законом равенства действия и противодействия. Теория Ньютона является теорией соударения двух простой тел применяется в настоящее время для решения многих практических задач.

Young, Юнг 1773-1829) (Thomas первый Томас насколько значительным может быть динамический эффект нагрузки. Одна из основных его работ – это курс лекций по натуральной механике [10]. В этой работе И Юнг соображения о разрушении упругих тел ударом, учитывая не вес ударяющего тела, а его кинетическую энергию. Юнг сделал много для научного построения теории сопротивления материалов, введя в нее понятие модуля упругости при растяжении и сжатии. Он оказался, к тому же, основоположником изучения напряжений, вызываемых ударом, и указал метод вычисления их для идеально упругих материалов, следующих закону Гука до разрушения.

Жан Виктор Понселе (Poncelet Jean Victor, 1788-1867), побуждаемый современной ему практикой проектирования висячих мостов, входит в более подробное изучение динамического действия. Пользуясь диаграммами своих испытаний, он показывает, что до предела упругости железный брус способен поглотить лишь малую долю кинетической энергии и, что в условиях удара, легко могут быть вызваны остаточные деформации. Понселе доказывает аналитически, что внезапно приложенная нагрузка вызывает вдвое

большее напряжение, чем та же самая нагрузка, приложенная статически (с постепенным возрастанием до полной величины). Он исследует влияние продольного удара на брус и вызываемые таким ударом продольные колебания.

Пуи Мари Анри Навье (1785-1836) рассматривал продольные колебания призматических стержней при ударе. В своих исследованиях он принимал, что после удара движущееся тело не отделяется от стержня, по крайней мере, в течение полупериода основной формы колебаний.

Научные исследования в области теории упругости были начаты Францем Нейманном (Franz Neumann, 1798-1895). Некоторые его результаты исследований были включены в курс лекций [11], содержанием последней главы которых являются колебания струн, призматических стержней. Исследуя колебания круглого вала, Нейманн выводит необходимые уравнения в более полном виде, чем это делалось раньше, т.к. принимает во внимание не только продольные, но также и радиальные смещения частиц. Он дает приближенный метод решения этих уравнений и использует результаты в задаче о продольном ударе цилиндрических стержней. Нейманн первый при этом указывает, что в исследовании продольного удара основе принципа сохранения колебания стержней. необходимо учитывать И Этой занимался позднее Сен-Венан. Обозначения Нейманна для компонент напряжения были впоследствии приняты многими авторами: частности, их принял A. Ляв, исследовавший проблему удара в начале XX века и её историю.

Дальнейшее изучение теории удара было продолжено Барре де Сен-Венаном (Barre de Saint-Venant, 1797-1886). Сен-Венан исследует продольный удар бруса с телом. Рассматривая призматический брус, защемленный одним концом и подвергающийся продольному удару на другом конце, он предполагает, что при ударе в брусе возникает равномерного Сен-Венан сжатия. нашел, получения решения нужно было сделать всего лишь небольшой шаг, воспользовавшись для этой цели тригонометрическим рядом Навье, и что представить это решение нужно было в конечной форме. Такое решение было найдено Буссинеском (Boussinesq), а также Себером (Sebert) и Гюгонио (Hugoniot). Сен-Венан не систематизировал свои многочисленные исследования в области теории упругости в виде книг, зато он издал лекции Навье «Resume des Lecons...» (1864), а также перевел и издал «Теорию упругости твердых тел» Клебша (1883) (Clebsh A. Theoie der Elastizität fester Körper) [12].

Теория удара Сен-Венана предполагает, что соприкосновение происходит в один и тот же момент времени по всей площади торца. Это требование не осуществимо на практике, о чем свидетельствуют Вольдемаром выполненные Фойхтом (1850-1919)приведшие к результатам, которые расходились с выводами теории. Побуждаемый интересом к теории Сен-Венана о продольном ударе призматических стержней, Фойхт провел серию металлических образцов. Он получил результаты, расходящиеся с теоретическими. Фойхт вносит допущение, что два соударяющихся образца разделяются «слоем перехода», который принимает на себя все несовершенства контактных поверхностей. Надлежащим выбором характеристик ЭТОГО слоя ОНЖОМ достигнуть удовлетворительного согласия между практикой и теорией.

Генрих Рудольф Герц (Hertz H., 1857-1894) интересовался теорией сжатия упругих тел и в январе 1881г. представил в Берлинское физическое общество свою знаменитую работу по этому вопросу [13]. Он не только предложил в ней общее решение проблемы, но и применил его в частных случаях и составил таблицу для упрощения вычислений в практических расчетах. Далее, он распространил свою теорию на удар И вывел формулы для определения продолжительности удара двух шаров и возникающих при этом напряжений. В основе этой модели Герца лежат две гипотезы: 1) предполагается, что эффекты, определяющие развитие процесса удара, охватывают лишь небольшие области внутри тел, примыкающие к поверхности контакта, а общие деформации тел не учитываются; 2) принимается, что зависимость контактной силы при деформации при ударе остается такой же, как и при статическом сжатии твердых тел. В результате задача о прямом соударении упругих тел была сведена к задаче о соударении двух твердых тел с находящимся между ним упругим элементом.

Гораздо лучшего согласия с теорией Сен-Венана удалось достигнуть *Рамзауэру*, применявшему в своих испытаниях вместо стержней винтовые пружины. Таким путем скорость распространения продольных волн была уменьшена, и время, которое требовалось для того, чтобы волна распространилась по образцу и вернулась обратно, получилось достаточно большим в сравнении с тем, которое необходимо для выравнивания небольших неровностей на торцах.

Есть, однако, другой путь придать условиям на концах при ударе большую определенность — это применить образцы со сферическими концами и учесть местные деформации при контакте по теории Герца. Такое исследование было проделано *Сирсом* в 1905г.

Главный вклад Лорда Рэлея (Джон Уилльям Стрэтт, 1842-1919) в науку о теории удара содержится в его книге «Теория звука» [14]. В первом томе этой книги исследуются колебания струн, стержней, мембран, пластинок и оболочек. В задаче о колебаниях струны он показывает, как найти приближенное решение в том случае, если масса струны распределена по ее длине неравномерно, причем он учитывает здесь и влияние, оказываемое на частоту колебаний малой сосредоточенной массой, укрепленной на струне. Переходя затем к продольным колебаниям стержней, он дает оценку погрешности, проистекающей из того, что мы пренебрегаем инерцией поперечного движения частей, не лежащих на оси. Он указывает, что для стержня круглого сечения полученный им результат находится в хорошем строгой выводами более теории, предложенной согласии Похгаммером.

В XX веке исследования продольного удара стержней получили значительное развитие.

Тимошенко С.П. является автором множества трудов в области механики сплошных сред и сопротивления материалов. Выполнил цикл работ по кручению, удару и колебаниям стержней [15, 16], решил задачу о концентрации напряжений вблизи отверстий.

Николаи Е.Л. в 1930 году в Ленинградском политехническом институте организовал новую специальность, которая вначале называлась «Динамические явления в машинах и механизмах», а затем «Динамика и прочность машин».

Динник А.Н. [17] в 1909 году защитил диссертацию на тему «Удар и сжатие упругих тел» на степень адъюнкта прикладной механики, эта работа явилась развитием теории Герца.

Бидерман В.Л. [18] проводил теоретические и экспериментальные исследования удара в деталях конструкций с учетом местных деформаций, а также распространением упругопластических волн.

Основные работы *Кильчевского Н.А.* [19] посвящены общей механике, теории оболочек, статическим и динамическим контактным задачам теории упругости, теории удара, применением интегральных уравнений. Им обобщены постановка и методы

решения статических и динамических трехмерных контактных упругих и упруго-пластических задач. Разработал новый подход к аналитического описания процессов, сопровождающих динамическое контактное взаимодействие твердых тел.

Гилелевичу Пановко принадлежат существенные результаты в строительной механике, прикладной теории упругости и пластичности, [20]. колебаний удара теории И Я.Г. предложил исключительно простой И эффективный приближенный метод исследования нелинейных задач метод прямой линеаризации, с помощью которого колебаний – решено много важных прикладных задач. Принципиальное значение имеет цикл его работ по учету внутреннего и внешнего рассеяния энергии в прикладных задачах теории колебаний механических систем. Эти и другие результаты исследований Я.Г. Пановко прочно вошли в арсенал основных средств инженерной науки.

В 60-х годах XX века применение ударных технологий в горнодобывающей промышленности, строительстве, машиностроении привели к значительному количеству теоретических и экспериментальных исследований в области продольного удара. Продольные колебания технологически необходимы при ударном разрушении хрупких сред, в частности при бурении горной. В этом направлении известны работы следующих ученых.

Алабужев П.М. [21] — признанный авторитет в области исследования машин ударного действия, создания виброзащитных систем, управления формой импульса с помощью параметрической оптимизации оборудования. Существенным вкладом Алабужева П.М. в науку и практику является решение сложных вопросов, связанных с разработкой основ динамики машин ударного действия, теории подобия и моделирования, теории удара, выбора оптимальных параметров машин, уменьшения вибраций и повышения надежности и долговечности узлов и деталей. Его работы по теории прочности машин и механизмов стали основой для развития важнейшего научного направления — горного машиностроения, продолженного профессором О.Д. Алимовым.

Александров Е.В., Соколинский В.Б. – авторы крупной монографии [22], посвященной теории и методам расчета ударных систем. В их работе рассматривается процесс соударения твердых тел с позиций классической теории удара. Приводится подробный критический анализ этой теории и область рационального

применения полученных формул. Комбинацией методов теории упругости с классической теорией удара ими получены решения для соударения тел через упругие промежуточные элементы с учетом сжимаемости тел. В работе Александрова Е.В., Соколинского В.Б. приведены основы волновой теории плоского продольного удара, введено понятие ударной жесткости тела, изложен метод составления и решения системы волновых уравнений на граничных поверхностях с применением вспомогательных волновых диаграмм.

Стихановского исследования Б.Н. посвящены параметров определению важнейших взаимодействия твердых деформируемых тел при упругопластических деформациях в зоне контакта с учетом распространения волн для средних скоростей Прикладное центрального удара. применение отомкрп Стихановского Б.Н. отражение изобретениях, нашло конструировании, изготовлении и испытаниях целого ряда новых типов машин, стендов и устройств ударного действия, защищенных авторскими свидетельствами на изобретения, а также новых датчиков измерения характеристик приборов ДЛЯ динамических виброударных перегрузок радиоэлектронных приборов и изделий.

Из зарубежных исследователей необходимо назвать Арндта Ф.К., Дата П.К., Сирса А.Е., Ферхарста Ч., Фишера Г.

Переход на качественно новый уровень исследований в этой области был осуществлен в Киргизской ССР. Его начало связано с именем академика Леонова Михаила Яковлевича, которым в середине 60-х годов сформулирован ряд задач по динамике штамповочных молотов. Это же время можно считать зарождением целого научного изучению продольных колебаний направления по ударного действия для бурения шпуров. Создателем и руководителем является профессор Леонид ЭТОГО направления Трофимович Дворников. Наиболее существенные результаты, полученные до 1975 года, этих исследований обобщены в монографии [23] и ряде публикаций.

Исследованиями продольного удара, применительно к ударным системам технологического назначения, занимались в различные годы: Алимов О.Д., Андреев В.Д., Губанов Е.Ф., Дворников Л.Т., Еремьянц В.Э., Иванов К.И., Манжосов В.К., Мясников А.А., Рындин В.П., Саруев Л.А., Тагаев Б.Т., Федотов Г.В., Шапошников И.Д. и ряд других исследователей.

Алимов О.Д. в 1953 году защитил кандидатскую диссертацию на тему «Исследования механизма разрушения горных пород при ударно-вращательном бурении и исходных размеров бурильных молотков». Он является одним из создателей научной школы в области горного машиноведения. Алимовым О.Д. обоснованы рациональные параметры конструкций буровых машин. Результаты при проведении уникальных реализованы «Луна-24», «Венера-14», «Венера-15». экспериментов составе межпланетной станции «Луна-24» осуществлены забор грунта с поверхности Луны и доставка его на Землю. Во время работы в АН Киргизии Алимовым О.Д. решаются новые проблемы в области теории удара и силовых импульсных систем с пневматическими связями.

Андреевым В.Д. разработан метод кусочных волн в задаче о продольном ударе упругих тел сложной геометрической формы в постановке Сирса.

Большой вклад в развитие исследований процессов формирования ударных импульсов внес *Иванов К.И.* В своих работах [24] он решает проблемы повышения эффективности передачи энергии по упругим волноводам в обрабатываемую среду.

Манжосовым В.К., Еремьянцем В.Э. в соавторстве с Алимовым О.Д. в 1985 году опубликована монография [25], в которой рассмотрены особенности ударных процессов в машинах ударного действия, изложены модели продольного удара и методы их исследований, показаны результаты исследований процессов генерирования упругих волн деформаций в ударных системах

Саруев $\Pi.A.$ в 1969 году защитил кандидатскую диссертацию на «Исследование некоторых факторов, определяющих конструкцию и производительность установки для вращательноударного бурения веера скважин малого диаметра», а в 1987 – докторскую диссертацию на тему «Рабочие процессы и выбор параметров станков бурения взрывных ДЛЯ скважин диаметра». Благодаря созданному им оригинальному стенду с искусственными скважинами удалось провести экспериментальные процессов В бурильных динамических исследования конструкций обосновать направления различных И ИХ совершенствования.

Рындин В.П. в 2005 году защитил докторскую диссертацию на тему «Определение энергетических параметров и совершенствование

динамики ударных систем бурильных машин». А в 2009 году им опубликована монография «Волновые процессы в бурильных машинах ударного действия», посвященная исследованиям динамических явлений в бурильных машинах ударного действия.

В XXI глубокому исследованию проблем продольного удара посвящены работы Дворникова Л.Т. (Новокузнецк), Доронина С.В. (Красноярск), Еремьянца В.Э. (Кыргызстан), Манжосова В.К. (Ульяновск), Мясникова А.А. (Кыргызстан), Ушакова Л.С. (Орел), Шапошникова И.-И.Д. (Германия), Юнгмейстера Д.А. (Санкт-Петербург) и их учеников [26].

Однако, несмотря на столь обширный круг исследователей, значительно сузившийся в настоящее время, проблема разработки научных основ и инструментальных средств исследования ударных систем, применительно к машинам для разрушения хрупких сред, представляется весьма актуальной и достаточно остро стоит перед производителями ударных систем технологического назначения, к которым могут быть отнесены отбойные молотки, гидромолоты, пневмоударники, буровые установки вращательно-ударного и ударно-поворотного действия и т.п.

Работа выполнена в рамках гранта Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых МК-854.2014.1.

Библиографический список

- 1. Веселовский И.Н. Очерки по истории теоретической механики. М.: Высшая школа, 1974. 288 с.
- 2. Григорьян А.Т. Механика от античности до наших дней. М.: Наука, 1974. – 479 с.
- 3. Жуковский Н.Е. Полное собрание сочинений. Том 1. Общая механика. Москва, 1937. 640 с.
- 4. История механики с древнейших времен до конца XVIII века. Под общ. ред. А.Т. Григорьяна и И.Б. Погребысского. М.: Наука, 1971. 414 с.
- 5. Тимошенко С.П. История науки о сопротивлении материалов с краткими сведениями из теории упругости и теории сооружений. М.: Гос. изд-во науч.-тех. лит-ры, 1957. 536 с.
- 6. Галилей Г. Беседы и математические доказательства, касающиеся двух новых отраслей науки, относящихся к механике и местному движению. Избранные труды. В 2 т. М.: Наука, 1964.

- 7. Декарт Рене. Избранные произведения. М-Л.: Госполитиздат, 1950. 712 с.
- 8. Гюйгенс Х. Три мемуара по механике. Перевод, редакция и примечания К.Г. Баумгарта. М., Изд-во АН СССР, 1951. 382 с.
- 9. Ньютон Исаак. Математические начала натуральной философии. М.: Наука, 1989. 688 с.
- 10. Thomas Y. A course of lectures on natural philosophy and the mechanical arts. London, 1807. 738, 796 p.
- 11. Neumann F. Vorlesungen fiber die Theorie der Elasticitat der festen Korper und des Lichtathers / Под ред. О.Е. Майера (Meyer O.K.). Leipzig, 1885.
- 12. Clebsch A. Theorie de l'elasticite des corps solides / V.f. Saint-Venant. Paris: Dunod, 1883 980 p.
- 13. Hertz H. J. reine angew. Math. 1881. T. 92. P. 156-171.
- 14. Rayleigh. Theory of sound. London: Macmillian, 1877.
- 15. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.-Л., Физматгиз, 1959. 439 с.
- 16. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.-Л., Физматгиз, 1959.-439 с.
- 17. Динник А.Н. Удар и сжатие упругих тел. Киев: Киев. политехн. ин-т, 1909. 108 с.
- 18. Бидерман В.Л. Теория удара. М.: Машгиз, 1952. 76 с.
- 19. Кильчевский Н.А. Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар. Киев: Наукова думка, 1976. 320 с.
- 20. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Изд. 3-е., доп. и перераб. Л.: Машиностроение, 1976. 133 с.
- 21. Алабужев П.М. Введение в теорию удара / П.М. Алабужев, Б.Н. Стихановский, И.Я. Шпигельбурд. Новосибирск: Изд-во НЭТИ, 1970. 157 с.
- 22. Александров Е.В. Прикладная теория и расчеты ударных систем / Е.В. Александров, В.Б. Соколинский. М.: Изд-во «Наука», 1969. 201 с.
- 23. Алимов О.Д. Бурильные машины / О.Д. Алимов, Л.Т. Дворников М.: Машиностроение, 1976. 295 с.
- 24. Иванов К.И. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. Изд. 2, перераб. / К.И. Иванов, М.С. Варич, В.И. Дусев и др. М.: Недра, 1974. 408 с.

- 25. Алимов О.Д. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах / О.Д. Алимов, В.К. Манжосов, В.Э. Еремьянц. М.: Наука, 1985. 360 с.
- 26. Жуков И.А. Современные задачи применения теории продольного удара в технике // Теория машин и рабочих процессов: Сб. тр. междунар. научно-практ. конф. (Бишкек, 17-18 сент. 2013г.). Бишкек: Ин-т Маш., 2013. С. 22-27.

HISTORICAL RETROSPECTIVE SHOW OF PROBES OF PROBLEMS OF THE THEORY OF DIRECT IMPACT, WITH REFERENCE TO MSCHINES OF TECHNOLOGICAL ASSIGNMENT

Zhukova E.V., Zhukov I.A., Podgornyh L.B.

Keywords: blow theory, direct blow, history.

In a paper the historical information on formation and development of the theory of direct blow is reduced. The basic reaching of scientists-researchers in the field of creation of cars of shock operation are stated.

ПРОСТЕЙШИЕ МЕХАНИЗМЫ В ИСТОРИИ НАУКИ И ТЕХНИКИ

Попугаев М.Г., к.т.н., доцент кафедры менеджмента качества; **Подгорных Л.Б.**, к.ф.н., доцент, заведующий кафедрой философии *Сибирский государственный индустриальный университет*, г. Новокузнецк

E-mail: fdba@yandex.ru

Ключевые слова: простые механизмы, трехзвенные соединения, Архимед, кинематические пары.

В статье приводятся простейшие механизмы. Рассматриваются сходства и различия между античными простейшими и современными механизмами.

История возникновения теории механизмов и машин как науки, говорит о том, что основывалась она на формулировании основных понятий и определений объекта исследования – механизма, его составных элементов – звеньев и кинематических пар, обоснования критериев отличия механизмов друг от друга, их классификаций и систематизаций. Интерес к исследованиям простейших механизмов достаточно велик, сегодня ЭТИ механизмы находят широкое применение в практике машиностроения, в связи, с чем возникает необходимость сравнительного анализа их с теми простейшими «машинами», которые были еще во времена Архимеда. Попытаемся выявить сходство и различие между античными простейшими и современными механизмами в понимании А.П. Малышева, И.И. Артоболевского и др.

Греческая цивилизация, сменившая на исторической сцене Египет и Вавилон, является яркой и удивительной страницей в истории человечества. Греческие ученые и философы открыли свою собственную, неповторимую страницу истории науки. Их достижения в математике, геометрии, механике и некоторых других областях имели огромное значение.

Ученые-науковеды выделяют две крайние точки зрения, которые находятся в радикальном противоречии друг с другом. Первая основывается, на том, что наука родилась в Европе лишь в

XVI-XVII вв., в период «великой научной революции». Вторая точка зрения, не накладывает на понятие науки сколько-нибудь жестких ограничений. Наукой в широком смысле слова считают любую совокупность знаний, относящуюся к окружающему человека реальному миру.

указывает И.Д. Рожанский «...Вторая точка превращает науку в некий внеисторический феномен. Ведь всякое ремесло – металлургия, гончарное дело, наконец, сельское хозяйство, уже существовавшее за несколько тысячелетий до нашей эры, практическими характеризуется не только чисто приемами требует одновременно наличия значительного навыками, НО количества знаний о тех или иных аспектах окружающей человека природной среды. Это относится и к наиболее древним видам человеческой деятельности – таким, как охота и рыболовство. Ведь для того чтобы, скажем, успешно охотиться на таких-то животных, надо знать их места обитания, их повадки, средства защиты, которыми они обладают, и многое другое» [1, с. 5].

Очевидно, что обе точки зрения являются крайностями. Перечислим, по мнению И.Д. Рожанского, основные признаки, присущие науке.

Всякая наука представляет собой совокупность знаний, но это отнюдь не главный и не определяющий ее признак. Гораздо важнее то, говорит И.Д. Рожанский, что наука есть особого рода деятельность по получению новых знаний. Эта деятельность предполагает, прежде всего, существование определённой категории людей, которые ею занимаются [1, с. 5].

Второй признак науки состоит в её самоценности. Целью такой науки должно быть познание ради самого познания, иначе говоря, постижение истины. Научная деятельность по получению новых знаний не может быть направлена лишь на решение практических задач; в последнем случае она перестаёт быть собственно наукой, и попадает в сферу прикладных дисциплин. Этому нисколько не противоречит то обстоятельство, что — большинство крупных научных открытии находит в дальнейшем практическое применение [1, с. 8].

Третьим признаком настоящей науки следует считать её рациональный характер. Переход к рациональному объяснению любых явлений, как говорит И.Д. Рожанский переход «от мифа к

логосу», был огромной важности шагом в развитии человеческого мышления и человеческой цивилизации вообще [1, с. 9].

Еще одним признаком настоящей науки является ее систематичность. Совокупность не связанных внутренним единством разрозненных знаний, даже если они относятся к одной области реальной действительности, еще не образует науки [1, с. 11].

В ходе рассуждения И.Д. Рожанский приходит к выводу: «Из всего этого явствует, что греческая наука была первой обладавшей всеми перечисленными выше признаками подлинной науки. То, что обычно именуется египетской или вавилонской наукой, строго говоря, еще не заслуживает такого наименования. Правда, здесь мы ничего не сказали о научных представлениях более удаленных стран Востока — Индии и Китая, но читатель может поверить на слово, что и для них будет справедливо аналогичное заключение — по крайней мере, поскольку речь идет об эпохе, соответствующей времени зарождения и развития ранней греческой науки.

...Речь идет о том, что по отношению к научным знаниям древних египтян, вавилонян, индийцев и китайцев – греческая наука, по крайней мере, в высших её проявлениях – представляла собой качественно новый этап, к которому впервые стало допустимым применять термин «наука» в том смысле в каком этот термин понимается до нашего времени» [1, с. 13].

Эллинский период развития науки Древней Греции принес большие достижения в области механики. Среди ученых-механиков этого времени особую, заслуженную известность приобрел Архимед.

Первые работы Архимеда («Квадратура параболы», «О шаре и цилиндре», «О спиралях»), были посвящены механике. «После Платона, — сообщает Плутарх, — механика, изгнанная из геометрии, отделилась от нее и долгое время находилась в пренебрежении у теоретической науки, став лишь одной из вспомогательных практических отраслей военного искусства» [цит. по 2, с. 69].

Как замечает Ньютон: «Древние ...устанавливали между механикой и геометрией то различие, что все точное относили к последней, все менее точное – к первой» [цит. по 2, с. 68].

В древности механика делилась на следующие разделы:

- 1. Искусство изготовления машин, частью которого является искусство изготовления военных машин.
- 2. Изготовление сфер, т.е. глобусов и моделей, изображавших движение небесных тел.

- 3. Искусство изготовления механических игрушек.
- 4. Теория центров тяжести, рычага, параллелограмма сил и т.д.

Название «механика» произошло от греческого (подразумевается τέχνη)» – механическое искусство. Само слово μηχανή – машина – первоначально обозначало подъемную машину, употреблявшуюся В театрах. Таким образом, «механическое искусство» родилось на сцене: в обществе, основанном на рабском труде, не было и не могло быть никаких экономических стимулов для развития машиностроения. Что же касается специально театра, то нужно отметить, что в то же самое время, театр дал толчок к развитию еше одной математической науки, a именно геометрической оптики [3].

Одним из ранних произведений Архимеда было какое-то (не дошедшее до нас) сочинение по механике, точное название которого неизвестно, то ли это «о равноплечих рычагах», то ли просто «механика». Этим сочинением не мог быть дошедший до нас трактат «О равновесии плоских фигур», так как он не соответствует тем ссылкам, которые содержатся в трудах Герона, Паппа и самого Архимеда, и не содержат самого главного – определения центра тяжести, которое Архимед, очевидно, считал в то время уже вполне известным [3].

Архимед проверяет и создает теорию пяти механизмов, известных в его время и именуемых «простые механизмы». Это – рычаг («Дай мне, где стать – говорил Архимед, – и я сдвину Землю» [4, с. 5]), клин, блок, бесконечный винт и лебедка.

Стержневым понятием всей статики Архимеда является понятие центратяжести, которое по всем данным Архимедом и было установлено. У Паппа архимедово определение центра тяжести читается так: «Центром тяжести каждого тела является некоторая расположенная внутри него точка — такая, что если за нее мысленно подвесить груз, то он останется в покое и сохранит первоначальное положение» [3, с. 16].

Работы Архимеда в области строительной механики не были единственными плодами его технических занятий; Архимеду изобретений. целый ряд механических приписывается составленный его соотечественником список их, историком Диодором Сицилийским, к сожалению, до нас не дошел, так что историкам приходится собирать у античных писателей сохранившиеся отрывки этого списка.

На первом месте среди этих изобретений следует поставить архимедов винт или кохлею (улитку). Вот тексты, касающиеся этого прибора. Об употреблении его в Египте говорит историк Диодор: «Нил после разливов наносит на поля новые количества ила, и обитатели легко могут орошить все поле при помощи изобретенной Архимедом Сиракузским машины, которая по причине своей формы, носит название улитки» [3, с. 16].

Об употреблении его в Испании Диодор сообщает: «Горнорабочие встречаются иногда с подземными реками, быстрое течение которых они уменьшают, отводя их в наклонные рвы, и неутолимая жажда золота заставляет их доводить до конца свои предприятия. Самое удивительное заключается в том, что они могут целиком вывести всю воду при помощи египетских винтов, которые изобрел Архимед Сиракузский во время своего пребывания в Египте...» [3, с. 16].

Некоторые авторы оспаривают авторство Архимеда, однако в этом случае можно поверить Диодору, по-видимому, специально занимавшемуся изобретениями своего великого земляка.

Иначе обстоит дело с изобретением Архимедом винта. Его изобретение приписывает Архимеду тот же Атеней, о том же говорит византийский автор XII века, известный комментатор Гомера, Евстафий, епископ Фессалоникийский: «Архимед считается первым изобретателем винта, причем эта машина доставила ему большую славу» [3, с. 17].

Однако эти свидетельства, по мнению В.Ф. Кагана, не могут считаться доказательными по следующим причинам:

- 1. Рассказ Атенея является второй версией известного рассказа Плутарха, с той только разницей, что у Плутарха в качестве машины упоминается полиспаст, что более вероятно.
- 2. Свидетельство Евстафия сомнительно и в том отношении, что греческое слово «винт» употребляется и для обозначения и винтовой линии, и спирали (о которой Архимед действительно писал), так что смешение в этом случае вполне вероятно.

Плутарх говорит, что работы Архимеда в области механики, и в особенности гидростатики, задачи, которые он себе при этом ставил, обстоятельства, которые его к этому привели, свидетельствуют, что это был человек с совершенно иными умонастроениями, нежели Евклид и его ближайшие ученики. Он, несомненно, имел живой и глубокий интерес к прикладным дисциплинам: без такого интереса не

было бы возможно и то творчество, которое он в этих дисциплинах проявил. Архимед именно в механике черпал даже средства для доказательства чисто геометрических предположений [4].

Таким образом, простейшими механизмами, появившимися во времена Архимеда, называли устройства, служащие для преобразования силы. В большинстве случаев простые механизмы применяли для того, чтобы получить выигрыш в силе, то есть увеличить силу, действующую на тело, в несколько раз.

Рассмотрим с учетом формулы А.П. Малышева вопрос о существовании наиболее простых по числу звеньев механизмов.

Формула А.П. Малышева для самоустанавливающихся пространственных кинематических цепей, выведенная им в 1923г. [5, с. 48, формула 9], была записана в виде

$$6(n-1) = 5m_5 - 4m_4 - 3m_3 - 2m_2 - m_1 - k - p + q,$$

где под n понималось общее число звеньев рассматриваемой системы, включая неподвижное звено (стойку) (n_e в скобках приведено общепринятое обозначение параметров в настоящее время), через m_5 , m_4 , m_3 , m_2 , m_1 , обозначались кинематические пары пятого (одноподвижные), четвертого (двухподвижные), третьего (трехподвижные), второго (четырехподвижные) и первого (пятиподвижные) классов (соответственно p_5 , p_4 , p_3 , p_2 , p_1), k обозначает число условий связи (m) (в случае пространственных механизмов k=0), p показывает, сколько условий связи нужно ввести в изменяемые звенья, чтобы они превратились в твердые тела (в данном случае p=0), q подвижность цепи (W).

Запишем формулу, используя современное обозначение:

$$6(n_8-1)-5p_5-4p_4-3p_3-2p_2-p_1=W$$
.

Под механизмом будем понимать такую кинематическую цепь, в которой присутствуют входное и выходное звенья (т.е. механизм является цепью, замкнутой на стойку) и которая обладает определенностью движения (W=1) [6].

Если в уравнение подставить $n_e = 1$, то первый член уравнения обратится в нуль и тогда получим

$$5p_5+4p_4+3p_3+2p_2+p_1=-1$$
.

Удовлетворить этому условию невозможно, т.к. числа кинематических пар всех классов могут быть лишь целыми и

положительными. Таким образом, однозвенные по Малышеву А.П. механизмы созданы быть не могут.

Обратимся к случаю когда $n_e = 2$. При этом из первоначальной формулы получим

$$5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = 6 - W$$
,

откуда следует, что подвижность цепи W может принимать значения от 0 до 6.

При W=0 в результате решения можно найти 9 соединений: три двухпарных ($p_5=1$, $p_1=1$; $p_4=1$, $p_2=1$; $p_3=2$); два трехпарных ($p_4=1$, $p_1=2$; $p_3=1$, $p_2=1$, $p_1=1$) два четырехпарных ($p_3=1$, $p_1=3$; $p_2=2$, $p_1=2$) одно пятипарное ($p_2=1$, $p_1=4$) и одно шестипарное $p_1=6$. Все эти соединения являются неподвижными соединениями звена со стойкой, а потому могут применяться в технике по назначению, т.е. при неподвижном соединении деталей машин.

Зададимся значением W = 1 и получим

$$5p_5+4p_4+3p_3+2p_2+p_1=5$$
.

Это уравнение имеет семь целочисленных положительных решений, а именно $p_5=1$; $p_4=1$, $p_1=1$; $p_3=1$, $p_1=2$; $p_3=1$, $p_2=1$; $p_2=2$, $p_1=1$; $p_2=1$, $p_1=3$; $p_1=5$.

Во всех перечисленных случаях речь может идти о соединении двух звеньев, одно из которых является неподвижным, т.е. стойкой. Все соединения имеют лишь входное (относительно стойки) подвижное звено, а потому они не являются механизмами.

Подвижное соединение двух звеньев называют кинематической парой. Таким образом, все семь полученных решений описывают двухзвенные кинематические цепи, являющиеся одноподвижными кинематическими парами от одноконтактной до пятиконтактной.

Отметим, что через одноконтактные одноподвижные кинематические пары p_5 могут создаваться входные звенья механизмов, которые Ассур Л.В. относил к простейшим механизмам I класса и различал два их вида вращательный (кривошип) и поступательный (ползун).

Таким образом, создать двухзвенные механизмы, удовлетворяющие условию замкнутости кинематической цепи, невозможно.

Если задаться значением W=2 то из уравнения получим 5 решений, согласно которым могут быть образованы двухподвижные кинематические пары: одна одноконтактная ($p_4=1$), две двухконтактные ($p_3=1$, $p_1=1$; $p_2=2$) и по одной трех и четырехконтактные пары ($p_2=1$, $p_1=2$ и $p_1=4$).

При W=3 уравнение имеет три решения, которые описывают трехподвижные кинематические пары от одноконтактной до трехконтактной, а именно: $p_3=1;\; p_2=1, p_1=1\;$ и $p_1=3$.

При W=4 уравнение дает два решения, описывающие четырехподвижные кинематические пары — одноконтактную ($p_2=1$) и двухконтактную ($p_1=2$), а при W=5 из уравнения находится одно решение, описывающее пятиподвижную кинематическую пару ($p_1=1$).

В случае, когда принимаем W=6, правая часть уравнения обращается в нуль, т.е. двухзвенных цепей с такой подвижностью создать невозможно. При W=7 и выше из нельзя получить целочисленных положительных решений.

При задании W отрицательных значений от -1 и менее, получаемые соединения окажутся неподвижными и статически неопределимыми.

Все рассмотренные цепи не могут быть замкнуты в этом случае на стойку, т.е. механизмами не являются.

Зададимся теперь $n_{g}=3$. Из первоначального уравнения, в этом случае, получим

$$5p_5+4p_4+3p_3+2p_2+p_1=12-W$$
.

Три звена, одно из которых неподвижное, при условии относительной подвижности двух других и при минимальном числе кинематических пар p можно соединить одним из двух способов, (рисунок 1,a,b), а именно, в две и в три кинематические пары.

По первому способу (рисунок 1,а) образовываются разомкнутые кинематические цепи – трехзвенные кинематические соединения (трекс) [7].

Задаваясь разными по классам парами можно создавать также трексы с W от 3 до 9. На рисунке 2 показаны трексы с шестью (p_3 , p_2 , p_1) и семью ($2p_2$, p_1) подвижностями. На эти трехзвенные соединения получены патенты РФ [8,9].

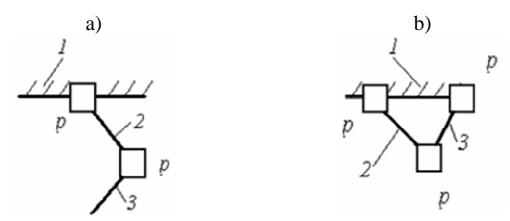


Рисунок 1 — Возможные соединения трех звеньев, одно из которых неподвижно

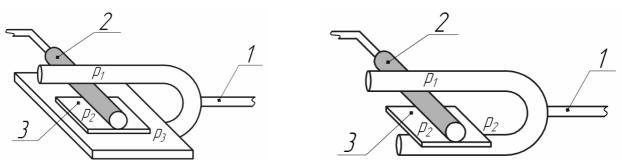


Рисунок 2 – Трехзвенные кинематические соединения

Отметим, что трексы не являются механизмами, т.к. эти цепи не замкнуты на стойку.

Второй способ соединения трех звеньев – в три кинематические пары (рисунок 1,b), позволяет получать замкнутую на стойку цепь, обладающую определенным движение, т.е. механизмы.

На этом основании сделаем важный вывод – простейший по числу звеньев механизм, является трехзвенный.

Библиографический список

- 1. Рожанский И.Д. Античная наука. М.: Наука, 1980. 198 с.
- 2. Лурье С.Я. Архимед. М.: Академия наук СССР, 1945. 136 с.
- 3. Архимед. Сочинения; перевод, вступ. ст. и комм. Ю.Н. Веселовский; перевод Б.А. Розенфельда. М.: Физматгиз, 1962. 640 с.
- 4. Каган В.Ф. Архимед. Краткий очерк о жизни и творчестве. М-Л.: Госиздат Технико-теоретической литературе, 1949. – 54 с.
- 5. Малышев А.П. Анализ и синтез механизмов с точки зрения их структуры. Томск: Известия Томского техн. инст, 1923. 95 с.

- 6. Попугаев М.Г. К вопросу о структурном синтезе трехзвенных механизмов / М.Г. Попугаев, Л.Т. Дворников // МашиноСтроение. 2009. №19. С. 42-52.
- 7. Дворников Л.Т. К проблеме синтеза многоподвижных соединений звеньев механических систем // Материалы одиннадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. Новокузнецк: СибГИУ, 2001. С. 9-21.
- 8. Пат. 2332600 РФ, МПК6 F16H 25/00, F16H 21/02, F16S 5/00. Трехзвенное кинематическое соединение (Трекс) с шестью относительными движениями / Дворников Л.Т., Попугаев М.Г.; №2007108182/11; приоритет от. 05.03.2007; опубл. 27.08.2008, Бюл. №24.
- 9. Пат. 2375619 РФ, МПК6 F16H 25/00, F16S 5/00. Трехзвенное кинематическое соединение (Трекс) с семью относительными движениями / Дворников Л.Т., Попугаев М.Г.; №2008139756/11; приоритет от 06.10.2008; опубл. 10.12.2009, Бюл. №34.

THE ELEMENTARY MECHANISMS IN THE HISTORY OF A SCIENCE AND ENGINEERING

Popugaev M.G., Podgornih L.B.

Keywords: simple machine, three-tier connection, Archimedes, kinematic pair.

This article consider a simple mechanism. Discusses the similarities and differences between ancient and modern elementary mechanisms.

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ УТОЧНЕНИЯ ТЕОРИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР

Дворников Л.Т., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории и основ конструирования машин Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк E-mail: tmmiok@yandex.ru

Ключевые слова: геометрические (голономные) связи, кинематические пары, классы пар, кривизна поверхностей, классификация.

В настоящей статье излагается общая методика синтеза кинематических пар механических систем. Дается понятие простых поверхностей, определяемых постоянством их кривизн по знаку, обосновываются семь простых поверхностей и на их основании строится единая классификация кинематических пар.

Основы подхода к теории кинематических пар, т.е. подвижных соединений звеньев механических систем были изложены автором настоящей статьи в работе [1], опубликованной в 1994г. Позже некоторая и достаточно существенная доработка теории была сделана в докторской диссертации Живаго Э.Я. [2], защищенной им в 2000г., и в совместной (Дворников Л.Т., Живаго Э.Я.) монографии «Основы теории кинематических пар» [3].

За прошедшее с 2000г. время каких-либо новых важных результатов исследований в этом направлении опубликовано не было, хотя многие из поднятых в перечисленных работах вопросы оставались открытыми. В частности, не было найдено полное многообразие одноконтактных кинематических пар и этот вопрос не был даже сформулирован достаточно отчетливо. Именно этой проблеме и посвящается настоящая статья.

Коротко повторим сущность использованного в [1] подхода к поиску отличий между возможными к применению кинематическими уточним, Прежде всего что речь будет геометрических связях между соприкасающимися звеньями, как Такие телами. СВЯЗИ называют голономными, накладывающими ограничения положение на И относительное перемещение тел (звеньев) системы. Участки тел, которыми они соприкасаются, образуя геометрические связи, называют их геометрическими элементами. Все геометрические элементы тел есть поверхности.

Из теории поверхностей [4] известно (рисунок 1), что в любой точке M поверхности Π можно провести касательную к ней плоскость, на которой могут быть найдены два главных взаимноперпендикулярных направления **I-I** и **II-II**.

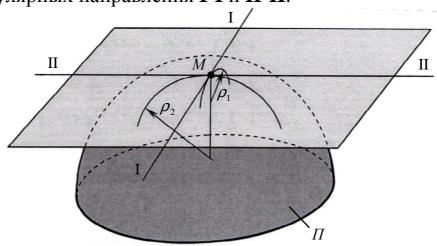


Рисунок 1 — Касательная плоскость в точке M к поверхности Π

Нормальные поверхности ПО сечения ЭТИМ главным направлениям дают плоские кривые с радиусами кривизны в точке Mсоответственно ρ_1 и ρ_2 . Эти радиусы являются минимальным и кривых, появляющихся максимальным ИЗ всех рассматриваемой поверхности в точке M. Кривизны плоских кривых по главным направлениям выражаются как $K_1 = 1/\rho_1$ и $K_2 = 1/\rho_2$. В общем случае эти кривизны определяются знаками. Положительный знак свидетельствует о выпуклости кривой, а отрицательный - о её вогнутости.

Произведение главных кривизн точки M поверхности

$$K = K_1 \cdot K_2 \tag{1}$$

называют гауссовой кривизной поверхности в этой точке.

В зависимости от знака κ , различают эллиптические, гиперболические и параболические точки поверхностей. Эллиптической называют такую точку, для которой гауссова кривизна положительна, т.е. обе главные кривизны одного знака

$$K_1 \cdot K_2 > 0, \tag{2}$$

точка поверхности называется гиперболической, если гауссова кривизна отрицательна, т.е. главные кривизны разного знака

$$K_1 \cdot K_2 < 0, \tag{3}$$

а в том случае, когда гауссова кривизна оказывается равной нулю, точку поверхности называют параболической, для нее

$$K_1 \cdot K_2 = 0.$$
 (4)

Воспользуемся понятием простой поверхности. Простой поверхностью или куском простой поверхности будем называть такую, гауссова кривизна которой на рассматриваемом участке не изменяется по знаку.

Если все точки поверхности или рассматриваемой ее части, куска, удовлетворяют условию (2), то и всю такую поверхность (ее кусок) будем называть эллиптической, если все точки поверхности (3),удовлетворяют условию TO поверхность будем гиперболической, все И, наконец, если точки поверхности удовлетворяют условию (4), то поверхность будет параболической. Существует особая эллиптическая поверхность, для которой в каждой ее точке главные направления неопределенны. Такие точки называют точками округления, а поверхностью такой является сфера. То есть сфера есть эллиптическая поверхность, гауссова кривизна которой постоянна и по знаку и по величине.

Неравенство (2) удовлетворяется в двух случаях, а именно, когда

$$K_1 > 0, K_2 > 0,$$
 (5)

что соответствует двояковыпуклой эллиптической поверхности, и когда

$$K_1 < 0, K_2 < 0,$$
 (6)

что определяет двояковогнутую эллиптическую поверхность. Известно, что вогнутость и выпуклость кривой y = f(x), в том числе лежащей на поверхности, определяется по знаку второй производной функции, описывающей кривую. Если f''(x) > 0, то кривая обращена вогнутостью вверх, т.е. в сторону положительного направления оси y, если же f''(x) < 0, то кривая вверх обращена выпуклостью.

Геометрический элемент звена, выполненный в соответствии с представлять (5),собой условием может часть любой двояковыпуклой поверхности, поверхности, которой T.e. ДЛЯ касательная плоскость в любой её точке лежит не ниже самой поверхности. Имеется в виду соприкосновение плоскости сверху поверхности. К таким поверхностям относятся, например, сфера, сжатый вытянутый эллипсоиды, трехосный эллипсоид, И

двуполостный гиперболоид, эллиптический параболоид, тело вращения любой выпуклой кривой относительно оси, лежащей в плоскости кривой, наружная поверхность тора, бок бочки и т.п. Изобразим такой геометрический элемент в виде двояковыпуклого тела (рис. 2,a), назовем его условно «шаром» и обозначим буквой **Ш**. Все точки этой поверхности эллиптические с $K_1 > 0$, $K_2 > 0$, обозначим их как ЭЛЛ1.

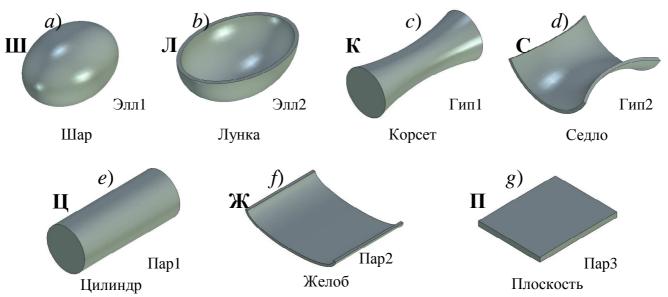


Рисунок 2 – Полный состав простых поверхностей, как геометрических элементов звеньев

Геометрический элемент звена, форма которого удовлетворяет условию (6), есть часть, кусок двояковогнутой поверхности, для которой касательная плоскость в любой точке лежит не выше самой поверхности. Образовать такой геометрический элемент звена можно, используя внутреннюю поверхность соответственно сферы, эллипсоида, эллиптического параболоида и т.п. Назовем такой элемент условно «лункой», обозначим буквой \mathbf{J} и изобразим его в самом общем виде, показанном на рисунке 2,b. Все точки этой поверхности эллиптические, но с $K_1 < \mathbf{0}$ и $K_2 < \mathbf{0}$, обозначим их как ЭЛЛ2.

Каких-либо иных видов геометрических элементов звеньев из неравенства (2) получить не предоставляется возможным.

Рассмотрим неравенство (3). Оно удовлетворяется также в двух случаях, а именно когда

$$K_1 < 0, K_2 > 0,$$
 (7)

и когда

$$K_1 > 0, K_2 < 0.$$
 (8)

Свяжем главные направления, по которым определяются главные с осями симметрии поверхности. Ось, параллельную главному направлению, назовем продольной поверхности, а перпендикулярную ей – поперечной. В связи с этим, по условиям (7) и (8) появляются две отличающиеся друг от друга поверхности, а именно вогнуто-выпуклая и выпукло-вогнутая. Если вогнутость имеет место в плоскостях, в которых лежит продольная ось поверхности, такую поверхность будем называть вогнуто-выпуклой. Геометрический элемент звена, выполненный по такой поверхности, будем условно называть «корсет», обозначать буквой **К** и изображать на рисунке 2,c. Поверхность показанном удовлетворяет условию (7). Все точки этой простой поверхности гиперболические, а потому обозначим эту поверхность как ГИП2. К поверхностям относятся однополостный гиперболоид, псевдосфера, катеноид, внутренняя поверхность тора, поверхности вращения вогнутых кривых относительно оси, лежащей в плоскости кривой и не пересекающей кривую. Слово «корсет» было образовано из известного в машиностроении понятия «корсетность» [5], где под корсетностью понимают «отклонение формы профиля продольного сечения цилиндра, при котором диаметр торцов больше диаметра среднего сечения».

Если вогнутость проявляется BO всех плоскостях, перпендикулярных продольной оси поверхности, а выпуклость в плоскостях, совпадающих с продольной осью, то поверхность эту будем называть выпукло-вогнутой. Геометрический элемент звена, выполненный по этой поверхности, назовем условно «седлом», исходя из понятия «седловая точка, т.е. точка гладкой поверхности, вблизи которой поверхность лежит по разные стороны от своей касательной плоскости», обозначим буквой С и изобразим в виде, показанном на рисунке 2, d. Все точки такой простой поверхности есть точки гиперболические, обозначим их как ГИП2. К таким поверхностям относится, например, гиперболический параболоид.

Перейдем к параболическим поверхностям, а именно к анализу равенства (4). Это равенство удовлетворяется в трех случаях, когда

$$K_1 > 0, K_2 = 0$$
 или $K_1 = 0, K_2 > 0,$ (9)

когда

$$K_1 < 0, K_2 = 0$$
 или $K_1 = 0, K_2 < 0,$ (10)

и когда

$$K_1 = 0, K_2 = 0.$$
 (11)

Двойная запись в условиях (9) и (10) сделана потому, что разница в абсолютных значениях главных кривизн, не приводит к изменению вида поверхности. Условие (9) сводится к выпуклым поверхностям, круговые, линейчатым каковыми являются гиперболические, параболические эллиптические, цилиндры конусы. Обобщительно назовем такой геометрический элемент звена «цилиндром», обозначим его буквой Ц, а изображать его будем показанном на рисунке 2,е. Все точки такой поверхности являются параболическими, обозначим их как ПАР1.

Для поверхностей, удовлетворяющих условию (10), в отличие от условия (9), характерна вогнутость. Это те же линейчатые круговые, эллиптические, гиперболические, параболические цилиндры, соприкасающаяся поверхность которых внутренняя. Назовем такой геометрический элемент звена «жёлобом», обозначим буквой Ж и изобразим в виде, показанном на рисунке 2,f. Все точки этой поверхности параболические, обозначим их как ПАР2.

Условию (11) удовлетворяет плоскость. Геометрическим элементом звена, выполненным в соответствии с этим условием, является «плоскость». Обозначим её буквой Π и изобразим в виде, приведенном на рисунке 2,g. Все точки этой поверхности параболические, обозначим их как Π AP3.

Каких-либо иных простых гладких описываемых единым уравнением поверхностей, могущих быть использованными для образования геометрических элементов звеньев, принципиально отличающихся от рассмотренных, назвать нельзя. Повторим, что под простыми будем понимать поверхности, на которых гауссова кривизна не меняется по знаку. Итак, геометрическими элементами звеньев могут быть следующие семь — «шар» (\mathbf{H}), «лунка» ($\mathbf{\Lambda}$), «корсет» (\mathbf{K}), «седло» (\mathbf{C}), «цилиндр» (\mathbf{H}), «жёлоб» (\mathbf{K}) и «плоскость» ($\mathbf{\Pi}$). Отметим, что каждое из звеньев механизмов может иметь в своем составе любое целое число геометрических элементов, начиная с единицы. В дальнейшем изложении и на рисунке 2 удалим кавычки в названиях простых поверхностей.

Основываясь на том, что на рисунке 2 показаны исчерпывающе все возможные гладкие поверхности, могущие выполнять функции геометрических элементов звеньев, проанализируем все возможные виды связей между звеньями, учитывая критерий наложимости поверхностей. Под наложимостью, как это принято в теории поверхностей, будем понимать ситуацию, когда при взаимном

наложении поверхности соприкасаются в точке, по линии или по поверхности. При появлении в контакте более одной точки, отстоящих друг от друга, более одного участка линии, более одного участка поверхности, а также точки и линии, точки и поверхности, поверхности поверхности, такие оказываются ЛИНИИ неналожимыми, они должны рассматриваться как многосвязные. Так, неналожимыми являются корсет и плоскость, корсет и жёлоб, плоскость и жёлоб, седло и седло. С лункой неналожимыми являются все поверхности кроме шара. В таблице 1 в строках и столбцах помещены обозначения поверхностей, изображенных на рисунке 2, и в той же последовательности.

Таблица 1

Вид поверхности		Ш	К	Ц	Π	
Шар,	Ш		+			
Лунка,	Л		+			
Корсет,	К		+	+	+	
Седло,	C		+	+	+	
Цилиндр,	Ц		+		+	
Жёлоб,	Ж		+		+	
Параллелепипед,	П		+		+	+

Плюсами в таблице показаны наложимости, включая самоналожимость семи простых поверхностей, а именно: шар-шар (ШШ), шар-лунка (ШЛ), шар-корсет (ШК), шар-седло (ШС), шар-цилиндр (ШЩ), шар-жёлоб (ШЖ), шар-плоскость (ШП), корсет-корсет (КК), корсет-седло (КС), цилиндр-корсет (ЦК), цилиндр-седло (ЦС), цилиндр-цилиндр (ЦЦ), цилиндр-жёлоб (ЦЖ), цилиндр-плоскость (ЦП), плоскость-плоскость (ПП). Всего их пятнадцать.

При создании механических систем обеспечить гарантированно точные связи звеньев между собой можно лишь с использованием условия наложимости геометрических элементов звеньев. При наложении геометрических элементов звеньев появляются геометрические связи звеньев. Рассмотрим подробно все возможные геометрические связи звеньев.

Известно, что свободное твердое тело \boldsymbol{T} декартовом 3) (рисунок имеет 6 (шесть) пространстве независимых относительных движений (подвижностей). Оно может смещаться вдоль трех осей координат и поворачиваться относительно каждой из них. Если это тело вводить в геометрические связи с другими телами, оно окажется несвободным и может потерять в относительном движении одно, два, три, четыре, пять или все шесть подвижностей.

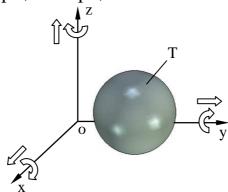


Рисунок 3 – Свободное твердое тело в декартовом пространстве

Рассмотрим теперь, какие элементарные связи можно образовать между телами, используя обоснованные выше семь простых поверхностей (рисунок 2) с учетом пятнадцати их возможных одноконтактных наложимостей (Таблица 1)¹.

Рассмотрим их в перечисленной выше последовательности. Начнем (рисунок 4) со связи шар-шар (**ШШ**).

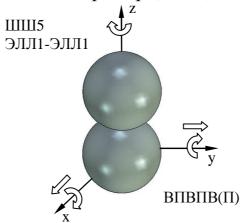


Рисунок 4 – Геометрическая связь шара с шаром

При введении в связь шара с шаром, невозможным окажется единственное относительное движение, а именно – вдоль оси z, т.к. при таком относительном смещении шаров разорвется контакт шаров и потеряется всякий смысл рассуждений о геометрической связи. В соединении шара с шаром соответствии C ЭТИМ В остаются вращательных возможными И независимыми три два поступательных относительных движения, т.е. пять движений. Все

¹ В поиске возможных геометрических связей звеньев механизмов принимала участие студентка гр.МХП-08 СибГИУ Ушакова Наталья Алексеевна.

эти движения покажем стрелками и сделаем вывод, что связь шара с шаром есть связь пятиподвижная (ШШ5). Независимые смещения одного шара относительно другого вдоль осей х и у хоть и приводят к изменениям координат точки касания как по осям x и y, так и по оси zизвестности геометрии СИЛУ шара, однако проскальзывает второй шар, координата его по оси z будет зависима от координат, соответственно х и у. Особенность заключается в том, что обе точки соприкосновения шаров являются эллиптическими (ЭЛЛ1) – и точка первого шара, и точка второго шара. Эти точки удовлетворяют условию (5), а потому связь обозначим как (ЭЛЛ1-ЭЛЛ1). Условимся также все вращательные движения тела относительно осей координат обозначать буквой B, а поступательные – буквой Π . Тогда, в связи $H\!H\!H$ окажутся возможными движения $B\Pi B\Pi B(\Pi)$. Это означает, что относительно осей x и y возможны независимые движения \mathbf{B} и $\mathbf{\Pi}$, а относительно оси z только B. Буква (Π), помещенная в скобки, означает зависимое поступательное движение вдоль оси z. Отметим, что вообще нельзя относительных движений осуществить звеньев виле (поступательных смещений по всем трем осям) без разрыва их связанности. Рассматриваемая связь ШШ5 является безусловной – не ограниченной никакими внутренними ее условиями, т.е. какие бы ни использовались в ней формы шаров в виде сферических тел, в виде двухосных вытянутых или сжатых эллипсоидов, кусков поверхностей эллиптических параболоидов, двухполостных гиперболоидов или любых их сочетаний число возможных относительных движений в них не изменится, т.е. связь останется пятиподвижной.

Следующей связью с эллиптическими точками соприкосновения тел является связь шар-лунка (III.T). В самом общем случае, когда кривизна шара превосходит кривизну лунки (рисунок 5), шар получает возможность вращаться вокруг всех трех осей декартовой системы координат и поступательно смещаться по лунке вдоль осей x и y, т.е. становится связью пятиподвижной (III.T5), обеспечивающей пять независимых движений BIIBIIB(II) с зависимым движением по оси z от задаваемых поступательных смещений по осям x, y или x и y. Эта связь образуется эллиптическими точками шара и лунки, одна из которых удовлетворяет условию (5) — ЭЛЛ1, а вторая условию (6) — ЭЛЛ2. Именно этими обозначениями идентифицируем связь III.T (рисунок 5).

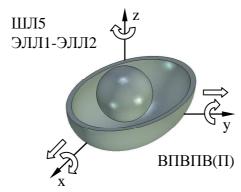


Рисунок 5 – Геометрическая связь шар-лунка

В отличие от связи ШШ5, в рассматриваемой связи возможно внутренние условия. дополнительные Так, выполнить виде круговой бочки (под бочкой понимается геометрический образ в соответствии с [6, стр.178]), образующей в виде дуги окружности с радиусом, равным радиусу кривизны лунки, то возможными окажутся четыре относительных движения бочки: три вращательных вокруг осей x, y, поступательные вдоль оси y (рисунок 6,a). При этом соприкосновение шара-бочки и лунки будет по дуге окружности лунки и связь станет **ШЛ4**(4). Если шар выполнить сферическим и кривизну лунки кривизне сферического шара (сделать приравнять К конгруэнтными, т.е. совпадающими по всей поверхности), то в этой останутся возможными три вращательные относительное x, y и z, связь станет трехподвижной, т.е. связью **ШЛЗ** (рисунок 6,b). Если же лунку выполнить параболической и в нее поместить параболическую бочку, как это показано на рисунке 6, c, то в относительном движении этих тел можно получить лишь два вращения относительно осей х и z. Полученная таким образом связь оказывается связью ВВ и может быть обозначена как ШЛ2.

Наконец, если за шар принять двухосный вытянутый или сжатый эллипсоид (рисунок 6,d) и поместить его в конгруэнтную лунку, то возможным останется единственное относительное движение — вращение относительно оси z. При этом условии связь станет связью UUЛ1. Введение трехосного эллипсоида в соединение с конгруэнтной лункой обеспечит неподвижное соединение звеньев, т.е. UUЛ0.

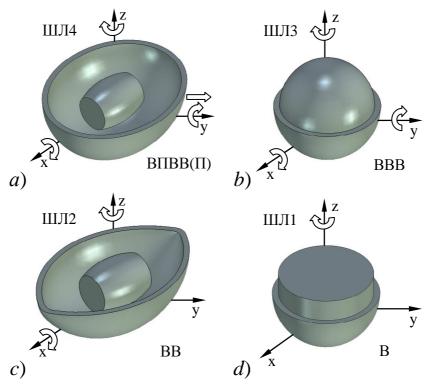


Рисунок 6 – Связи шар-лунка с наложенными внутренними условиями

Обратимся к связи шар-корсет. Эта точечная связь образуется эллиптической точкой шара (ЭЛЛ1) и гиперболической точкой корсета (ГИП1) в соответствии с условиями (5) и (7), т.е. является связью (ЭЛЛ1–ГИП1). Эта связь показана на рисунке 7. Она является пятиподвижной ($\mathbf{IIIK5}$) с независимыми движениями \mathbf{BIBIB} и с зависимыми поступательными относительными движениями по осям x и y.

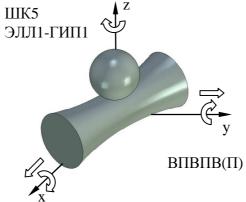


Рисунок 7 – Геометрическая связь шар-корсет

В эту связь можно ввести внутренние условия. Если шар с корсетом будут соприкасаться в горловине корсета по линии, то невозможным станет поступательное движение по оси x и связь при сферическом шаре станет четырехподвижной, т.е. ШK4 (рисунок 8,a). При исполнении шара в виде круговой бочки с образующей,

соприкасающейся с корсетом по дуге, то станет невозможным вращение шара вокруг оси z и связь станет трехподвижной — IIIK3 (рисунок 8, b) с относительным движением BIIB. Если же шар выполнить двухосным вытянутым эллипсоидом, то возможными окажутся вращательные движения относительно осей x и z. Связь при этом станет IIIK2 (рисунок 8,c).

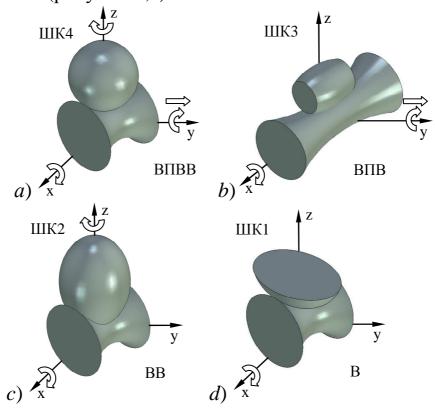


Рисунок 8 – Связи шар-корсет с наложенными внутренними условиями

Наконец, если шар выполнить в виде трехосного эллипсоида, то невозможным окажется вращательное движение относительно оси z, останется возможным лишь единственное вращательное движение вокруг оси x, связь станет связью $\mathbf{\mathit{IIK1}}$ (рисунок 8,d).

Следующей по порядку является связь шар-седло (рисунок 9). Эта связь образуется эллиптической точкой шара ЭЛЛ1 и гиперболической точкой седла ГИП2 по условию (8).

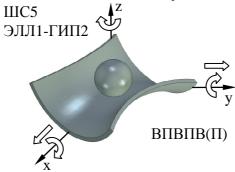


Рисунок 9 – Геометрическая связь шар-седло

В самом общем случае эта связь пятиподвижная ($\mathbf{HIC5}$). Она дозволяет пять независимых движений $\mathbf{B\Pi B\Pi B}$ и зависимое движение ($\mathbf{\Pi}$) по оси z. Причем, при сдвижении шара по оси x смещение по оси z отрицательное, а при сдвижении шара по оси y – положительное. Существует такое смещение шара одновременно по осям x и y, при котором сдвижения по оси z не будет.

Эта связь обладает внутренними условиями. Так, если в горловине седла, т.е. в месте наибольшей его кривизны шар и седло соприкоснутся по линии (рисунок 10,a), то без нарушения этого контакта станут невозможными поступательные движения по осям x и y. Связь станет трехподвижной $\mathbf{IIIC3}$, с тремя вращательными движениями вокруг всех трех осей системы координат. При этом поступательное смещение по оси y станет вообще невозможным, а смещение по оси x нарушит соприкосновение тел по линии.

Если же шар выполнить в виде вытянутого эллипсоида (рисунок 10,b), то возможным останется единственное вращательное относительное движение эллипсоида вокруг оси x и связь станет связью $\boldsymbol{\mathit{LHC1}}$.

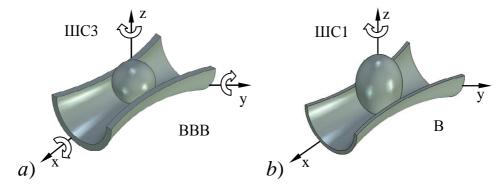


Рисунок 10 – Связи шар-седло с наложенными внутренними условиями

Однако отметим серьезную особенность показанных на рисунке 10 связей *ШСЗ* и *ШС1* . Их следует отнести к неустойчивым связям, которые использовать в практике весьма проблематичено. Любое, даже незначительное смещение шаров вдоль оси *х* неизбежно изменит связи на точечные с появлением дополнительных смещений, которые нарушат определенность движения всей системы в целом. На этом основании связи *ШСЗ* и *ШС1* нельзя рекомендовать как широко пригодные для использования в машиностроении. На этом основании они исключаются из дальнейшего рассмотрения.

Перейдем к геометрической связи шар-цилиндр (рисунок 11). В этой связи точечный контакт образуется эллиптической точкой шара

(ЭЛЛ1) и параболической точкой цилиндра (ПАР1) – по условию (9), т.е. становится контактом ЭЛЛ1–ПАР1.

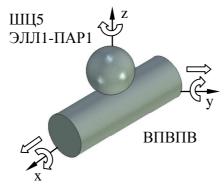


Рисунок 11 – Геометрическая связь шар-цилиндр

Эта связь является безусловной, т.е. никакими внутренними условиями в ней, как то — изменением форм шара или цилиндра (например, превращением его в конус) нельзя уменьшить общего числа относительных движений этих тел.

Что касается связи шар-жёлоб (рисунок 12), то она образуется эллиптической точкой шара (ЭЛЛ1) и параболической по условию (10) точкой жёлоба (ПАР2), т.е. является связью ЭЛЛ1–ПАР2. Эта связь дозволяет пять относительных движений **ВПВПВ** и одно движение ($\mathbf{\Pi}$) по оси z, зависимое от смещения по оси y.

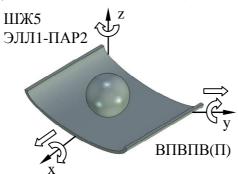


Рисунок 12 – Геометрическая связь шара с жёлобом

В этой связи возможно использовать некоторые внутренние условия. Так, если шар выполнить сферическим и совместить его с желобом по линии, то поступательное смещение шара по оси y станет невозможным и соединение превратится в связь $\mathbf{Ш}\mathbf{X}\mathbf{4}$ (рисунок 13,a). Если в жёлоб поместить круговую бочку, как это показано на рисунке 13,b, то невозможным станет вращательное движение бочки вокруг оси z, останутся возможными поступательное смещение и вращение бочки относительно оси x и вращение ее относительно оси y, связь станет трехподвижной – $\mathbf{Ш}\mathbf{X}\mathbf{3}$ с относительными движениями $\mathbf{B}\mathbf{\Pi}\mathbf{B}$.

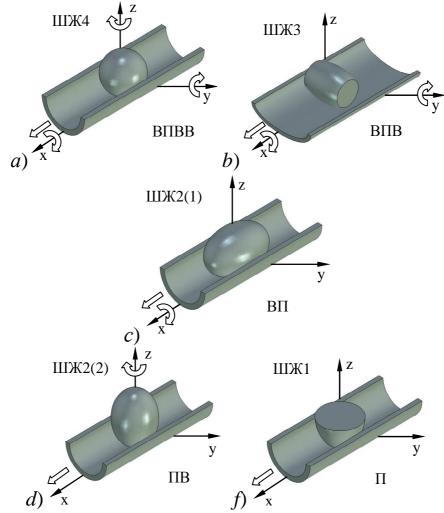


Рисунок 13 – Связи шар-жёлоб с наложенными внутренними условиями

Если в качестве шара использовать вытянутый эллипсоид, то число относительных возможных движений его уменьшится. Это определяется особенностями геометрии эллипса, заключающимися в том, что кротчайшим расстоянием в нем между точками по линиям, проходящим через его центр, является малая ось эллипса. Если вытянутый эллипсоид устанавливается жёлоб В дуге соприкосновения, то повернуться относительно оси z он не может. Не может он поевернуться и относительно оси у. Связь при этом станет связью ШЖ2(1). Если вытянутый эллипсоид поставить в жёлоб большей осью в направлении оси z (рисунок 13,d), то связь станет ΠB Если же использовать трехосный эллипсоид и установить его в конгруэнтный эллипсоиду жёлоб (рисунок 13,d), то останется возможным единственное движение – поступательное вдоль оси х жёлоба, т.е. появится связь ШЖ1.

Следующей – седьмой в соответствии с используемой логикой рассуждений является связь шар-плоскость (рисунок 14). Она образуется точками ЭЛЛ1 шара и параболической по условию (11) точкой плоскости ПАР3.

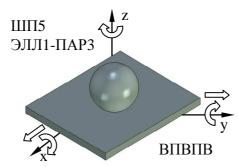


Рисунок 14 – Геометрическая связь шара с плоскостью

Эта связь (ЭЛЛ1–ПАР3) является безусловной, т.к. никакое изменение шара по форме не может изменить числа относительных его движений на плоскости.

Что касается следующей связи, а именно связи корсет-корсет (KK), то она, во-первых, образуется соприкосновением точек ГИП1 одного корсета и ГИП1 — второго, т.е. есть связь (ГИП1—ГИП1), а вовторых на нее могут быть наложены внутренние условия, т.е. эта связь, как связь KK, не единственная. В самом общем виде она показана на рисунке 15.

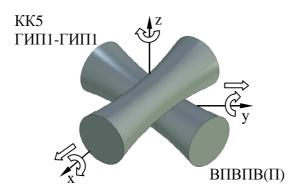


Рисунок 15 – Геометрическая связь корсета с корсетом

Каждый из корсетов может быть образован любой плоской вогнутой кривой путем ее вращения относительно оси, лежащей в плоскости этой кривой и не пересекающей кривую. Относительные движения корсета по корсету вдоль осей x и y очевидны, хотя при этом появляются зависимые от форм корсетов относительные смещения вдоль оси z. Вращение корсетов друг относительно друга вокруг осей x и y также вполне очевидны. Что касается взаимного поворота корсетов относительно оси z, то такой поворот в самом

общем случае является вполне возможным. Все это позволяет считать эту связь связью KK5. Однако при образовании корсетов можно использовать такие плоские кривые (например, дуги окружности), при которых любой относительный поворот вокруг оси z приведет к появлению двух точек касания корсетов, а это будет означать, что рассматриваемая связь выродится. Такой случай определяет появление связи KK4 (рисунок 16,a). Если же корсеты в их горловинах будут соприкасаться по поверхности, то невозможными станут оба поступательных движения по осям x и y и связь станет в связью KK2 с относительным движением BB (рисунок 16,b).

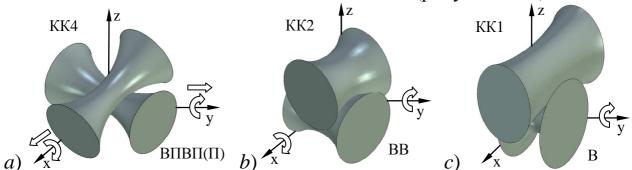


Рисунок 16 – Связи корсет с корсетом с внутренними условиями

Если же один из корсетов в его горловине выполнить эллипсным (рисунок 16,c), то единственным возможным относительным движением останется вращательное (\mathbf{B}) и связь станет $\mathbf{KK1}$.

Рассмотрим далее наложимость поверхностей корсета и седла. В общем виде такая связь приведена на рисунке 17. Эта связь образуется соприкосновением точек ГИП1 корсета и ГИП2 седла, т.е. такая связь есть связь ГИП1-ГИП2 и она дозволяет пять относительных движений, т.е. является связью KC5. В ней при сдвижении корсета по осям x или y появятся относительные зависимые движения (Π) по оси z.

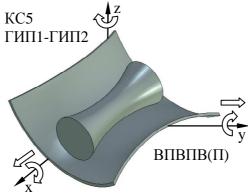


Рисунок 17 – Геометрическая связь корсета в седле

На эту связь могут быть наложены внутренние условия. Если контакт корсета и седла будет по линии — по дуге окружности в их горловине (рисунок 18,a), то невозможными будут вращательные движения относительно осей y и z и поступательное движение по оси y. Связь при этом станет одноподвижной (\mathbf{B}) с обозначением $\mathbf{KC1}(\mathbf{1})$. Если корсет и седло окажутся конгруэнтными, т.е. соприкасающимися по всей поверхности (рисунок 18,b), то связь останется одноподвижной, обеспечивающей вращательное (\mathbf{B}) движение относительно оси x. Обозначим эту связь как $\mathbf{KC1}(\mathbf{2})$.

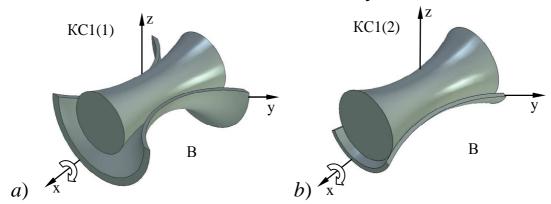


Рисунок 18 – Связь корсет-седло с внутренним условием

Очевидно, что обе эти связи – KC1(1) и KC1(2) не имеют принципиальных отличий по передаваемому движению.

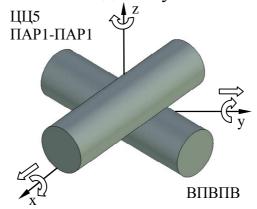


Рисунок 19 – Геометрическая связь цилиндра с цилиндром

Вполне очевидно, что эта связь безусловна.

Следующей является связь цилиндра с корсетом (рисунок 20). В ней обеспечивается соприкосновение точек ПАР1 цилиндра и ГИП1 корсета, т.е. эта связь ПАР1-ГИП1.

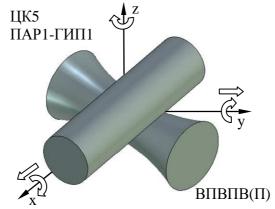


Рисунок 20 – Геометрическая связь цилиндра с корсетом

ограниченном некотором угле поворота цилиндра оси z и при специально выбранной образующей относительно поверхности корсета контакт между телами будет оставаться эта связь окажется пятиподвижной *ЦК*5. Однако, кривизна корсета может быть выбрана такой, при которой поворот относительно оси z будет невозможным и связь преобразуется в связь **ЦК4** (рисунок 21,*a*). Когда же кривизна корсета в горловине окажется равной кривизне цилиндра, контактировать цилиндр и корсет будут по линии. При этом может появиться два случая, а именно, когда кривизна цилиндра постоянна по величине, т.е. цилиндр выполнен прямым круговым (рисунок 21,b), что соответствует связи

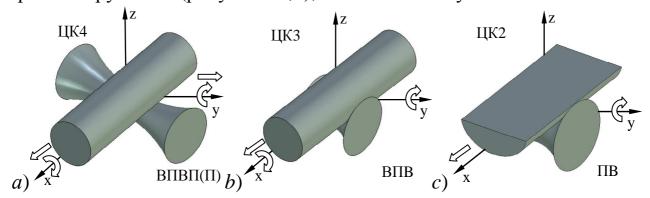


Рисунок 21 – Связи цилиндр-корсет с внутренними условиями

UK3, и когда кривизна переменна по величине, например при применении параболического или эллиптического цилиндров (рисунок 21,c), что позволяет получить связь UK2.

Поместим далее цилиндр на седло (рисунок 22). Соприкосновение тел в этой связи образуется через точку ПАР1 цилиндра и точку ГИП2 седла, т.е. эта связь (ПАР1-ГИП2) и она может быть обозначена как $\boldsymbol{\mathit{UC5}}$. При сдвиге цилиндра по оси $\boldsymbol{\mathit{y}}$ появляется зависимое движение по оси $\boldsymbol{\mathit{z}}$.

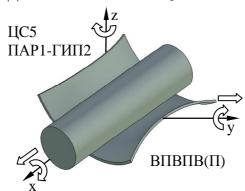


Рисунок 22 – Геометрическая связь цилиндр-седло

На эту связь могут быть наложены внутренние условия. Если в горловине цилиндра и во впадине седла соединение их окажется по линии, по конгруэнтным дугам окружностей, то невозможными будут вращательные движения относительно осей y и z, связь при этом (рисунок 23,a) окажется связью UC2(BII).

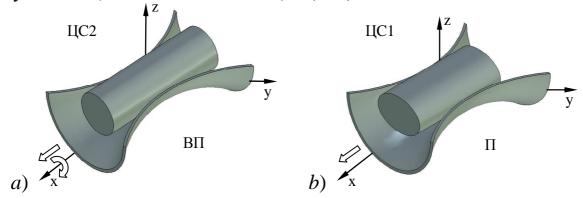


Рисунок 23 – Связь цилиндр-седло с внутренними условиями

Если же цилиндр выполнить параболическим или эллипсным, как это показано на рисунке 23,b, то возможным останется единственное движение — поступательное по оси x и связь станет связью $\boldsymbol{\mathit{UC1}}$.

При наложении цилиндра на плоскость (рисунок 24) возможными относительными движениями оказываются \boldsymbol{B} и $\boldsymbol{\Pi}$ относительно оси x, $\boldsymbol{\Pi}$ – относительно y и \boldsymbol{B} – относительно z.

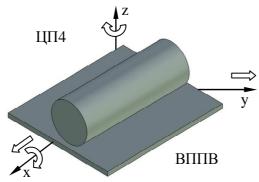


Рисунок 24 – Геометрическая связь цилиндр-плоскость

Эта связь ($B\Pi\Pi B$) четырехподвижная — $L\Pi 4$, она безусловная, т.е. в ней, даже изменяя форму цилиндра, нельзя уменьшить число относительных движений звеньев.

Помещая далее цилиндр в жёлоб (рисунок 25), в самом общем случае получим трехподвижную ($B\Pi\Pi$) связь ΠX 3. При смещении цилиндра по желобу по оси Y появляется зависимое движение (Π) по Z.

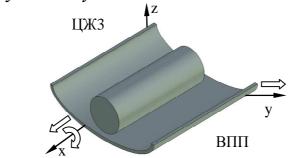


Рисунок 25 – Связь цилиндр-жёлоб

На эту связь могут быть наложены внутренние условия. Если кривизна жёлоба совпадет с кривизной кругового цилиндра, то пара станет двухподвижной $U\!K\!2$ (рисунок 26,a), в ней останутся возможными вращательное и поступательное движения ($B\Pi$) относительно оси x. Если же цилиндр выполнить параболическим, гиперболическим или эллиптическим и ввести его в соединение с конгруэнтно выполненным жёлобом (рисунок 26,b), то останется возможным лишь одно относительное поступательное движение по оси x и связь станет $U\!K\!1$.

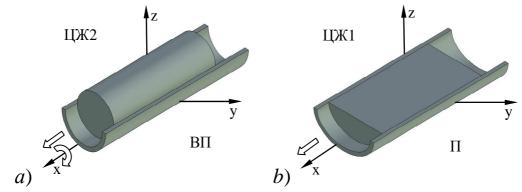


Рисунок 26 – Связи цилиндр-жёлоб с внутренними условиями

Отметим, что при этом внутреннем условии соединения цилиндр-жёлоб наиболее просто реализуется поступательная кинематическая связь.

Последней из возможных связей, образуемых из простых поверхностей (рисунок 2), является связь плоскость-плоскость (рисунок 27). В ней возможны три относительных движения - поступательные по осям x и y и вращательное относительно оси z.

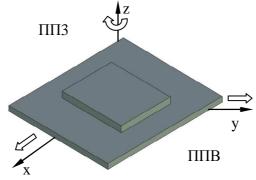


Рисунок 27 – Геометрическая связь плоскость-плоскость

Обозначим эту связь как *ППЗ* и отметим, что она безусловная, т.е. никакими изменениями тел нельзя уменьшить число относительных движений в ней.

Таким образом, элементарными одноконтактными связями, образованными семью простыми гладкими поверхностями, являются сорок две обоснованные выше геометрические связи. Из них двенадцать связей являются пятиподвижными: ШШ5, ШЛ5, ШК5, ШС5, ШЦ5, ШЖ5, ШП5, КК5, КС5, ЦЦ5, ЦК5, ЦС5; шесть связей являются четырехподвижными — ШЛ4, ШК4, ШЖ4, КК4, ЦК4, ЦП4; семь трехподвижными — ШЛ3, ШК3, ШС3, ШЖ3, ЦК3, ЦК3, ПП3; восемь двухподвижными — ШЛ2, ШК2, ШЖ2(1), ШЖ2(2), КК2, ЦК2, ЦС2, ЦЖ2 и девять одноводвижными — ШЛ1, ШК1, ШС1, ШЖ1, КК1, КС1(1), КС1(2), ЦС1, ЦЖ1.

Из 42х перечисленных связей не все могут быть использованы в практике как вполне пригодные и принципиально отличающиеся от других. Так, приведенные на рисунке 10 связи *ШСЗ* и *ШС1*, как это уже было записано выше, являются неустойчивыми связями и не могут быть рекомендованы к применению.

Повторяющими друг друга являются связи UK2 и UC2 (рисунки 21,b и 23,a). Оставим как наиболее легко реализуемую из них связь UK2. Можно вывести из использования связь UX2(1), приведенную на рисунке 13,c, так как она по составу движений (BII) дублирует связь UX2. Дублирующими друг друга являются также связи UX1 (рисунок 16,c). При организации этой связи предпочтительнее использовать последнюю.

Из двух связей KCI(1) и KCI(2), отличающихся лишь видом соприкосновения звеньев — по дуге окружности и по поверхности корсета, очевидным преимуществом обладает вторая связь, именно её мы и используем как предпочтительную.

Таким образом, можно окончательно назвать числа и виды одноконтактных связей, которые будут использованы далее при создании всего многообразия неодноконтактных кинематических пар:

пятиподвижные: ШШ5, ШЛ5, ШК5, ШС5, ШЦ5, ШЖ5, ШП5, КК5, КС5, ЦЦ5, ЦК5, ЦС5;

четырехподвижные: ШЛ4, ШК4, ШЖ4, КК4, ЦК4, ЦП4; трехподвижные: ШЛ3, ШК3, ШЖ3, ЦК3, ЦЖ3, ПП3; двухподвижные: ШЛ2, ШК2, ШЖ2, КК2, ЦК2, ЦЖ2; одноподвижные: ШЛ1, ШЖ1, КК1, КС1, ЦС1, ЦЖ1.

В теории механизмов [6] механические геометрические связи, все подвижные соединения звеньев принято называть как кинематическими парами и делить классы ИХ на независимых возможных относительных движений звеньев в них. В полном соответствии с этим, найденные и описанные выше связи как кинематические пары могут быть разнесены по классам: первого (пятиподвижные), второго (четырехподвижные), третьего (трехподвижные), четвертого (двухподвижные) ОТОТЯП (одноподвижные).

Отметим еще одну важную особенность отличающихся друг от друга кинематических пар. Являясь парами одного и того же класса, они могут существенно отличаться друг от друга по комплексам видов относительных движений звеньев. Практика машиностроения диктует потребность во всем полном многообразии, которое сводится к следующим пятнадцати реализуемым схемам (рисунок 28).

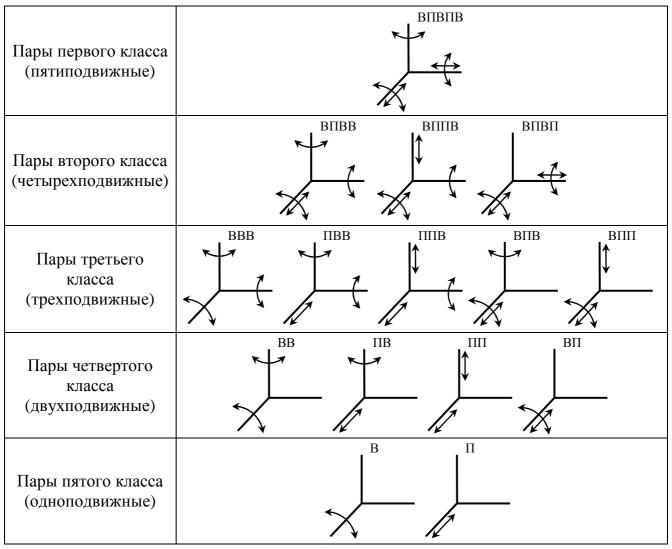


Рисунок 28 – Полный состав требуемых практикой машиностроения комплексов относительных движений звеньев в кинематических парах

Все обоснованные выше кинематические пары (36 пар) сведем в таблицы по их классам и обеспечиваемым ими комплексам движений.

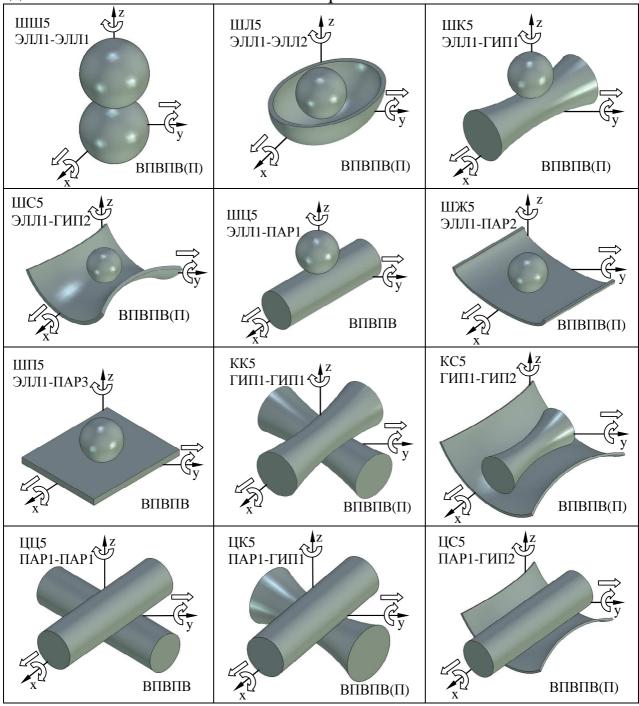
В Таблице 2 помещены все двенадцать кинематических пар первого класса, обеспечивающим комплекс движений *ВПВПВ*.

Отличаются эти пары геометрией соприкасающихся поверхностей. Все они точечные, одноконтактные и дозволяют по пять относительных независимых движений звеньев *ВПВПВ* с одним – шестым возможным зависимым движением.

Важно отметить, что эти двенадцать пятиподвижных кинематических пар могут быть использованы при создании более сложных соединений звеньев, а именно четырех-, трех-, двух- и одноподвижных кинематических пар. Так, соединение двух звеньев через пять пар *ШШ5* – обеспечит получение одноподвижной пары.

Таблица 2 – Пятиподвижные геометрические связи – как

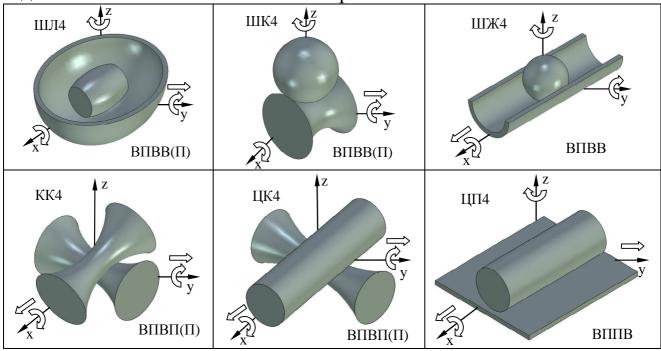
одноконтактные кинематические пары I класса



В таблице 3 приведем все шесть четырехподвижные кинематические пары *ШЛ4*, *ШЖ4*, *ШЖ4*, *КК4*, *ЦК4*, *ЦП4*. Они расположены по степени сложности используемых простых поверхностей, в соответствии с рисунком 2.

Эти четырехподвижные кинематические пары имеют отличие не только по геометрии соприкасающихся простых поверхностей, но и по составу относительных движений звеньев в декартовой системе координат в соответствии с рисунком 28.

Таблица 3 – Четырехподвижные геометрические связи – одноконтактные кинематические пары II класса



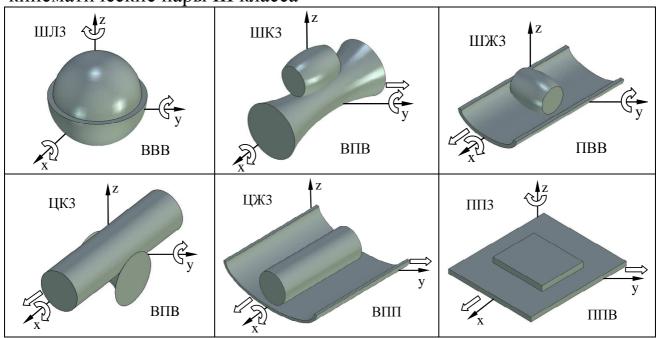
Необходимые для практики комплексы движений, а именно *ВПВВ* — обеспечиваются парами *ШЛ4*, *ШК4* и *ШЖ4*, *ВППВ* — парой *ЦП4*, а *ВПВП* — парами *КК4* и *ЦК4*, причем в связях *ШК4*, *КК4*, *ЦК4* всегда появляется дополнительное зависимое движение (*П*) относительно одной или двух осей.

Совместное использование приведенных в таблице 3 связей или совместно с парами первого класса позволяет строить неодноконтактные пары других классов. Так, соединение двух звеньев через две пары, например *ШК4* и *ШЖ4*, позволит получить двухконтактную пару четвертого класса.

В таблице 4 помещены одноконтактные кинематические пары (геометрические связи) третьего класса.

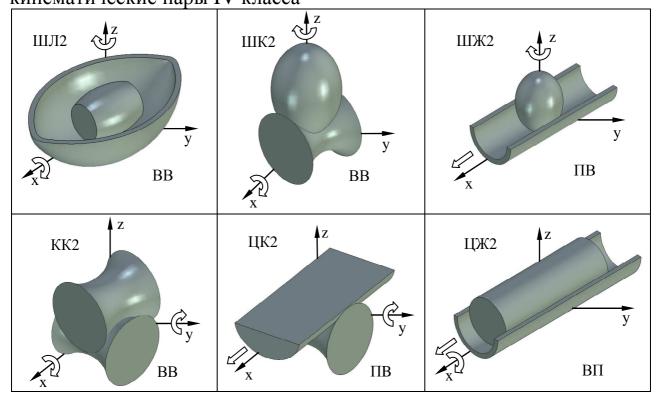
Таких пар всего шесть: *ШЛЗ*, *ШКЗ*, *ШЖЗ*, *ЦКЗ*, *ЦЖЗ*, *ППЗ*. Парами третьего класса можно обеспечивать пять возможных комплексов движений в декартовой системе координат, а именно *ВВВ*, *ПВВ*, *ППВ*, *ВПВ* и *ВПП*. Конкретно такие движения могут быть воспроизведены: *ВВВ* – парой *ШЛЗ*, *ПВВ* – парой *ШЖЗ*, *ВПВ* – парой *ППЗ*.

Таблица 4 — Трехподвижные геометрические связи — одноконтактные кинематические пары III класса



В Таблице 5 приведены все одноконтактные кинематические пары четвертого класса — двухподвижные. Их всего шесть: *ШЛ*2, *ШК*2, *ШЖ*2, *КК*2. *ЦК*2, *ЦЖ*2.

Таблица 5 – Двухподвижные геометрические связи – одноконтактные кинематические пары IV класса

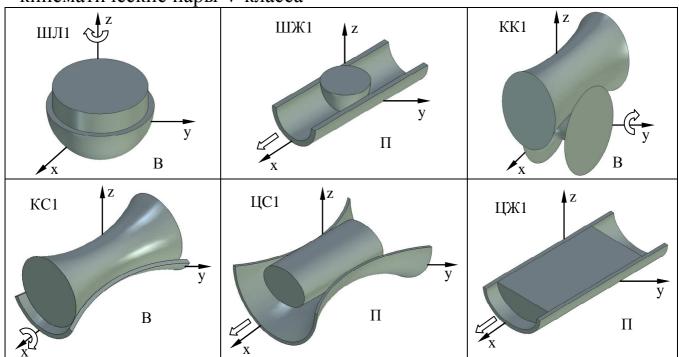


Пары четвертого класса, в соответствии с рисунком 28, могут обеспечить воспроизведение следующих комплексов движений: **ВВ**, **ПВ**, **ПП** и **ВП**. Комплекс **ВВ** можно получить, используя пары **ШЛ2**, **ШК2** и **КК2**; комплекс **ПВ** — используя пары **ШЖ2** и **ЦК2**; комплекс **ВП** — парой **ЦЖ2**, что касается комплекса движений **ПП**, то его воспроизвести одноконтактной парой невозможно. Это единственный комплекс относительных движений из всех, приведенных на рисунке 28, который требует более сложного конструктивного воплощения.

В таблице 6 показаны все кинематические одноконтактные пары пятого класса, дозволяющие единственное относительное движение звеньев. Всего их шесть. Это *ШЛ1*, *ШК1*, *КК1*, *КС1*, *ЦС1* и *ЦЖ1*.

В соответствии с рисунком 28, такие пары могут организовывать всего два вида комплексов относительных движений звеньев, это -B и Π . Движение B можно обеспечить парами Π Π 1, Π 1, Π 2 и Π 3.

Таблица 6 – Одноподвижные геометрические связи – одноконтактные кинематические пары V класса



Подводя итог изложенному, отметим, что подход к проблеме создания всего многообразия кинематических пар звеньев механических систем, основанный на использовании семи простых поверхностей, отличающихся по гауссовой кривизне, позволяет системно изучить их принципиальные отличия и сделать выводы, не имеющие логических противоречий.

Библиографический список

- 1. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов. Новокузнецк: Изд-во СибГГМА, 1994. – 102 с.
- 2. Живаго Э.Я. Теория и систематизация кинематических пар механических систем. Дисс. на соискание уч. степени доктора технических наук. НГТУ, г. Новосибирск, 26.10.2000г.
- 3. Дворников Л.Т., Живаго Э.Я. Основы теории кинематических пар. Монография. СибГИУ. Новокузнецк, 1999. 105 с.
- 4. Александров А.Д., Нецветаев Н.Ю. Геометрия. Учеб. пособие. М.: Наука. Гл.ред. физ.-мат. лит., 1990. 672 с.
- 5. 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.
- 6. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. 13-е изд. исправленное. М.: Наука. Гл.ред. физ.-мат. лит., 1986. 544 с.

PRINCIPAL SUMMATION THEORY OF KINEMATIC PAIRS Dvornikov L.T.

Keywords: geometrical (holonomic) communications, kinematic couples, classrooms of pairs, curvature of surfaces, classification.

In the present paper the general technique of synthesis of kinematic couples of mechanical systems is stated. The concept of the simply surfaces defined by a constancy of their curvature on a sign is given, seven simply surfaces are proved and on their basis uniform classification of kinematic couples is under construction.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПЕРЕКАТЫВАЮЩИХСЯ РЫЧАГОВ №1710 АРТОБОЛЕВСКОГО И.И. [1]

Дворников Л.Т., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории и основ конструирования машин;

Максимова Е.Н., аспирант;

Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк

E-mail: maksimovaen06@mail.ru

Ключевые слова: перекатывание, высшая кинематическая пара, скольжение, кинетостатическая разрешимость.

В статье излагаются результаты описаний механизмов перекатывающихся рычагов в литературе. Проводится кинематический анализ первого механизма перекатывающихся рычагов И.И. Артоболевского. Доказывается кинетостатическая разрешимость рассматриваемого механизма.

В справочнике [1] академика Артоболевского И.И. «Механизмы в современной технике», изданном в пяти томах (1970-1976гг.), один параграфов тома II (параграф 8) посвящен «Механизмам перекатывающихся рычагов», именно так были названы известные к важной особенностью которых, 1971г. механизмы. использование в них кинематических пар четвертого класса p_4 (двухподвижных). Анализ описаний таких механизмов в литературе, проведенный авторами настоящей статьи, показал, ЧТО само перекатывающихся словосочетание «механизмы рычагов», определяющее их особенности, было употреблено впервые в книге И.И. Артоболевского «Теория механизмов», 1967г. издания. Позднее это название было использовано в справочнике Кожевникова С.Н, Есипенко Я.И., Раскина Я.Н. «Механизмы», 1976г. Еще ранее Малышев А.П. в книге «Кинематика механизмов», 1933г. показывает примеры подобных механизмов, называя их «механизмами с парами катания по поверхностям с проскальзыванием». Артоболевский С.И. в учебнике «Теория механизмов и машин», 1967г. называет такие механизмы «механизмами катающимися c рычагами». «Фундаментальном словаре» А.Ф. Крайнева, 2000г. издания дается

определение термину «перекатывающийся рычаг» как отдельному звену без привязки к каким-либо механизмам. Можно утверждать, что до 1971г. о механизмах перекатывающихся рычагов лишь упоминалось. Именно в 1971г. Артоболевский И.И. выделил такие механизмы в отдельную группу, привел кинематические схемы пятнадцати отличающихся конструкций, каждой из которых дал устройству. Далее будем обращаться пояснениям, и говорить о механизмах перекатывающихся рычагов в Артоболевского И.И. называть понимании И ЭТИ механизмы механизмами его имени.

Казалось бы, после издания справочника [1] рассматриваемая группа механизмов должна была войти в общий классификатор Роспатента. Однако этого не произошло. Более того, ни один из описанных Артоболевским И.И. пятнадцати механизмов не был сколько-нибудь глубоко изучен. Во всяком случае, авторы настоящей статьи не нашли таких исследований. Тем не менее, существование перекатывающихся механизмов рычагов, как имеющих специфику и особенности функционирования, не вызывает сомнений, дать импульс и их исследование может К более использованию их в практике.

Повторим, что механизмы перекатывающихся рычагов в томе II справочника [1] приведены В подгруппе «Механизмы перекатывающихся рычагов» (название подгруппы ПР) под номерами от 1710 до 1724 и отнесены автором к IV группе его классификации по структурно-конструктивным признакам, которая названа им «Рычажно-кулачковые механизмы» (название группы РК). Подробное исследование начнем с механизма 1710, который показан на рисунке 1. В справочнике [1] ему дается следующее пояснение: «Кривошип 1, вращающийся вокруг неподвижной оси A, входит во вращательную пару B с шатуном 2, который входит во вращательную пару C с рычагом 3, перекатывающимся со скольжением по неподвижной плоскости 4. Звено 5 скользит в неподвижной направляющей р и пару D с рычагом вращательную поступательное движение звена 5 осуществляется перекатыванием со скольжением рычага 3 по неподвижной плоскости 4».

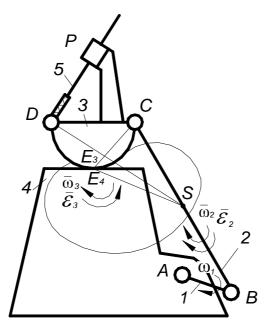


Рисунок 1 — Рычажно-кулачковый механизм перекатывающихся рычагов 1710

Прежде всего, обратимся к строению (структуре) этого механизма. Особенность его заключается в том, что он сложный, в его составе нельзя выделить простейших групп нулевой подвижности (одно или двухзвенных групп Ассура), все три звена кроме кривошипа 1 (шатун 2, трехпарный рычаг 3 и ползун 5) представляют собой группу звеньев нулевой подвижности. Действительно, число подвижных звеньев в ней n=3 (звенья 2, 3 и 5), число пар пятого класса $p_5=4$ (шарниры $p_5=4$ (шарниры $p_5=4$ (почечное соединение звена 3 с плоскостью 4) и по формуле Чебышева П.Л.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4$$

подвижность системы равна нулю, что определяет ее кинематическую и кинетостатическую разрешимость.

Кинематическое исследование группы звеньев 2, 3 и 5 возможно через нахождение особых точек группы, скорости и ускорения которых очевидны. Одна из таких точек лежит на пересечении перпендикуляра к направлению поступательного смещения звена 5 относительно опоры P, проведенного из центра шарнира D до пересечения с направлением, соединяющим точки B и C. Обозначим эту точку через S. Она принадлежит звену 3, так как обе линии пересечения DS и CS являются поводками звена 3. Особая точка S для рассматриваемого механизма не единственная. Подобные точки

появятся на пересечениях перпендикуляра к плоскости 4 с линией CB или с перпендикуляром к DP, проведенным из точки D.

Обратимся к кинематическому исследованию рассматриваемого механизма с использованием графо-аналитического метода. Построение плана скоростей механизма (рисунок 2) начнем со скорости точки B (\overline{V}_B), которая известна и по величине и по направлению

 $V_{B} = \omega_{1} \cdot l_{AB}$, $\overline{V}_{B} \perp AB$. $V_{B} = \omega_{1} \cdot l_{AB}$, $\overline{V}_{B} \perp AB$. $V_{B} = \omega_{1} \cdot l_{AB}$, $\overline{V}_{B} \perp AB$. $V_{E3E4}(\overline{V}_{E3})$ V_{DC} V_{CE3} V_{CE3} V

Рисунок 2 – План скоростей механизма Артоболевского 1710

Скорость особой точки S определится системой векторных уравнений

$$\begin{cases}
\overline{V}_{S} = \overline{V}_{B} + \overline{V_{CB}} + V_{SC}, & \overline{V_{CB}} + V_{SC} \\
\overline{V}_{S} = \overline{V_{D}} + V_{SD}, & \overline{V_{D}} + V_{SD} \parallel DP.
\end{cases}$$

Если из полюса p плана скоростей провести линию, параллельную DP, а из точки e линию, перпендикулярную BC, то на их пересечении определится конец вектора скорости $\overline{V_S}$. Полученные при построении плана отрезки \overline{ps} и \overline{bs} есть суммарные скорости $\overline{V_D + V_{SD}}$ и $\overline{V_{CB} + V_{SC}}$. После нахождения скорости особой точки S становится возможным определить скорость точки E_3 звена S по векторным уравнениям

$$\begin{cases} \overline{V}_{E_3} = \overline{V}_S + \overline{V}_{E_3S} , & \overline{V}_{E_3S} \perp SE_3, \\ \overline{V}_{E_3} = \overline{V}_{E_4} + \overline{V}_{E_3E_4}, & \overline{V}_{E_4} = 0, \overline{V}_{E_3E_4} \parallel \textit{плоскости4}. \end{cases}$$

В свою очередь скорости точек C и D определятся системами векторных уравнений

$$\begin{cases}
\overline{V}_C = \overline{V}_{E_3} + \overline{V}_{CE_3}, & \overline{V}_{CE_3} \perp E_3C, \\
\overline{V}_C = \overline{V}_B + \overline{V}_{CB}, & \overline{V}_{CB} \perp BC;
\end{cases}
\begin{cases}
\overline{V}_D = \overline{V}_{DP}, & \overline{V}_{DP} \parallel DP, \\
\overline{V}_D = \overline{V}_C + \overline{V}_{DC}, & \overline{V}_{DC} \perp CD.
\end{cases}$$

Что касается суммарных векторов, здесь важно отметить, что из плана скоростей можно найти каждый вектор по отдельности, так, вектор $\overline{V_D}+V_{SD}$ представляется в виде отрезка \overline{ps} , а входящие в него вектора $\overline{V_D}$ и $\overline{V_{SD}}$ в виде отрезков \overline{pd} и \overline{ds} , а вектор $\overline{V_{CB}}+V_{SC}$ в виде отрезка \overline{bs} , а по отдельности $\overline{V_{CB}}$ есть отрезок \overline{bc} , $\overline{V_{SC}}$ – отрезок \overline{cs} .

Отрезок bc на плане определяет скорость точки C относительно B, что позволяет определить угловую скорость звена 2

$$\omega_2 = \frac{\overline{bc} \cdot \mu_V}{l_{BC}},$$

где μ_V — масштабный коэффициент построенного плана. Направление вектора \overline{bc} определит направление вращения звена 2 — по часовой стрелке. Отрезок \overline{cs} на плане определяет линейную скорость точки S относительно C (\overline{V}_{SC}), по которой может быть определена угловая скорость звена 3

$$\omega_3 = \frac{cs \cdot \mu_V}{l_{CS}}.$$

Направление вектора cs определит направление угловой скорости звена 3. Она направлена также по часовой стрелке. Величина и направление угловой скорости ω_3 могут быть проверены

по линейной скорости
$$\overline{V}_{DC} = \overline{cd} \cdot \mu_V$$
, т.к. $\frac{\overline{cd} \cdot \mu_V}{l_{CD}} = \omega_3$. Проверка

может быть произведена и по скорости \overline{V}_{CE_3} через плечо E_3C . Угловая скорость ω_3 может быть найдена и по линейной скорости \overline{V}_S из уравнения

$$\omega_3 = \frac{ps \cdot \mu_V}{l_{DS}}.$$

Чтобы далее дать общий алгоритм кинетостатического исследования, покажем прием нахождения линейных ускорений точек и угловых ускорений звеньев механизма. План ускорений

исследуемого механизма после построения вектора ускорения точки \underline{B} в масштабе μ_a , как $\overline{a}_B = \overline{a^n}_{BA} + \overline{a^t}_{BA}$, при этом $a_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB}$, $\overline{a_{BA}^n} \parallel AB$ и направлено от B к A, $\overline{a^t}_{BA} = 0$, т. к. $\omega_1 = const$, может быть построен через отыскание линейного ускорения особой точки S на основании следующих векторных уравнений

$$\begin{cases}
\overline{a}_{S} = \overline{a}_{B} + \overline{a}_{CB}^{n} + \overline{a}_{SC}^{n} + \overline{a}_{CB}^{t} + \overline{a}_{SC}^{t}, \\
\overline{a}_{S} = \overline{a}_{SD}^{n} + \overline{a}_{D} + \overline{a}_{SD}^{t}, \\
a_{CB}^{n} = \omega_{2}^{2} \cdot l_{BC}, a_{SC}^{n} = \omega_{3}^{2} \cdot l_{SC}, \overline{a_{CB}^{n}} + \overline{a}_{SC}^{n} \parallel CB, \overline{a_{CB}^{t}} + \overline{a}_{SC}^{t} \perp CB, \\
a_{SD}^{n} = \omega_{3}^{2} \cdot l_{DS}, \overline{a_{SD}^{n}} \parallel SD, \overline{a}_{D} + \overline{a}_{SD}^{t} \parallel DP.
\end{cases} \tag{a}$$

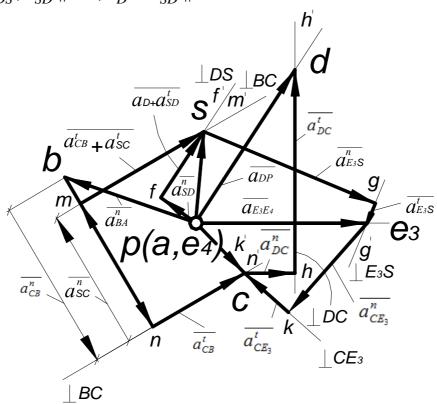


Рисунок 3. План ускорений механизма 1710

 вектора a_{SD}^n в том же масштабе μ_a , проведенного из полюса плана параллельно DS в направлении от S к D в виде отрезка \overline{pf} , с вектором $\overline{a_D + a_{SD}^t}$, проведенным из точки f перпендикулярно DS (линия $\overline{ff'}$). Точка пересечения линий $\overline{mm'}$ и $\overline{ff'}$ определит точку S — конец вектора \overline{ps} линейного ускорения особой точки S.

По известному ускорению особой точки S может быть найдено линейное ускорение точки E_3 , принадлежащей перекатывающемуся рычагу 3, из системы векторных уравнений

$$\begin{cases} \overline{a_{E_{3}}} = \overline{a_{S}} + \overline{a_{E_{3}S}^{n}} + \overline{a_{E_{3}S}^{t}}, & a_{E_{3}S}^{n} = \omega_{3}^{2} \cdot l_{SE_{3}}, \overline{a_{E_{3}S}^{n}} \parallel E_{3}S, \overline{a_{E_{3}S}^{t}} \perp E_{3}S, \\ \overline{a_{E_{3}}} = \overline{a_{E_{4}}} + \overline{a_{E_{3}E_{4}}}, & \overline{a_{E_{3}E_{4}}^{n}} \parallel nnockocmu4. \end{cases}$$
(B)

На основании системы (в) из точки S плана проводится вектор нормального ускорения $\overline{a_{E_3S}^n}$ в направлении, параллельном E_3S от E_3 к S в виде отрезка \overline{sg} , и далее из точки g проводится линия тангенциального ускорения $\overline{a_{E_3S}^t}$ перпендикулярно E_3S (линия $\overline{gg'}$) до пересечения в точке e_3 с горизонтальной линией, проведенной из полюса в направлении относительного линейного ускорения E_3E_4 .

По найденному ускорению точки E_3 может быть определено линейное ускорение точки C из системы следующих векторных уравнений

$$\begin{cases}
\overline{a_c} = \overline{a_{E_3}} + \overline{a^n_{CE_3}} + \overline{a^t_{CE_3}}, & a_{CE_3}^n = \omega_3^2 \cdot l_{CE_3}, \overline{a_{CE_3}^n} \parallel CE_3, \overline{a_{CE_3}^t} \perp CE_3, \\
\overline{a_c} = \overline{a_B} + \overline{a^n_{CB}} + \overline{a^t_{CB}}, & \overline{a_{CB}^t} \parallel CB, \overline{a^t_{CB}} \perp CB.
\end{cases} (c)$$

Вектор $a_{CE_3}^n$ в виде отрезка $\overline{e_3k}$ в масштабе μ_a на плане откладывается от точки e_3 в направлении, параллельном CE_3 от точки C к E_3 , далее из точки k проводится линия тангенциального ускорения $\overline{a^t}_{CE_3}$ перпендикулярно CE_3 (линия $\overline{kk'}$). Второе уравнение системы (c) реализуется построением вектора $\overline{a_{CB}^t}$, проведенного из точки n в направлении, перпендикулярном CB (линия $\overline{nn'}$). Точка пересечения линий $\overline{kk'}$ и $\overline{nn'}$ определит точку C – конец вектора \overline{pc} линейного ускорения точки C.

По известному ускорению точки C может быть найдено линейное ускорение точки D, принадлежащей перекатывающемуся рычагу 3 и ползуну 5, из системы векторных уравнений

$$\begin{cases}
\overline{a_D} = \overline{a_C} + \overline{a_{DC}^n} + \overline{a_{DC}^t}, & a_{DC}^n = \omega_3^2 \cdot l_{DC}, \overline{a_{DC}^n} \parallel DC, \overline{a_{DC}^t} \perp DC, \\
\overline{a_D} = \overline{a_{DP}}, & \overline{a_{DP}} \parallel DP.
\end{cases} (d)$$

Вектор $\overline{a_{DC}^n}$ в виде отрезка \overline{ch} в масштабе μ_a на плане откладывается от точки c в направлении, параллельном DC от точки D к C, далее проводится линия тангенциального ускорения $\overline{a^t}_{DC}$ перпендикулярно DC (линия \overline{kk} ') до пересечения в точке d с линией, проведенной из полюса в направлении относительного линейного ускорения $\overline{a_{DP}}$ параллельно неподвижной направляющей DP.

По найденным линейным ускорениям точек могут быть определены угловые ускорения звеньев механизма. Так, тангенциальная составляющая ускорения $\overline{a_{CB}^t}$ (отрезок \overline{nc} на плане) определяет угловое ускорение звена 2

$$\varepsilon_2 = \frac{\overline{nc} \cdot \mu_a}{l_{BC}},$$

направление вектора $\overline{a_{CB}^t}$ определяет направление углового ускорения звена 2, направление $\overline{\varepsilon}_2$ совпадает с направлением $\overline{\omega}_2$ (по часовой стрелке), следовательно, звено $\overline{a_{DC}^t}$ движется ускоренно. Тангенциальная составляющая ускорения $\overline{a_{DC}^t}$ (отрезок \overline{hd} на плане) определит угловое ускорение звена 3

$$\varepsilon_3 = \frac{\overline{hd} \cdot \mu_a}{l_{DC}},$$

направление вектора a_{DC}^t определяет направление углового ускорения звена 3, направление $\overline{\varepsilon}_3$ не совпадает с направлением $\overline{\omega}_3$ (против часовой стрелки), следовательно, звено 3 движется замедленно. Величина и направление углового ускорения ε_3 могут быть проверены по линейному ускорению $\overline{a_{CE_3}^t} = \overline{kc} \cdot \mu_a$, т. к. $\overline{kc} \cdot \mu_a = \varepsilon_3$. Угловое ускорение ε_3 может быть найдено и по

полному линейному ускорению особой точки $S\left(\overline{a}_S\right)$ из уравнения

$$\varepsilon_3 = \frac{ps \cdot \mu_a}{l_{DS}}.$$

Перейдем к общему алгоритму кинетостатического исследования. Выделим в рассматриваемом механизме трехзвенную группу нулевой подвижности (шатун 2, трехпарный рычаг 3 и ползун 5), заменяя связи реакциями в соответствующих кинематических парах (рисунок 4).

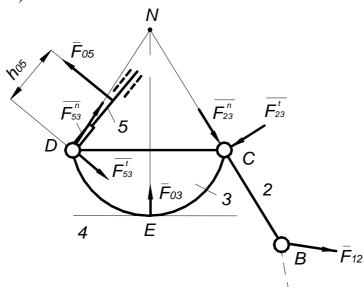


Рисунок 4 – К силовому анализу трехзвенной группы механизма 1710

Прежде всего, рассмотрим звено 2. Из уравнения суммы моментов относительно точки В находим тангенциальную составляющую реакции в кинематической паре С

$$\sum_{3BEHO2} M(B) = 0 \Longrightarrow \overline{F_{23}^t},$$

что дает возможность подойти к звену 3. На пересечении перпендикуляра к известной реакции $\overline{F_{23}^t}$ и линии действия реакции со стороны плоскости 4 $(\overline{F_{03}})$ найдем особую точку N, принадлежащую звену 3. Соединив N с точкой D, определим направления нормальной и тангенциальной составляющих реакции в кинематической паре D $(\overline{F_{53}^n}$ и $\overline{F_{53}^t}$). Обратим внимание на то, что относительно точки N реакции $\overline{F_{23}^n}$, $\overline{F_{03}}$ и $\overline{F_{53}^n}$ не дадут моментов, что позволяет по уравнению найти тангенциальную составляющую реакции $\overline{F_{53}^t}$ в кинематической паре D

$$\sum_{3BEHO3} M(N) = 0 \Longrightarrow \overline{F_{53}^t}.$$

Составляя далее векторное уравнение равновесия звена 5 в виде

$$\sum_{3BEHO5} \overline{F} = 0 \Longrightarrow \overline{F_{53}^n}, \overline{F_{05}},$$

находим реакции F_{53}^n и $\overline{F_{05}}$. Величина плеча h_{05} положения реакции $\overline{F_{05}}$ относительно точки D может быть найдена из уравнения моментов сил

$$\sum_{3BEHO5} M(D) = 0 \Longrightarrow h_{05}.$$

Что касается реакций $\overline{F_{23}^n}$ и $\overline{F_{03}}$, то они могут быть найдены из векторного уравнения суммы сил звена 3

$$\sum_{3BEHO3} \overline{F} = 0 \Rightarrow \overline{F_{23}^n}, \overline{F_{03}}.$$

Таким образом, механизм перекатывающихся рычагов Артоболевского И.И. 1710 имеет полную кинематическую и кинетостатическую разрешимость.

Библиографический список

1. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике т. II. – M.: Наука, 1971. – 1007 с.

KINEMATIC AND KINETOSTATIC ANALYSIS OF THE MECHANISM OF THE ROLLING LEVERS № 1710 OF ARTOBOLEVSKY I.I. [1]

Dvornikov L.T., Maksimova E.N.

Keywords: rolling, higher kinematic pair, sliding, kinetostatic solution.

The article presents results describing the mechanisms of the rolling levers in the literature. Kinematic analysis is carried out the first mechanism of the rolling levers of Artobolevsky I.I. Kinetostatic solution proved of this mechanism.

ОСОБЕННОСТИ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ МЕХАНИЗМОВ С УЧЕТОМ УПРУГОСТИ ЗВЕНЬЕВ

Адамович Н.О., к.т.н., доцент кафедры теории и основ конструирования машин Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк E-mail: tmmiok@yandex.ru

Ключевые слова: динамическая модель, теория колебаний, деформация.

В статье излагаются вопросы, относящиеся к первому этапу динамического исследования, включающему постановку задачи и методику построения динамической и математической моделей механизма. Рассмотрена схематизация механизмов с учетом упругости звеньев.

Основное допущение при динамических расчетах механизмов и машин заключается в предположении о недеформируемости звеньев. Наиболее простая динамическая модель механизма, основанная на данном допущении, рассматривается в курсе теории механизмов и машин. Такую модель условно можно назвать кинетостатической. Анализ кинетостатической модели дает достаточно совершенное представление о динамике механизма при характере нагружения, близком к статическому. Однако практика эксплуатации машинных агрегатов свидетельствует о том, что предположение о недеформируемости звеньев приводит к неверной ориентации при анализе сложных динамических процессов.

Учет упругих свойств звеньев при построении динамических моделей механизмов позволяет решать новый класс задач, преследующих следующие цели:

- 1) устранение аварийных резонансных режимов;
- 2) обеспечение условий работы машины и ее обслуживания, обеспечивающих высококачественное и надежное осуществление заданной технологической операции; воспроизведение с заданной точностью требуемых кинематических зависимостей; ограничение уровня колебаний, исходя из эксплуатационных характеристик;
- 3) рациональное использование колебательных явлений для технологических и транспортных операций.

При решении задач динамики механизмов с упругими звеньями сталкиваются с разновидностями механических колебаний:

- а) со свободными колебаниями, происходящими под воздействием возмущений в начальный момент времени;
- б) вынужденными колебаниями под действием переменных возмущающих сил;
- в) параметрическими колебаниями, связанными с изменением приведенных масс, моментов инерции и коэффициентов жесткости;
- г) автоколебаниями, которые можно рассматривать как свободные колебания, поддерживаемые внешним источником энергии, компенсирующим отрицательную работу диссипативных сил.

Любая реальная механическая система имеет бесконечное число степеней свободы. При составлении динамической модели необходимо ограничивать число степеней свободы некоторым конечным числом. При этом исходят из следующих предположений:

- 1. Инерционные свойства системы отображаются массами или моментами инерции, которые сосредоточены в отдельных точках или сечениях.
- 2. Эти точки или сечения соединены безинерционными упругодиссипативными, геометрическими или кинематическими связями.

Практически, использование данных положений сводится к тому, что в механизме и его приводе выделяются наиболее массивные элементы, а также наиболее податливые участки кинематической цепи. Инерционные, упругие и диссипативные свойства остальных элементов учитываются приведенными значениями соответствующих параметров. При приведении необходимо исходить из условия неизменности кинетической и потенциальной энергии, а также рассеянной энергии системы.

Приведение масс и моментов инерции базируется на стремлении сохранить неизменным баланс кинетической энергии. Подобную задачу при учете упругости звеньев можно решить лишь приближенно, поскольку невозможно точно свести систему с бесконечным числом степеней свободы к системе с конечным числом степеней свободы. Распределенный момент инерции приводится к выбранному сечению приведения, тем самым осуществляется переход к упрощенной динамической модели, в которой масса, сосредоточенная в сечении приведения, связана с заделкой (сечением,

принятым за неподвижное) безинерционным упругим элементом. Из равенства полной кинетической энергии исходной системы расчетной схемы определяется приведенный момент инерции. случае кинетическая энергия полностью данном связана колебательным процессом, поэтому данная процедура приведения по существу обеспечивает близость собственной частоты модели к первой собственной частоте исходной системы. Однако в звеньях механизма кинетическая энергия помимо колебаний формируется и за счет заданного «идеального» движения. Для совместного учета этих факторов, необходимого не только при частотном анализе системы, но и для достоверных представлений о динамических учитывать угловые нужно перемещения принятого за неподвижное. Таким образом, абсолютная угловая произвольном сечении складывается составляющих: идеальной и колебательной.

Наиболее важной характеристикой привода, отражающей влияние упругости звеньев на динамику машины, является его жесткость. Под коэффициентом жесткости c обычно понимают отношение восстанавливающей силы F к деформации x. Жесткость передаточного механизма может быть определена как отношение момента M, приложенного к входному звену, к углу θ , на который повернется входной вал из-за податливости всех промежуточных элементов при неподвижном ведомом звене.

Вид функции c(x) в первую очередь определяется материалом и конструктивными особенностями упругого элемента. Так, например, на рабочем диапазоне напряжений металлы обычно подчиняются Гука, для резиновых элементов свойственна характеристика, а для многих полимеров мягкая. Однако, и металлических деталях возможно возникновение нелинейных восстанавливающих сил. В частности это характерно для высших кинематических пар. Нередко с целью получения требуемых нелинейных характеристик в машинах применяют специальные устройства, например конические пружины, нелинейные муфты и т.д.

Нарушение нелинейной характеристики восстанавливающей силы может произойти из-за подключения каких-либо элементов кинематической цепи, из-за наличия зазоров в кинематических парах, установки фиксаторов и других факторов. Нередко нелинейные факторы в общем балансе жесткостей оказываются малосущественными. Необходимость учета нелинейностей обычно

связана с рассмотрением таких динамических процессов, при которых происходят значительные деформации упругих элементов, либо в тех случаях, когда целью исследования являются колебательные режимы, свойственные только нелинейным системам (например автоколебания). При приведении коэффициентов жесткости следует исходить из условия неизменности потенциальной энергии до и после приведения.

При работе машин и механизмов в их элементах действуют не только упругие, но и диссипативные силы, приводящие к рассеянию преобразованию механической энергии И eë энергию электромагнитных и звуковых волн, тепловую и другие виды энергии. С учетом сил неупругого сопротивления, направление деформации, противоположно скорости которых зависимости восстанавливающей силы от деформации будет иметь две ветви, соответствующих нагрузке и разгрузке. Площадь фигуры, заключенной между ЭТИМИ ветвями, так называемой гистерезиса, пропорциональна работе, затраченной за один цикл на неупругого сопротивления. преодоление СИЛ Отношение затраченной энергии к работе, при называется коэффициентом ψ поглощения или рассеяния. Величина и характер зависимости этого параметра от различных факторов определяются самой природой диссипативных сил, которые могут вызываться различными причинами.

В механизмах силы сопротивления чаще всего представляют собой силы трения, возникающие в кинематических парах и неподвижных соединениях деталей. В последнем случае речь идет о так называемом конструкционном демпфировании, возникающем на площадках контакта деталей при колебаниях. К силам сопротивления относятся также силы внутреннего трения в материале, возникающие при деформации упругих элементов.

Большое число диссипативных факторов, сложность и многообразие процессов, сопровождающих колебательные явления, приводят к тому, что при решении инженерных задач приходится прибегать к параметрам диссипации, полученным из эксперимента. В одних случаях экспериментом выявляются коэффициенты рассеяния ψ отдельных элементов конструкции, в других — некоторые приведенные значения, свойственные целому механизму. Параметры диссипации обычно определяются при одночастотных колебаниях в

режиме затухающих свободных колебаний, либо в резонансном режиме при вынужденных колебаниях.

расчете коэффициенты динамическом диссипации некоторый энергетический позволяют установить эквивалент, учитывающий силы сопротивления в системе дифференциальных уравнений. Наиболее эффективный подход к учету диссипативных сил в инженерных задачах связан с так называемой эквивалентной которой нелинейная линеаризацией, при сила сопротивления заменяется условно линейной при сохранении той же величины, рассеянной за один цикл энергии.

механизмы машинного агрегата составляют взаимосвязанную систему. Однако во многих случаях рассмотрение вопросов динамики машинного агрегата в виде единой модели не представляется возможным. Из-за малой связанности определенных колебательных контуров машинного агрегата многие механизмы могут быть выделены в виде отдельных колебательных контуров. Так например, при определении неравномерности вращения ведущих звеньев можно воспользоваться динамической моделью машинного представленной В виде совокупности элемента отображающего динамическую характеристику двигателя, И приведенного момента инерции J машины (рисунок 1,a).



Рисунок 1 – Динамические модели машинного агрегата

Эффективность этой сравнительно простой модели связана с электродвигатель является фильтром низких вследствие чего высокие частоты механической системы обычно на формирование неравномерности оказывают малое влияние вращения ротора. Поэтому упругодиссипативные свойства звеньев механизмов могут быть либо совсем исключены из рассмотрения, либо учтены наиболее податливые элементы привода (рисунок 1,б). В результате анализа такой модели, включающей элемент \mathcal{I} , момент упругодиссипативный инерции ротора элемент J_0 приведенный момент инерции машины J, может быть найдена координата, определяющая движение ведущего звена механизма.

Несмотря на то, что вид динамической модели в значительной степени определяется конкретными условиями, возможен отбор ряда типовых моделей, свойственных многим механизмам, как по целям, так и по способности выявить наиболее важные динамические свойства. При таком подходе, характерном для многих задач прикладной теории колебаний, вводятся в рассмотрение эталонные модели, к которым может быть сведено большое количество конкретных систем. На рисунке 2 показан ряд типовых динамических моделей механизмов и их приводов.

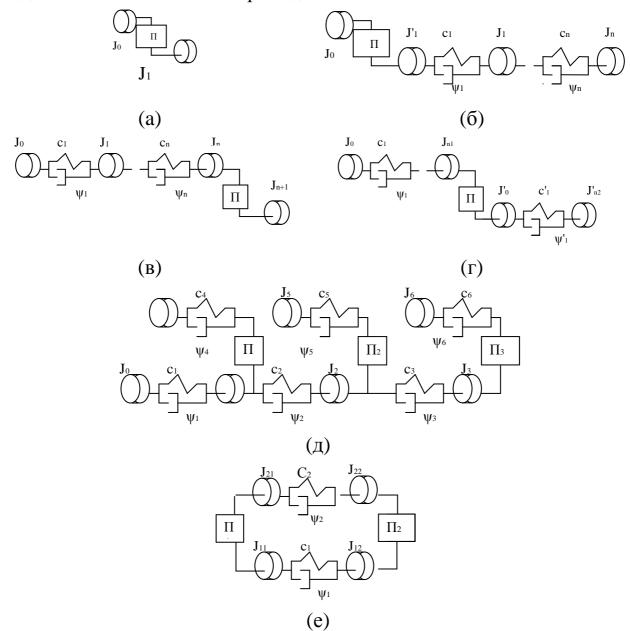


Рисунок 2 – Типовые динамические модели механизов и их приводов

Наиболее простой среди приведенных моделей является кинетостатическая модель (рисунок 2,а). В зависимости от

соотношения коэффициентов жесткости ведущей и ведомой частей расчета ΜΟΓΥΤ механизма цели динамического И оказаться эффективными динамические модели при абсолютно жесткой ведущей части (рисунок 2,б) или ведомой части (рисунок 2,в). Эти модели являются частными случаями модели более общего типа (рисунок 2, Γ), которая позволяет учесть уже более сложные колебательные явления, возникающие при взаимном влиянии контуров, связанных функцией положения. Во многих случаях возникает необходимость анализа параллельно-последовательных соединений (рисунок 2,д). Подобная модель встречается, например, при анализе колебаний в приводах с распределительным валом, от Особый получает движение ряд механизмов. которого моделей образуют работающие динамических механизмы, замкнутой схеме (рисунок 2,е).

Во всех моделях функция положения $\Pi(\varphi)$ может быть как линейной, так и нелинейной, а коэффициенты жесткости и рассеяния c и ψ – постоянными или переменными.

Каждой физической модели соответствует своя математическая модель, т.е. система дифференциальных или интегральных уравнений, с помощью которых осуществляется математическое описание исследуемого объекта. При построении математической модели в ряде случаев приходится привлекать на помощь некоторые гипотезы и допущения для компенсации недостатка знаний или с целью упрощения самой процедуры математического описания системы и ее дальнейшего анализа.

Библиографический список

1. Вульфсон И.И. Введение в динамику механизмов с учетом упругости звеньев: Учебное пособие. – Л: Изд-во ЛПИ, 1977. – 45 с.

ESPECIALLY THE STUDY OF THE DYNAMICS OF MECHANISMS WITH ELASTIC LINKS

Adamovich N.O.

Keywords: dynamic model, theory of oscillations, deformation.

In the paper the questions relating to the first phase of dynamic research, which includes setting objectives and methodology for the construction of the dynamic and mathematical models of the mechanism. Considered the mapping of mechanisms with elastic links.

ЗАДАЧА О НАХОЖДЕНИИ СОСРЕДОТОЧЕННЫХ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗВЕНО ПОДДЕРЖКИ, ПРИ ЗАДАННОЙ НАГРУЗКЕ

Князев А.С., старший преподаватель кафедры теории и основ конструирования машин Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк E-mail: knyazev_a.s@mail.ru

Ключевые слова: сосредоточенная сила, нагрузка кровли, механизированная крепь.

В статье излагается алгоритм разложения действующей на секцию механизированной крепи равномерной нагрузки на сосредоточенные силы. Использование данного алгоритма позволяет заменить нагрузку сосредоточенные силы, что значительно упростит вычисления, a, следовательно, и решение поставленной задачи. Данный алгоритм построен на методах сопротивления материалов.

При исследовании шахтных механизированных крепей неравномерно распределенная нагрузка от разрушенной породы создает ряд сложностей. Для этого, необходимо её заменить сосредоточенными силами в шарнирах. Рассмотрим на конкретном примере алгоритм замены нераспределенной нагрузки. На рисунке 1 показана секция механизированной крепи, состоящая из 5 подвижных звеньев: приводного гидроцилиндра 1 со штоком 2, звена поддержки 3, первого коромысла 4, второго коромысла 5. Сверху на крепь действует нагрузка от неравномерно разрушенной горной породы q.

Выделим звено поддержки 3 и рассмотрим его с действующей на него нагрузкой q, для простоты расчетов примем нагрузку равномерную. Воспользуемся методами сопромата для определения сосредоточенных сил, а именно: предположим, что шарниры C, D, K – это неподвижные опоры. Полученная на рисунке 2 схема – это статически неопределимая балка.

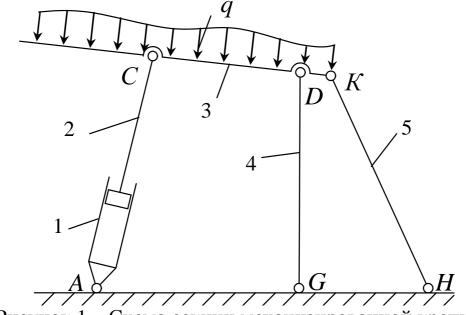


Рисунок 1 – Схема секции механизированной крепи

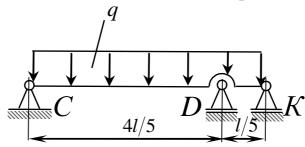


Рисунок 2 – Статически неопределимая балка

Для решения статически неопределимой балки [1], мысленно превращаем её в статически определимую, удаляя лишние связи и заменяя их действие неизвестными реакциями. Чтобы полученная система (рисунок 3) не отличалась от заданной, необходимо чтобы перемещение сечения, в полученной системе, в месте удаленной связи равнялась нулю. Иными словами, необходимо чтобы прогиб в точке D от действия нагрузки q и прогиб от сосредоточенной силы были равны. Составим уравнение прогибов от действия нагрузки q (рисунок 4).

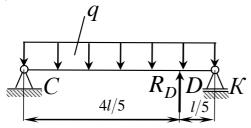


Рисунок 3 – Статически определимая балка

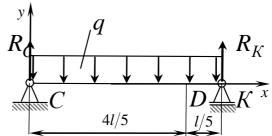


Рисунок 4 — Балка с нагрузкой q

Определим реакции, возникающие в шарнирах C и K, для этого, составим уравнения моментов относительно точек C и K

$$\sum M(C) = 0, \quad R_K \cdot l - q \cdot l \cdot \frac{l}{2} = 0 \quad \Longrightarrow \quad R_K = \frac{q \cdot l}{2};$$

$$\sum M(K) = 0, \quad q \cdot l \cdot \frac{l}{2} - R_C \cdot l = 0 \quad \Longrightarrow \quad R_C = \frac{q \cdot l}{2}.$$

Помещаем начало координат на левой опоре, тогда $y_0 = 0$. Для определения θ_0 используем условие: при x = l, y = 0. Далее составляем уравнение прогибов:

$$EIy_{x=l} = EI heta_0 l + rac{ql}{2} rac{(l-0)^3}{6} - rac{q(l-0)^4}{24} = 0$$
, откуда $heta_0 = -rac{ql^3}{24EI}$.

Составим уравнение прогибов для т. *D*, при $x = \frac{4l}{5}$

$$EIy_{x=\frac{2l}{3}} = \frac{ql^3}{24} \cdot \frac{4l}{5} + \frac{ql}{2} \cdot \frac{(\frac{4l}{5} - 0)^3}{6} - \frac{q(\frac{4l}{5} - 0)^4}{24} = \frac{221ql^4}{3750}$$
 Следовательно, $y_{x=\frac{2l}{3}} = \frac{221ql^4}{3750EI}$. (1)

Составим уравнение прогибов от действия реакции R_D (рисунок 5).

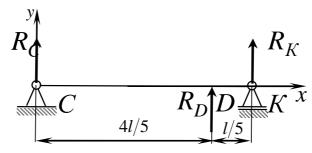


Рисунок 5 — Балка с сосредоточенной силой R_D

Определим реакции, возникающие в шарнирах C и K, для этого, составим уравнения моментов относительно точек C и K

$$\sum M(C) = 0, \quad R_K \cdot l + R_D \cdot \frac{4l}{5} = 0 \implies R_K = -\frac{4}{5}R_D;$$

$$\sum M(K) = 0, \quad -R_D \cdot \frac{l}{5} - R_C \cdot l = 0 \implies R_C = -\frac{1}{5} \cdot R_D.$$

Помещаем начало координат на левой опоре, тогда $y_0=0$. Для определения θ_0 используем условие: при x=l, y=0. Далее составляем уравнение прогибов

$$EIy_{x=l} = EI heta_0 l - rac{R_D}{5} \cdot rac{(l-0)^3}{6} - rac{R_D \cdot (l-rac{4l}{5})^3}{6} = 0$$
, откуда $heta_0 = rac{26R_D l^2}{750EI}$.

Составим уравнение прогибов для т. *D*, при $x = \frac{4l}{5}$

$$EIy_{x=rac{2l}{3}} = rac{26R_Dl^2}{750} \cdot rac{4l}{5} - rac{R_D}{5} \cdot rac{(rac{4l}{5} - 0)^3}{6} = rac{20R_Dl^3}{1875}$$
 Следовательно, $y_{x=rac{2l}{3}} = rac{20R_Dl^3}{1875EI}$. (2)

После определения прогибов от нагрузки и сосредоточенной силы приравняем полученные уравнения (1) и (2)

$$rac{20R_Dl^3}{1875EI} = rac{221ql^4}{3750EI},$$
 откуда $R_D = 5rac{21}{40} \cdot q \cdot l$.

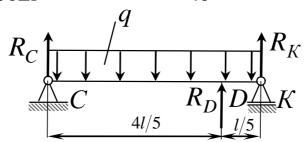


Рисунок 6 – Статически определимая балка с реакциями в опорах

После нахождения реакции R_D решаем статически определимую балку (рисунок 6) с известной реакцией в опоре D

$$\sum M(C) = 0, \quad R_K \cdot l - q \cdot l \cdot \frac{l}{2} + R_D \cdot \frac{4l}{5} = 0 \quad \Longrightarrow \quad R_K = -4 \frac{46}{50} \cdot q \cdot l;$$

$$\sum M(K) = 0, \quad q \cdot l \cdot \frac{l}{2} - R_C \cdot l - R_D \cdot \frac{l}{5} = 0 \quad \Longrightarrow \quad R_C = -\frac{121}{200} \cdot q \cdot l.$$

Таким образом, по приведенному выше алгоритму, происходит определение реакций, которые необходимо приложить к звену поддержки для замены распределенной нагрузки сосредоточенными силами.

Библиографический список

1. Степин П.А. Сопротивление материалов / Учебник для вузов. – М.: Высш. школа, 1979. – 312 с.

PROBLEM ABOUT DETERMINATION OF THE POINT FORCES OPERATING ON A LINK OF SUPPORT, AT THE SET LOAD Knjazev A.S.

Keywords: point force, load of a roof, mechanised support.

In a paper the algorithm of breaking-up operating on section mechanised is stated fix a uniform load on point forces. Use of the given algorithm allows to substitute a load on point forces that considerably will simplify evaluations, and, hence, and the task in view decision. The given algorithm is constructed on methods of resistance of materials.

ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА ВЫВОДА УРАВНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКОЙ ПРОФИЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ КУЛАЧКА

Нагибин А.В., старший преподаватель кафедры технической механики и графики Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк E-mail: antnag@rambler.ru

Ключевые слова: кулачок, кулачковый механизм, практическая профильная поверхность, семейство поверхностей, огибающая семейства поверхностей.

В статье излагается метод вывода аналитического выражения для практической профильной поверхности кулачка. Выведены в параметрической форме на участке взвода ведомого звена уравнения практической профильной поверхности плоского дискового кулачка ударного кулачкового механизма с поступательно перемещающимся толкателем.

В кулачковом механизме наиболее сложной в геометрическом смысле деталью является кулачок. Среди всех поверхностей кулачка, наибольший интерес представляет вывод уравнения практической профильной поверхности кулачка, по которой происходит контакт ведущего звена с ведомым.

Практическая профильная поверхность представляет собой огибающую семейства поверхностей ролика. Семейство поверхностей ролика представляет собой совокупность поверхностей ролика, получаемую при обращенном движении толкателя относительно кулачка.

Решение поставленной задачи производится методами дифференциальной геометрии и состоит из двух этапов [1]:

- 1) вывод трехпараметрического уравнения семейства поверхностей ролика;
- 2) вывод уравнения огибающей семейства поверхностей ролика, путем исключения одного из параметров уравнения семейства.

На рисунке 1 представлена расчетная схема для ударного кулачкового механизма с плоским дисковым кулачком. Геометрические параметры кулачка представлены на рисунке 2.

Выведем уравнение практической профильной поверхности на участке взвода, которому соответствует фазовый угол $\alpha_{\hat{a}_{\zeta}} = \varphi_{max}$, закон движения толкателя-бойка $S(\varphi)$ и величина взвода S_{max} .

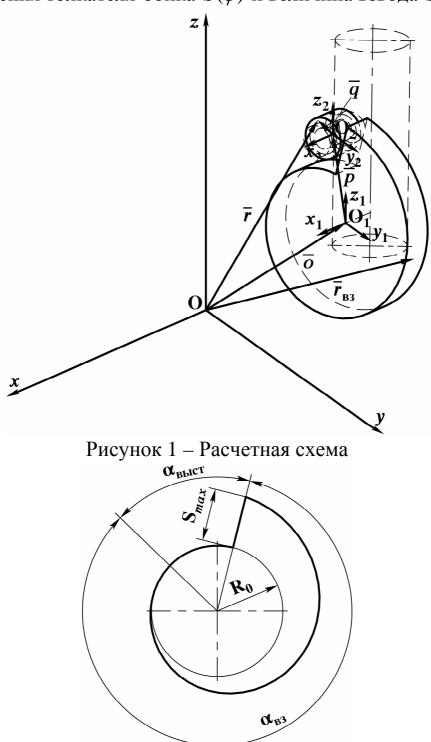


Рисунок 2 – Геометрические параметры кулачка

Система координат Oxyz является глобальной системой координат (ГСК). Эта система координат (СК) является неподвижной, и относительно нее будут выводиться уравнения семейства

поверхностей ролика и практической профильной поверхности. Для облегчения вывода вспомогательных уравнений поверхностей и линий вводятся локальные системы координат (ЛСК) $O_1x_1y_1z_1$ и $O_2 x_2 y_2 z_2$. Свяжем СК $O_1 x_1 y_1 z_1$ с кулачком, так что ось x_1 совпадает с осью вращения кулачка, а начало СК O_1 лежит на середине толщины кулачка. Радиус-вектор \overline{o} определяет положение начала локальной системы координат $O_1x_1y_1z_1$ относительно ГСК Oxyz. ЛКС $O_1 x_1 y_1 z_1$ является неподвижной системой координат, поэтому вектор являться постоянным. Свяжем будет ЛСК $O_2x_2y_2z_2$ цилиндрической поверхностью ролика, при этом ось x_2 направим вдоль оси ролика. ЛСК $O_2x_2y_2z_2$ является подвижной системой координат. Эта система координат перемещается вместе с роликом при обращенном движении толкателя-бойка, начало этой системы - точка O_2 описывает пространственную кривую, определяемую радиус-вектором \bar{p} относительно ЛСК $O_1 x_1 y_1 z_1$. Эта кривая является теоретическим профилем плоского кулачка. Радиусопределяет цилиндрическую поверхность $O_2 x_2 y_2 z_2$. Радиус-вектор относительно ЛСК цилиндрическую поверхность ролика относительно неподвижной ГСК Oxyz в любом положении ролика. Радиус-вектор \overline{r} будет представлять собой вектор-функцию семейства поверхностей ролика.

Как видно из рисунка 1, радиус-вектор \overline{r} равен:

$$\overline{r} = \overline{o} + \overline{p} + \overline{q} . \tag{1}$$

Матрица разложения вектора \overline{o} по ортам \overline{i} , \overline{j} , \overline{k} ГСК Oxyz имеет вид:

$$[o] = \begin{bmatrix} o_x \\ o_y \\ o_z \end{bmatrix}. \tag{2}$$

Разложению вектора \overline{p} по ортам $\overline{i_1}$, $\overline{j_1}$, $\overline{k_1}$ ЛКС $O_{_1}x_{_1}y_{_1}z_{_1}$ соответствует следующая матрица, в которой компоненты этого вектора выражены в цилиндрической системе координат:

$$\begin{bmatrix} p^{(1)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_x \\ \rho \cos \varphi \\ \rho \sin \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_x \\ (S(\varphi) + r_{\delta} + R_0) \cos \varphi \\ (S(\varphi) + r_{\delta} + R_0) \sin \varphi \end{bmatrix}.$$
(3)

Положим далее, во избежание громоздких выражений, что оси ЛСК $O_1x_1y_1z_1$ параллельны осям ГСК Oxyz и совпадают с ними по направлению. В этом случае матрица перехода из ЛСК $O_1x_1y_1z_1$ в ГСК Oxyz T_1 будет единичной матрицей:

Тогда матрица компонент разложение вектора \overline{p} по ортам ГСК [p] может быть найдена как:

$$[p] = \left[T_{1g}\right]^{T} \cdot \left[p^{(1)}\right] = \left[p^{(1)}\right] = \left[S(\varphi) + r_{\delta} + R_{0}\cos\varphi\right]. \tag{5}$$

$$\left(S(\varphi) + r_{\delta} + R_{0}\sin\varphi\right)$$

Из рисунка 3 следует, что матрица разложение вектора \overline{q} по ортам $\overline{i_2}$, $\overline{j_2}$, $\overline{k_2}$ СК $O_2x_2y_2z_2$ в цилиндрической СК имеет вид:

$$\begin{bmatrix} q^{(2)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{\delta} u \\ r_{\delta} \cos \beta \\ r_{\delta} \sin \beta \end{bmatrix}, 0 \le \beta \le 2\pi, \\ -0.5 \le u \le 0.5. \tag{6}$$

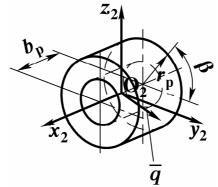


Рисунок 3 – Цилиндрическая поверхность ролика

Так как ЛСК $O_2x_2y_2z_2$ перемещается вместе с толкателем при его обращенном движении, то согласно рисунку 4 матрица перехода из ЛСК $O_2x_2y_2z_2$ в ЛСК $O_1x_1y_1z_1$ будет иметь вид:

$$\begin{bmatrix} T_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & \sin \varphi \\ 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix}.$$
(7)

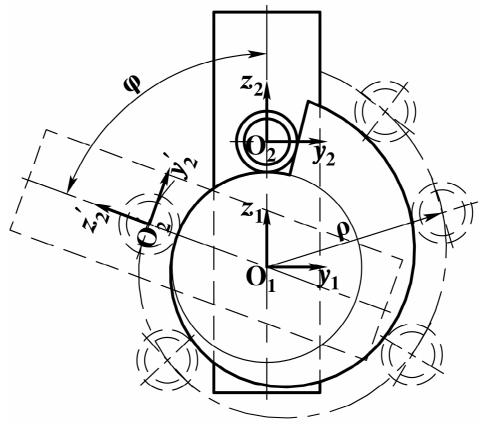


Рисунок 4 – Схема обращенного движения толкателя

Отсюда матрица [q] компонент разложение вектора \overline{q} по ортам ГСК находится следующим образом:

$$[q] = [T_{1g}]^T \cdot [T_{21}]^T \cdot [q^{(2)}] = \begin{bmatrix} b_{\delta} u \\ r_{\delta} (\cos \beta \cos \varphi - \sin \beta \sin \varphi) \\ r_{\delta} (\cos \beta \sin \varphi + \sin \beta \cos \varphi) \end{bmatrix}, \quad 0 \le \beta \le 2\pi, \\ r_{\delta} (\cos \beta \sin \varphi + \sin \beta \cos \varphi) \end{bmatrix}, \quad 0 \le \beta \le 2\pi, \quad (8)$$

Из выражения (1) вектор \overline{r} в матричной форме может быть найден как:

$$[r]=[o]+[p]+[q].$$
 (9)

тогда

$$[r] = \begin{bmatrix} o_x + p_x + b_{\delta}u \\ o_y + (S(\varphi) + r_{\delta} + R_0)\cos\varphi + r_{\delta}\cos\beta(\cos\varphi - tg\beta\sin\varphi) \\ o_z + (S(\varphi) + r_{\delta} + R_0)\sin\varphi + r_{\delta}\cos\beta(\sin\varphi + tg\beta\cos\varphi) \end{bmatrix},$$
(10)

ИЛИ

$$x_{\delta} = o_{x} + p_{x} + b_{\delta}u,$$

$$y_{\delta} = o_{y} + \left(S(\varphi) + r_{\delta} + R_{0}\right)\cos\varphi + r_{\delta}\cos\beta(\cos\varphi - tg\beta\sin\varphi),$$

$$z_{\delta} = o_{z} + \left(S(\varphi) + r_{\delta} + R_{0}\right)\sin\varphi + r_{\delta}\cos\beta(\sin\varphi + tg\beta\cos\varphi).$$

$$0 \le \beta \le 2\pi,$$

$$-0.5 \le u \le 0.5, (11)$$

$$0 \le \varphi \le \alpha_{\hat{a}\varsigma}.$$

Система (11) является параметрическим уравнением семейства поверхностей цилиндрического ролика, в котором угол поворота толкателя ϕ – параметр семейства.

Согласно теории огибающих для того, чтобы исключить один из параметров системы (11), необходимо решить следующее уравнение:

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial x_{\delta}}{\partial \varphi} & \frac{\partial y_{\delta}}{\partial \varphi} & \frac{\partial z_{\delta}}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial x_{\delta}}{\partial \beta} & \frac{\partial y_{\delta}}{\partial \beta} & \frac{\partial z_{\delta}}{\partial \beta} \\ \frac{\partial x_{\delta}}{\partial u} & \frac{\partial y_{\delta}}{\partial u} & \frac{\partial z_{\delta}}{\partial u} \end{vmatrix} = 0.$$
(12)

Разложив этот определитель и проведя необходимые преобразования, получим уравнение связи между параметрами системы (11):

$$\frac{dS}{d\varphi} + (S(\varphi) + r_{\delta} + R_0) t g \beta = 0.$$

Из этого уравнения получим соотношение между параметрами системы (11):

$$tg\beta = -\frac{\frac{dS}{d\varphi}}{S(\varphi) + r_{\delta} + R_0}.$$
(13)

Заметив, что

$$\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \beta}},$$

подставим выражение (13) в параметрические уравнения семейства (11):

$$x_{\hat{a}\hat{\varsigma}} = o_x + p_x + b_{\hat{\sigma}}u,$$

$$y_{\hat{a}\hat{\varsigma}} = o_y + \left(S(\varphi) + r_{\hat{\sigma}} + R_0\right)\cos\varphi +$$

$$+ \frac{r_{\hat{\sigma}}}{\left[1 + \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)^2 \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)^2\right]} \left(\cos\varphi + \frac{\frac{dS}{d\varphi}}{S(\varphi) + r_{\hat{\sigma}} + R_0}\sin\varphi\right), -0.5 \le u \le 0.5,$$

$$0 \le \varphi \le \alpha_{\hat{a}\hat{\varsigma}}$$

$$z_{\hat{a}\hat{\varsigma}} = o_z + \left(S(\varphi) + r_{\hat{\sigma}} + R_0\right)\sin\varphi +$$

$$+ \frac{r_{\hat{\sigma}}}{S(\varphi) + r_{\hat{\sigma}} + R_0} \left(\sin\varphi - \frac{dS}{d\varphi}\right)\cos\varphi$$

$$(14)$$

$$+\frac{r_{\delta}}{\sqrt{1+\left(\frac{\frac{dS}{d\varphi}}{S(\varphi)+r_{\delta}+R_{0}}\right)^{2}}}\left(\sin\varphi-\frac{\frac{dS}{d\varphi}}{S(\varphi)+r_{\delta}+R_{0}}\cos\varphi\right). \tag{14}$$

Полученная система (14) является искомым уравнением практической профильной поверхности в параметрической форме.

На рисунке 5 представлены практическая профильная поверхность плоского дискового кулачка и семейство поверхностей ролика, построенные по уравнениям систем (14) и (11) соответственно для закона движения толкателя

$$S(\varphi) = \frac{S_{max}}{\varphi_{max}} \left[\varphi - \frac{\varphi_{max}}{\pi} \sin \left(\frac{\pi \varphi}{\varphi_{max}} \right) \right]$$
 при $r_{\delta} = 8$ мм, $b_{\delta} = 13$ мм, $\varphi_{max} = \alpha_{\hat{a}\hat{\varsigma}} = \frac{3\pi}{2}$, $S_{max} = 20$ мм, $o_x = o_y = o_z = p_x = 0$.

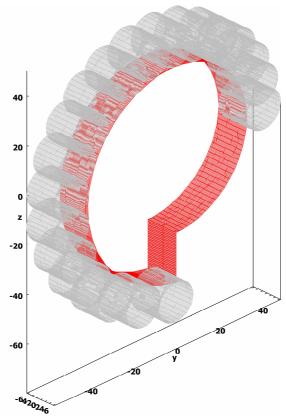


Рисунок 5 – Практическая профильная поверхность и семейство поверхностей ролика

Таким образом, изложенный в статье метод позволяет получить аналитическое выражение для практической профильной поверхности кулачка, исходя из её определения как огибающей семейства поверхностей ролика.

Библиографический список

1. Фиников С.П. Дифференциальная геометрия. – М.: Изд-во МГУ, 1961. – 158 с.

JUSTIFICATION OF THE METHOD OF A DERIVATION OF THE PRACTICAL PROFILED SURFACE OF THE CAM Nagibin A.V.

Keywords: cam, cam mechanism, practical profiled surface, family of surfaces, envelop of family of surfaces.

In the article the method of a derivation of analytical expression for a practical profiled surface of a cam is stated. The equations of a practical profiled surface of a flat disk cam of the impact cam mechanism with progressively moving follower are derived in a parametrical form on a part of notch of the follower.

ПРОДОЛЬНЫЙ УДАР. ТРИ ВНЕДРЕНИЯ ЛЕЗВИЯ В ГОРНУЮ ПОРОДУ

Шапошников И.-И.Д., к.т.н.

Elmshorn, Deutschland (Германия) E-mail: schaiid@rambler.ru

Ключевые слова: продольный удар, импульс, штанга, энергия, волна смещений и деформаций, лезвие инструмента, горная порода.

Приведены новые результаты аналитического исследования внедрения лезвия в горную породу от продольного удара. Волны деформаций образованы четырьмя разными импульсами, создающими в штанге волны деформаций разной геометрии, но равных энергий. Внедрение от первого подхода к забою волны деформации соответствует всем известным аналитическим исследованиям и было основой для рекомендаций наилучших форм бойков. Сумма же трёх внедрений лезвия при одном ударе показала, что для ударноповоротного способа бурения это снование является ошибочным.

Результат может быть интересен исследователям эффективности бурения продольным ударом.

Введение

Первые исследования влияния различных форм бойков, в виде обобщённой формы – усечённого конуса, [1], были выполнены с целью повышения эффективности вращательно-ударного бурения. В связи с большими усилиями подачи при этом виде бурения, корпус машины постоянно прижат к шпинделю, жёстко соединённому с бурильной штангой. При этом в качестве само собою разумеющегося принималось допущение о невозможности влияния волн деформаций, отражённых от забоя, на внедрение лезвия дополнительно начальному. Мысль о том, что это допущение пригодно не для всех видов бурения, с применением продольного удара, в том числе перфораторами – для ударно-поворотного способа, не возникала. Сомнения поселились совсем недавно... Следует отметить, что для вращательно-ударного способа бурения задача подбора оптимальной формы бойка имеет свои проблемы, связанные с наличием шпинделя и требованиями к долговечности бойка. Об этом, предполагается выполнить отдельное исследование.

Согласно исследованиям проф. О.Д.Алимова, при оптимальном усилии подачи, и, соответственно, наибольшей скорости бурения перфораторами, между корпусом перфоратора и буртиком бурильной штанги имеет место зазор в пределах 3-7мм. Таким образом, боёк оказывается «наедине» с ударным торцом штанги. Это обстоятельство позволяет отражённым от забоя волнам деформации свободно отражаться от ударного торца штанги, снова направляться к забою, и процесс внедрения лезвия и отражений волн может быть многократным, пока не исчерпается возможность для очередного дополнительного внедрения.

При исследовании автором второго внедрения [2, 3], был обнаружен эффект: «При первом внедрении коническая штанга имеет преимущества перед цилиндрической. внедрении цилиндрическая штанга частично «берёт реванш», за счёт большей энергии в отражённой волне». Этот эффект породил предположение о том, что волны, отражённые от забоя при первом внедрении и возвращающиеся снова к забою могут также «брать реванш» у волн, форма которых обеспечивала более глубокое соответственно, лезвия но, меньшую отражённой волне. Это означало бы уменьшение преимуществ одной формы волны перед другой.

Последующие размышления привели К анализу процесса ударного разрушения горной породы погружными бурильными устройствами. В них короткий боёк наносит удары также по инструменте короткому инструменту. В волновой процесс отражений происходит \mathbf{c} сотнями волны деформации, обуславливает работу бойка и инструмента практически как двух твёрдых тел. При этом вся кинетическая энергия, (минус энергия отскока), переходит в работу силы на пути внедрения и не зfвисит ни от формы, ни от величины массы бойка, а только от величины энергии в целом, $A_{yz} = (0.5MV^2)$.

В результате возникли сомнения в том, что и при ударноповоротном способе бурения перфораторами для обоснования
эффективности той или иной формы бойка может служить величина
глубины внедрения лезвия только при первом подходе волны
деформации к забою.

Аналитическое исследование каждого очередного дополнительного внедрения сложнее предыдущих, но результат оказался одновременно удовлетворительным и удивительным.

Допущения, принятые для исследования прежние: а) волновое уравнение — одномерное; б) сопротивление горной породы пропорционально глубине внедрения лезвия; в) разрушение горной породы заканчивается в момент достижения наибольшей величины силы внедрения; г) потери на внутреннее трение, и другие эффекты пренебрежимо малы.

Исследование выполнено методами операционного исчисления, основанного на преобразовании Лапласа-Карсона.

1. Обозначения и параметры, принятые для примеров.

 $Y(\tau,x)$ – волна смещений, м;

 $Y_x(\tau,x) = \partial Y(\tau,x)/\partial x$ — частная производная, (волна деформаций), б.р.; p — параметр преобразования в операционном исчислении, (1/M).

Y(p, x), — изображение функции смещений, м-

1(z) — единичная функция Хевисайда. 1(z)=1 при $z\geq 0,\ 1(z)=0,$ при z<0;

 $\tau = at$ — длина штанги, пройденная волной, удобная в применении вместо истинного времени, м; t — время, с;

 $a = (E/\rho)^{0.5}$ – скорость волны, м/c; a = 5000 м/c;

E – модуль упругости стали, $H/M^2 = \Pi a$; $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ H/m}^2$;

 ρ – плотность бойка и штанги, кг/м³ ; $\rho = 8.10^3$ кг/м³;

 $\varepsilon(\tau)$ – импульс деформаций, $\varepsilon(p)$ – его изображение, б.р.;

V – скорость бойка, м/с; V = 8 м/с;

 $\varepsilon_{\rm o} = V/(2a)$ — деформация в штанге при ударе бойком, равного с ней поперечного сечения, б.р.; $\varepsilon_{\rm o} = 8\cdot 10^{-4}$;

A – площадь поперечного сечения штанги. Штанга S25, $A=5\cdot10^{-4}$ м²;

b = k / (EA) – параметр жёсткости штанга-лезвие-порода ", 1/м;

k – коэффициент жёсткости «сила / внедрение», (лезвие-порода), Н/м;

 $k = 4.10^{6}$ Н/м ~ для лезвия длиной 40 мм с углом приострения 90° ,

 $k^{\text{□}} = 7.10^{6} \text{f H/m} \sim \text{для лезвия длиной 40 мм с углом приострения } 110^{\circ};$

f – крепость горной породы, б.р.; приняты f=7 – для k, и f=21 – для k^{\square} ; $b_7=0$,3 1/м; и $b_{21}^{\square}=1$,5 1/м:

 $L_{\rm o}$ — длина бойка с равной площадью сечения штанги, $L_{\rm o}$ =0,5 м; $A_{y\partial}=0.5MV^2$ — энергия бойка и первой прямой упругой волны, Дж; $A_{y\partial}$ =64 Дж.

Штанга шестигранная S25.

 $au\Box$ – компактная запись аргумента, в которой $au\Box$ равен аргументу единичной функции. Например, $e^{c\tau\Box}\cdot 1(\tau+x-2L)=e^{c(\tau+x-2L)}\cdot 1(\tau+x-2L)$.

Замечание: Неточности вида $\rho = 8\cdot 10^3$ кг/м³ вместо табличных $\rho = (7,7...7,9)\cdot 10^3$ кг/м³ и другие, приняты для удобства вычислений. При этом физический процесс остаётся близким к реальному, а точность сравнительного анализа сохраняется, так как все импульсы поставлены в одинаковые условия.

2. Импульсы деформаций

Для сравнительного исследования приняты четыре различных по форме импульса, вызывающие в штанге соответствующие разные по геометрии упругие волны деформации, но равные по энергии (рисунок 1).

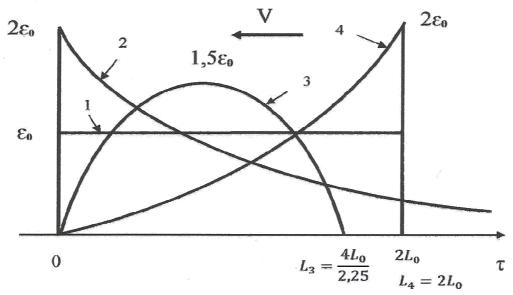


Рисунок 1 – Импульсы, принятые для сравнительного исследования

1. "Прямоугольный" – от бойка, равного сечения со штангой:

$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0[1\cdot 1(\tau) - 1\cdot 1(\tau-2L_0)];$$
 Принято $0 \le \tau \le 2L_0$.

Поэтому далее применяем: $\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0 \cdot 1(\tau)$;

2. "Экспонента" – от абсолютно жёсткого бойка:

$$\varepsilon(au) = -2\varepsilon_0 e^{-\omega au} \cdot 1(au); \quad \omega = 1/L_0; \leftarrow \text{Из условия } A_{\text{уд}} = A_{\text{уд}}.$$

3. "Sinus", искусственный импульс, близкий к реальным:

$$\varepsilon(\tau) = -1.5\varepsilon_0[\sin\alpha\tau \cdot 1(\tau) + \sin\alpha(\tau - L) \cdot 1(\tau - L)];$$
Принято

 $0 \le \tau \le L$.

Поэтому далее применяем: $\varepsilon(\tau) = -1.5\varepsilon_0 \sin \alpha \tau \cdot 1(\tau)$; $(\varepsilon_{max} = -1.5\varepsilon_0)$.

 $L = L_3 = 4L_0/2,25; \quad \alpha = \pi/L; \quad \leftarrow$ Из условия $A_{y,z} = A_{y,z,0}$.

4. "Экспонента – нулём к забою":

$$\varepsilon(\tau) = -\varepsilon_0(e^{\omega \tau} - 1) \cdot 1(\tau);$$
 Принято $0 \le \tau \le L;$ $(\varepsilon_{max} = -2\varepsilon_0).$

$$L = L_4 = 2L_0; \ \omega = \frac{\ln 3}{L}; \ \leftarrow$$
 Из условия $A_{yд} = A_{yд0}.$

Изображения этих импульсов:

1.
$$\varepsilon(p) = -\varepsilon_0$$
; 3. $\varepsilon(p) = -1.5\varepsilon_0 \frac{\alpha p}{p^2 + \alpha^2}$;

2.
$$\varepsilon(p) = -2\varepsilon_0 \frac{p}{p+\omega}$$
; 4. $\varepsilon(p) = -\varepsilon_0 (\frac{p}{p-\omega} - 1)$;

3. Внедрение от прямых волн деформаций, (к забою), в изображениях

Внедрение №1: $\mathbf{Y_1}(p,x) = -\varepsilon_1(p) \left[\frac{1}{p} e^{-px} + \frac{p-b}{p(p+b)} e^{p(x-2l)} \right]$;

Внедрение №2:

$$\mathbf{Y}_{2}(p,x) = -\varepsilon_{2}(p) \left[\frac{1}{p} e^{-px} + \frac{p-b}{p(p+b)} e^{p(x-2l)} \right] - bY_{1m} \frac{1}{p+b} e^{p(x-2l)};$$
 Внедрение №3:
$$\mathbf{Y}_{3}(p,x) = -\varepsilon_{3}(p) \left[\frac{1}{p} e^{-px} + \frac{p-b}{p(p+b)} e^{p(x-2l)} \right] - b(Y_{1m} + \frac{p-b}{p(p+b)}) e^{p(x-2l)}$$

$$+Y_{2m})\frac{1}{p+b}e^{p(x-2l)};$$

 $\varepsilon_1(p)$ — импульс от бойка. $\varepsilon_2(p)$ и $\varepsilon_3(p)$ - импульсы возвращающиеся к забою после внедрений №1 и №2. Y_{1m} и Y_{2m} - наибольшие внедрения лезвия.

4. Волновой процесс. Волны смещений и глубина внедрения лезвия

4.1. Импульс "Прямоугольный" – от бойка, равного сечения со штангой

$$\begin{split} &Y_{1}(\tau,x)=\varepsilon_{0}\frac{1}{b}\{[b\tau\Box]\cdot 1(\tau-x)+[2(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box})-b\tau\Box]\cdot 1(\tau+x-2l)\};\\ &Y_{1}(l+j2L_{0},l)=2\varepsilon_{0}\frac{1}{b}\left(1-\mathrm{e}^{-bj2L_{0}}\right);\ \ j=0;0,1;0,2;\ldots 1.\\ &Y_{2}(\tau,x)=\varepsilon_{0}\frac{1}{b}\{[2(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box})-b\tau\Box]\cdot 1(\tau-x)+4b\tau\Box\,\,\mathrm{e}^{-b\tau\Box}-4(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box})+\\ &+b\tau\Box-\frac{bY_{1m}}{\varepsilon_{0}}(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box})\cdot 1(\tau+x-2l)\};\\ &Y_{2}(l+j2L_{0},l)=2\varepsilon_{0}\frac{1}{b}\left[2bj2L_{0}e^{-bj2L_{0}}-(1+\frac{bY_{1m}}{2\varepsilon_{0}})(1-e^{-bj2L_{0}})\right];\\ &j=0;0,1;0,2;\ldots 1.\\ &Y_{3}(\tau,x)=\varepsilon_{0}\frac{1}{b}\{\left[b\tau\Box-4(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box})+4b\tau\Box\,\,\mathrm{e}^{-b\tau\Box}-\frac{bY_{1m}}{\varepsilon_{0}}(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box})\right]\cdot\\ &1(\tau-x)+\\ &+\left[6(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box})-b\tau\Box-4b\tau\Box\,\,\mathrm{e}^{-b\tau\Box}-4b^{2}\tau\Box\,^{2}\mathrm{e}^{-b\tau\Box}-2\frac{bY_{1m}}{\varepsilon_{0}}b\tau\Box\,\,\mathrm{e}^{-b\tau\Box}+\frac{bY_{1m}}{\varepsilon_{0}}(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box})-\frac{b(Y_{1m}+Y_{2m})}{\varepsilon_{0}}(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box})\right]\cdot\end{aligned}$$

$$\begin{split} &Y_{3}(l+j2L_{0},l)=2\varepsilon_{0}\frac{1}{b}\left[\left(1-\frac{b(Y_{1m}+Y_{2m})}{2\varepsilon_{0}}\right)\left(1-e^{-bj2L_{0}}\right)-bj2L_{0}(2bj2L_{0}+\\ &+\frac{bY_{1m}}{\varepsilon_{0}})e^{-bj2L_{0}}\right];\quad j=0;0,1;0,2;\dots1.\\ &\sum Y(\tau,l)=Y_{1m}+Y_{2m}+Y_{3m}; \end{split}$$

4.2. Импульс "Экспонента" – от абсолютно жёсткого бойка

$$+\left[\frac{2\omega(\omega+b)}{(\omega-b)^{2}}e^{-b\tau\Box} - \frac{\omega+b}{\omega-b} - \frac{(\omega+b)^{2}}{(\omega-b)^{2}}e^{-\omega\tau\Box} + \frac{2\omega}{\omega-b}\left(1 - e^{-b\tau\Box}\right) - \frac{4\omega b}{\omega-b}\tau\Box e^{-b\tau\Box} - \frac{\omega Y_{1m}}{2\varepsilon_{0}}\left(1 - e^{-b\tau\Box}\right)\right] \cdot 1(\tau + x - 2l)\};$$

$$\begin{split} Y_2(l+j2L_0,l) &= 4\varepsilon_0 \big[\frac{\omega+b}{(\omega-b)^2} \big(\mathrm{e}^{-bj2L_0} - \mathrm{e}^{-\omega j2L_0} \, \big) - \frac{2b}{\omega-b} \, j2L_0 \mathrm{e}^{-bj2L_0} \, - \frac{Y_{1m}}{4\varepsilon_0} \, (1-\mathrm{e}^{-bj2L_0}) \big]; \quad j=0;0,1;0,2;\dots 1. \end{split}$$

$$Y_3(\tau,x) = 2\varepsilon_0 \frac{1}{\omega} \{ [A(1-\mathrm{e}^{-\omega\tau\Box}) + C\frac{\omega}{b}(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box}) + D\frac{\omega}{b}(-\tau\Box \mathrm{e}^{-b\tau\Box} + \frac{1}{b}(1-\mathrm{e}^{-b\tau\Box}) + D\frac{\omega}{b}(-\tau\Box \mathrm{e}^{-b\tau\Box}) + D\frac{\omega}{b}(-\tau\Box \mathrm{e}^{-b\tau\Box}) \}$$

$$\cdot 1(\tau - x) + \left[A\left(-1 - \frac{\omega + b}{\omega - b}e^{-\omega\tau\Box} + \frac{2\omega}{\omega - b}e^{-b\tau\Box}\right) + C\frac{\omega}{b}(2b\tau\Box e^{-b\tau\Box} - (1 - e^{-b\tau\Box})) + C\frac{\omega}{b}(2b\tau\Box e^{-b\tau\Box} - e^{-b\tau\Box}) + C\frac{\omega}{b}(2b\tau\Box e^{-b\tau\Box}) + C\frac{\omega}{b}(2b\tau\Box e^{-b\tau\Box} - e^{-b\tau\Box}) + C\frac{\omega}{b}(2b\tau\Box e^{-b\tau\Box}) +$$

$$+D\frac{\omega}{b^2}\Big(b\tau\Box e^{-b\tau\Box} + b^2\tau\Box^2e^{-b\tau\Box} - (1 - e^{-b\tau\Box}) - \frac{b^2Y_{2m}}{\omega 2\varepsilon_0}(1 - e^{-b\tau\Box})\Big] \cdot 1(\tau + \tau - 2t)$$

$$1(\tau + x - 2l)\};$$

$$Y_3(l+j2L_0,l) = 2\varepsilon_0 \left[A \frac{2}{\omega-b} \left(e^{-bj2L_0} - e^{-\omega j2L_0} \right) + C2j2L_0 e^{-bj2L_0} + C2j2L_0 e^{-bj2L_0} \right]$$

$$+D(j2L_0)^2 e^{-bj2L_0} - \frac{Y_{1m} + Y_{2m}}{2\varepsilon_0} (1 - e^{-bj2L_0}); \quad j = 0; 0, 1; 0, 2; \dots 1.$$

$$A = \frac{(\omega+b)^2}{(\omega-b)^2}; \quad C = -b\left(\frac{4\omega}{(\omega-b)^2} + \frac{Y_{1m}}{2\varepsilon_0}\right); \quad D = \frac{4b^2}{\omega-b};$$

$$\sum Y(\tau, l) = Y_{1m} + Y_{2m} + Y_{3m};$$

4.3. Импульс "Sinus", искусственный, но близкий к реальным

$$Y_{1}(\tau,x) = 1,5\varepsilon_{0}\alpha\{\frac{1}{\alpha^{2}}(1-\cos\alpha\tau\Box)\cdot 1(\tau-x) + [\frac{2}{\alpha^{2}+b^{2}}e^{-b\tau\Box} - \frac{1}{\alpha^{2}} - \frac{\alpha^{2}-b^{2}}{\alpha^{2}(\alpha^{2}+b^{2})}\cos\alpha\tau\Box + \frac{2b}{\alpha(\alpha^{2}+b^{2})}\sin\alpha\tau\Box)\cdot 1(\tau+x-2l)\};$$

$$Y_{1}(l+jL,l) = 1,5\varepsilon_{0}\frac{2\alpha}{\alpha^{2}+b^{2}}(e^{-bjL} - \cos\alpha jL + \frac{b}{\alpha}\sin\alpha jL);$$

$$j = 0; 0,1; 0,2; ... 1.$$

$$Y_2(\tau,x) = 1.5\varepsilon_0 \frac{2\alpha b}{\alpha^2 + b^2} \{ \left[\frac{1}{\alpha} sin\alpha\tau \Box + \frac{\alpha^2 - b^2}{2\alpha^2 b} (1 - \cos\alpha\tau \Box \right] - \frac{1}{b} (1 - e^{-b\tau \Box}) \right] \cdot \frac{1}{b^2} \left[\frac{1}{\alpha} sin\alpha\tau \Box \right] + \frac{\alpha^2 - b^2}{2\alpha^2 b} \left[\frac{1}{\alpha} sin\alpha\tau \Box \right] + \frac{1}{b^2} \left[\frac{1}{\alpha} sin\alpha\tau \Box \right] + \frac{1$$

$$\begin{split} -2\tau\Box \ e^{-b\tau\Box} \ + \frac{1}{b}(1 - \frac{Y_{1m}}{1.5\varepsilon_0} \frac{\alpha^2 + b^2}{2\alpha})(1 - e^{-b\tau\Box})] \cdot 1(\tau + x - 2l)\}; \\ Y_2(l + jL, l) &= 1.5\varepsilon_0 \frac{2\alpha(\alpha^2 - 3b^2)}{(\alpha^2 + b^2)^2} [e^{-bjL} - \cos\alpha jL + \frac{b(3\alpha^2 - b^2)}{\alpha(\alpha^2 - 3b^2)} \sin\alpha jL - \\ &- \frac{2b(\alpha^2 + b^2)}{\alpha(\alpha^2 - 3b^2)} jLe^{-bjL} - \frac{Y_{1m}}{1.5\varepsilon_0} \frac{(\alpha^2 + b^2)^2}{2\alpha(\alpha^2 - 3b^2)} (1 - e^{-bjL})]; j = 0; 0, 1; 0, 2; \dots 1. \\ Y_3(\tau, x) &= 1.5\varepsilon_0 M \{ [\frac{1}{\alpha} \sin\alpha \tau\Box + \frac{1}{b^2}(P - b - bQ)(1 - e^{-b\tau\Box}) + \frac{1}{\alpha^2}N(1 - \cos\alpha \tau\Box) - \\ &- \frac{1}{b}P\tau\Box e^{-b\tau\Box} \] \cdot 1(\tau - x) + [(\frac{2}{\alpha^2 + b^2}N - \frac{\alpha^2 + 3b^2}{\alpha^2 + b^2} + \frac{1}{b^2}P - \frac{1}{b}Q)e^{-b\tau\Box} + \frac{1}{b} - \frac{1}{b^2}P - \\ &- \frac{1}{\alpha^2}N + \frac{1}{b}Q + (\frac{\alpha^2 - b^2}{\alpha(\alpha^2 + b^2)} + \frac{2b}{\alpha(\alpha^2 + b^2)}N)\sin\alpha \tau\Box + (\frac{2b}{\alpha^2 + b^2} - \frac{\alpha^2 - b^2}{\alpha^2(\alpha^2 + b^2)}N)\cos\alpha \tau\Box + \\ &+ (\frac{1}{b}P - 2Q)\tau\Box e^{-b\tau\Box} + P\tau\Box^2 e^{-b\tau\Box} - \frac{Y_{1m} + Y_{2m}}{1.5\varepsilon_0}(1 - e^{-b\tau\Box}) \cdot 1(\tau + x - 2l)\}; \\ M &= \frac{4\alpha b(\alpha^2 - b^2)}{(\alpha^2 + b^2)^2}; \ N &= \frac{\alpha^4 + b^4 - 6\alpha^2 b^2}{4b(\alpha^2 - b^2)}; \ P &= \frac{b(\alpha^2 + b^2)}{\alpha^2 - b^2}; \ Q &= -\frac{Y_{1m}}{1.5\varepsilon_0} \cdot \frac{(\alpha^2 + b^2)^2}{4\alpha(\alpha^2 - b^2)}; \\ Y_3(l + jL, l) &= 1.5\varepsilon_0 \frac{4\alpha b(\alpha^2 - b^2)}{(\alpha^2 + b^2)^2} [\frac{4b^2(2\alpha^2 - b^2) - (\alpha^2 - b^2)^2}{2b(\alpha^4 - b^4)} (e^{-bjL} - \cos\alpha jL) + \\ &+ \frac{4\alpha^2(\alpha^2 - 2b^2) + (\alpha^2 - b^2)^2}{2\alpha(\alpha^4 - b^4)} \sin\alpha jL - \Big(2 + \frac{Y_{1m}}{1.5\varepsilon_0} \cdot \frac{(\alpha^2 + b^2)^2}{2\alpha(\alpha^2 - b^2)}\Big)jLe^{-bjL} + \\ &+ \frac{b(\alpha^2 + b^2)}{\alpha^2 - b^2} (jL)^2 e^{-bjL} - \frac{Y_{1m} + Y_{2m}}{1.5\varepsilon_0} \frac{(\alpha^2 + b^2)^2}{4\alpha b^2(\alpha^2 - b^2)} \Big(1 - e^{-bjL}\Big)]; \ j = 0; 0, 1; 0, 2; \dots 1. \\ \Sigma Y(\tau, l) &= Y_{1m} + Y_{2m} + Y_{3m}; \end{aligned}$$

 $+1(\tau-x)+\left[\frac{2(\alpha^{2}-b^{2})}{\alpha(\alpha^{2}+b^{2})}\sin\alpha\tau\Box-\frac{\alpha^{2}-3b^{2}}{b(\alpha^{2}+b^{2})}e^{-b\tau\Box}+\frac{\alpha^{4}+b^{4}-6\alpha^{2}b^{2}}{2\alpha^{2}b(\alpha^{2}+b^{2})}\cos\alpha\tau\Box-\frac{\alpha^{2}-b^{2}}{2\alpha^{2}b}-\frac{\alpha^{2}-b^{2}}{\alpha^{2}b(\alpha^{2}+b^{2})}\cos\alpha\tau\Box\right]$

4.4. Импульс "Экспонента – нулём к забою", гипотетический

$$\begin{split} Y_{1}(\tau,x) &= \varepsilon_{0} \frac{1}{\omega} \{ (\mathbf{e}^{\omega \tau \Box} - 1 - \omega \tau \Box) \cdot \mathbf{1}(\tau - x) + \\ &+ [1 + \frac{\omega - b}{\omega + b} \mathbf{e}^{\omega \tau \Box} - \frac{2\omega}{b} + \frac{2\omega^{2}}{b(\omega + b)} \mathbf{e}^{-b\tau \Box} + \omega \tau \Box] \cdot \mathbf{1}(\tau + x - 2l) \}; \\ Y_{1}(l + jL, l) &= 2\varepsilon_{0} \frac{1}{b(\omega + b)} [b(\mathbf{e}^{\omega jL} - 1) - \omega(1 - \mathbf{e}^{-bjL})]; \quad j = 0; 0, 1; 0, 2; \dots 1. \\ Y_{2}(\tau, x) &= \varepsilon_{0} \frac{1}{\omega} \Big\{ [\frac{\omega - b}{\omega + b} (\mathbf{e}^{\omega \tau \Box} - 1) - \frac{2\omega^{2}}{b(\omega + b)} (1 - \mathbf{e}^{-b\tau \Box}) + \omega \tau \Box] \cdot \mathbf{1}(\tau - x) + \\ &+ [\frac{\omega - b}{\omega + b} + \frac{(\omega - b)^{2}}{(\omega + b)^{2}} \mathbf{e}^{\omega \tau \Box} - \frac{2\omega(\omega - b)}{(\omega + b)^{2}} \mathbf{e}^{-b\tau \Box} - \frac{4\omega^{2}}{\omega + b} \tau \Box \mathbf{e}^{-b\tau \Box} + \frac{2(\omega^{2} + \omega b + b^{2})}{b(\omega + b)} (1 - \mathbf{e}^{-b\tau \Box}) - \\ &- \omega \tau \Box - \frac{\gamma_{1m}}{\varepsilon_{0}} \omega (1 - \mathbf{e}^{-b\tau \Box})] \cdot \mathbf{1}(\tau + x - 2l) \}; \\ Y_{2}(l + jL, l) &= 2\varepsilon_{0} \frac{1}{b} [\frac{b(\omega - b)}{(\omega + b)^{2}} \mathbf{e}^{\omega jL} - \frac{\omega(\omega + 3b)}{(\omega + b)^{2}} \mathbf{e}^{-bjL} - \frac{2\omega}{\omega + b} bjL \mathbf{e}^{-bjL} + 1 - \\ &- \frac{\gamma_{1m}}{2\varepsilon_{0}} b(1 - \mathbf{e}^{-bjL})]; \quad j = 0; 0, 1; 0, 2; \dots 1. \\ Y_{3}(\tau, x) &= \varepsilon_{0} \frac{1}{\omega} \Big\{ [\frac{(\omega - b)^{2}}{(\omega + b)^{2}} (\mathbf{e}^{\omega \tau \Box} - 1) + \omega \Big(\frac{4\omega}{(\omega + b)^{2}} - \frac{\gamma_{1m}}{\varepsilon_{0}} \Big) (1 - \mathbf{e}^{-b\tau \Box}) - \\ &- \frac{2\omega^{2}}{\omega + b} (\tau \Box \mathbf{e}^{-b\tau \Box} - \\ &- \frac{1}{b} (1 - \mathbf{e}^{-b\tau \Box})) - \omega \tau \Box \Big\} \cdot \mathbf{1}(\tau - x) + \Big[\frac{(\omega - b)^{2}}{(\omega + b)^{2}} \Big(1 + \frac{\omega - b}{\omega + b} \mathbf{e}^{\omega\tau \Box} - \frac{2\omega}{\omega + b} \mathbf{e}^{-b\tau \Box} \Big) + \\ \end{split}$$

$$\begin{split} &+\omega\left(\frac{4\omega}{(\omega+b)^{2}}-\frac{Y_{1m}}{\varepsilon_{0}}\right)(2b\tau\Box\ e^{-b\tau\Box}\ -1+e^{-b\tau\Box}\)+\frac{2\omega^{2}}{b(\omega+b)}(b\tau\Box\ e^{-b\tau\Box}\ +\\ &+b^{2}\tau\Box\ ^{2}e^{-b\tau\Box}\ -1+\\ &+e^{-b\tau\Box}\)-\frac{2\omega}{b}\left(1-e^{-b\tau\Box}\)-\frac{Y_{2m}}{\varepsilon_{0}}\omega(1-e^{-b\tau\Box}\)]\cdot 1(\tau+x-2l)\};\\ &Y_{3}(l+jL,l)=2\varepsilon_{0}\frac{1}{b}\big[\frac{b(\omega-b)^{2}}{(\omega+b)^{2}}e^{\omega jL}+\frac{\omega(\omega^{2}+2\omega b+5b^{2})}{(\omega+b)^{2}}e^{-bjL}+b\big(\frac{4\omega}{(\omega+b)^{2}}-\frac{Y_{1m}}{\varepsilon_{0}}\big)bjL\ e^{-bjL}+\frac{\omega}{\omega+b}\ b^{2}\tau\Box\ ^{2}e^{-b\tau\Box}\ -1-\frac{Y_{1m}+Y_{2m}}{2\varepsilon_{0}}b\big(1-e^{-bjL}\big)];\\ &j=0;0,1;0,2;\dots1.\\ &\Sigma\,Y(\tau,l)=Y_{1m}+Y_{2m}+Y_{3m}; \end{split}$$

5. Пример. Результаты вычислений

b_{τ}	_	0.3	1/M
nuc y		ALC: NO	- A - A - A - A - A - A - A - A - A - A

-								
№	Y_{1m} MM	%	η	Y_{2m} MM	Y_{3m} MM	ΣY_m	%	η
1	1,382	100	0,45	0,630	0,008	2,020	100	0,96
2	1,140	82,5	0,30	0,612	0,225	1,977	97,9	0,92
3	1,191	86,2	0,34	0,872	0	2,063	102,1	0,99
4	1,202	87,0	0,34	0,684	0	1,886	93,4	0,83

$$b_{21}^{\square} = 1.5 \text{ 1/M}$$

No	Y_{1m} MM	%	η	Y_{2m} MM	Y_{3m} MM	ΣY_m	%	η
1	0,829	100	0,81	0	0	0,829	100	0,81
2	0,675	81,4	0,53	0,149	0	0,824	99,4	0,80
3	0,810	97,7	0,77	0	0	0,810	99,7	0,77
4	0,881	106,3	0,91	0	0	0,881	106,3	0,91

Вычисление коэффициента полезного использования энергии удара: $\eta=0.5\cdot P\cdot Y_m/A_{yд}=0.5\cdot k\cdot {Y_m}^2/A_{yд};$ $Y_m(M)=Y_m(MM)\cdot 10^{-3};$ $k=4\cdot 10^6\cdot f$ H/M; $k^{\Box}=7\cdot 10^6\cdot f$ H/M; $A_{vd}=64$ Дж;

В связи с округлением величин $b_7=0.28\sim0.3$ 1/м и $b_{21}^\square=1.47\sim1.5$ 1/м; формулы уточнены: для $b_7\to\eta=0.5\cdot4\cdot\frac{0.3}{0.28}\cdot7\cdot{Y_m}^2/64$;

для
$$b_{21}^{\square} \rightarrow \eta = 0.5 \cdot 7 \cdot \frac{1.5}{1.47} \cdot 21 \cdot Y_m^2 / 64;$$
 $Y_m - подставлять в мм.$

Абсолютно жёсткий боёк, (импульс № 2), «берёт реванш» в следующих внедрениях.

Таким образом, следует вывод: разные бойки, от бойка, равного сечения со штангой до абсолютно жёсткого, дают мало отличающиеся глубины внедрения.

6. Комментарий

Все прежние рекомендации по эффективности формы бойков, и генерируемых ими импульсов, (автора и других исследователей), основывались на одном критерии — величине внедрения лезвия при первом подходе волны деформации к забою.

Настоящее исследование показывает, что этот критерий для ударно-поворотного способа бурения пефораторами является ошибочным.

Форма бойка может быть любой, (для передачи штанге всей энергии его поперечные сечения должны быть не меньшие, чем у штанги).

Библиографический список

- 1. Шапошников И.-И.Д. Исследование волновых ударных импульсов с целью повышения эффективности работы вращательно-ударных механизмов бурильных машин: дисс. ... кан. тех. наук. / Шапошников Израиль Давидович. Фрунзе, 1969. 205 с.
- 2. Шапошников И.-И.Д. Бурение продольным ударом. Коническая штанга, второе внедрение // Отраслевые аспекты технических наук. 2011. №5. С. 18-23.
- 3. Шапошников И.-И.Д. Внедрение продольным ударом. T/O «Неформат», Изд-во Accent Graphics Communications, Montreal, 2013. Электронное издание. ISBN: 978-1-927752-48-7. 72 с.

LONGITUDINAL IMPACT. THREE PENETRATIONS EDGE IN ROCK

Shaposhnikov I.-I.D.

Keywords: longitudinal impact; impulse; bar; energy; wave of displacement and deformations; edge of bit; rock.

Results of the new analytical researches of penetration edge in rock by longitudinal blow are present. The waves of deformations maked by four form various geometry impact impulses. The penetration of first come up the waves of deformations according to all previous researches and was the basis for recommendations of the best form of hammer. The sum of three penetrations showed, what this basis mistaken for blow-turning way.

The results can be interesting for researchers of efficiency of boring.

ОЦЕНКА ФОРМЫ ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Куклин С.А., к.т.н., доцент кафедры теории и основ конструирования машин Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк

E-mail: kuklintnec@gmail.com

Ключевые слова: буровая коронка, индентор, форма индентора, выкрашивание, критерии прочности.

В статье приводится анализ формы инденторов буровых коронок с точки зрения оценки объема выкрашивания породы и прочности твердого сплава.

Допустим, мы имеем две буровые коронки, армированные вставками формы Γ 26 и Ballistic одинакового диаметра (рисунок 1). Основная разница этих инденторов заключается в контактных радиусах — 5*мм* и 2,8*мм*. Как это сказывается на работоспособности?

Для породоразрушающего инструмента можно выделить два критерия работоспособности: объем выкрашивания породы и прочность твердого сплава.

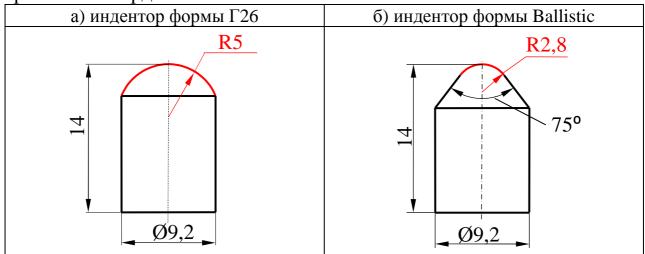


Рисунок 1 – Форма и размеры вставок, принятые при анализе

Существует неопределенность в определении причины выкрашивания (гипотезы прочности). Однако для качественного сравнения можно принять любую гипотезу, поскольку все

характеристики напряженного состояния связаны между собой, т.е. если какой-то индентор создаст большие нормальные напряжения, то тот же индентор создаст большие касательные напряжения и большие деформации. В данной работе примем за расчетную – гипотезу напряжений. касательных Критерием максимальных разрушенной (выкрошенной) породы будет являться условный предел прочности по касательным напряжениям: чем больше область, в которой напряжения превышают заданное значение, тем больше объем выкрошенной породы. Критерием прочности твердого сплава будет являться максимальное касательное напряжение, возникающее в инденторе. Например, если для двух инденторов взять одинаковый твердый сплав, который при достижении ттах=1000МПа начнет выкрашиваться, и в результате расчетов получим, что в инденторе Γ 26 максимум достиг $800M\Pi a$, а в инденторе Ballistic $1200M\Pi a$, то, следовательно, индентор Г26 будет работать, а индентор Ballistic разрушится.

Рассмотрим изначально внедрение индентора в блок породы (рисунок 2) при следующих условиях:

- нагрузка на индентор 10000Н;
- твердый сплав ВК10 с модулем Юнга 5,9·10*5МПа* и коэффициентом Пуассона 0,22;
- порода с модулем Юнга 0,3·10*5МПа* и коэффициентом Пуассона 0,3 (мрамор, ангидрит ...).

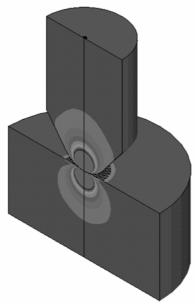


Рисунок 2 – Внедрение индентора в блок породы

Срез картины касательных напряжений по оси индентора дает представление о форме разрушаемой области (рисунок 3). Из

сказывается лишь непосредственно под индентором, далее идет быстрое выравнивание напряжений. Из графика (рисунок 4) видно, что при заданных упругих свойствах породы и одинаковом усилии (ниже примерно 500*MПа*) напряжения для разных форм инденторов уравниваются. По предыдущему рисунку (рисунок 3), можно также заметить, что распределение приобретает сферическую форму. На большом расстоянии от точек взаимодействия характер распределения напряжений удовлетворяет решению Буссинеска для действия сосредоточенной силы приложенной к полупространству [1, с. 400].

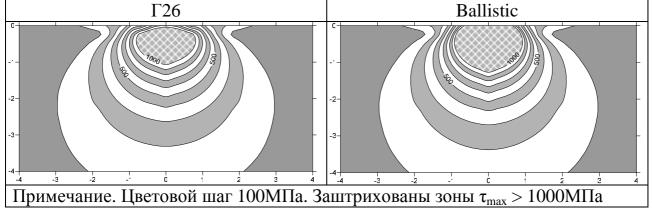


Рисунок 3 – Максимальные касательные напряжения для породы

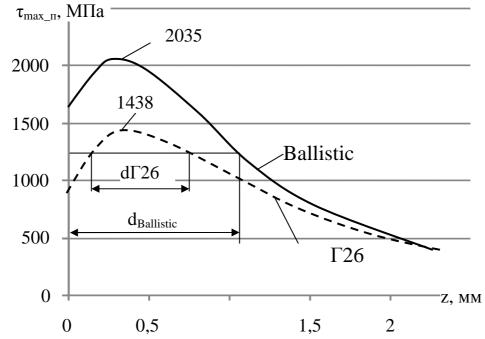


Рисунок 4 — График распределения максимальных касательных напряжений в породе

Анализ графика говорит о том, что при одинаковой нагрузке и высокой прочности индентор Ballistic выигрывает по объемам выкрашивания. На графике это видно по разнице диаметров dBallistic

и d Γ 26 ограничивающих шаровидные области с одинаковыми пределами прочности по касательным напряжениям. Особенно разница проявляется при больших пределах прочности породы. Видно, что при прочности $1500M\Pi a$ индентор Ballistic произведет разрушения, а индентор Γ 26 нет.

Однако делать вывод о преимуществе индентора Ballistic преждевременно. Рассмотрим, распределение максимальных касательных напряжений в инденторе (риснуок 5).

Анализ распределения напряжения по оси индентора (рисунок 6) говорит о том, что в теле индентора Ballistic напряжения примерно на 30% выше, чем для Γ 26 (2197 и 1520 $M\Pi a$). Выкрашивание вставок Ballistic будет происходить при меньших нагрузках, чем вставок Γ 26.

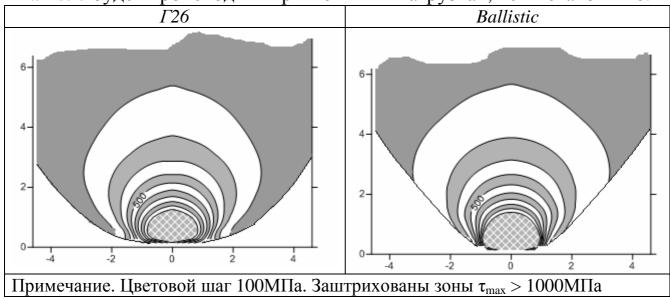


Рисунок 5 – Максимальные касательные напряжения для индентора

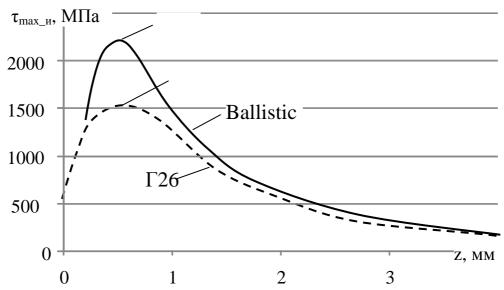


Рисунок 6 – График распределения максимальных касательных напряжений в инденторе

Повторим численный эксперимент при разных нагрузках и построим по данным таблицы график зависимости максимальных касательных напряжений в инденторе $\tau_{\text{max}_\text{u}}$ от нагрузки P (рисунок 7).

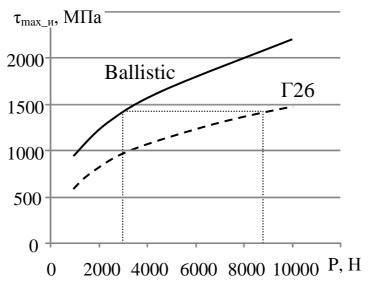


Рисунок 1 – Максимальные касательные напряжения по оси индентора при разных нагрузках

Согласно этим графикам связь между нагрузкой и максимальным касательным напряжением выражается эмпирическими зависимостями

$$\tau_{max_u} = a \cdot P^b, \qquad (1)$$

$$P = (\tau_{max_u}/a)^{1/b}. \qquad (2)$$

Коэффициенты a и b для разных случаев нагружения (таблица 1), получены в результате дополнительных расчетов.

Таблица 1 – Коэффициенты для определения максимальных касательных напряжений в инденторе

	$E, M\Pi a = 0.3 \cdot 10^5$				$0.6 \cdot 10^5$		$1,0.10^5$				
	d, mm	8,2	9,2	10,2	8,2	9,2	10,2	8,2	9,2	10,2	
Γ26	а	63,15	44,32	37,62	97,92	55,98	81,69	133,50	116,90	105,60	
	b	0,349	0,381	0,392	0,348	0,404	0,354	0,350	0,357	0,361	
Ballistic	а	82,62	78,94	77,63	135,90	125,00	124,20	194,40	183,30	175,00	
	b	0,364	0,360	0,356	0,354	0,355	0,351	0,347	0,345	0,347	
Примеча	Примечание. E – модуль Юнга, d – диаметр индентора										

Дополнительно для сравнения инденторов составлены таблицы объемов выкрашивания породы при различных формах, диаметрах, жесткости пород, усилиях, критических касательных напряжениях

 $\tau_{\kappa p_n}$. По жесткости на основе данных Л.А.Шрейнера [2] и др. породы условно были разделены на 3 группы (таблица 2)

Таблица 2 – Группы пород по упругим свойствам

Группа	Е, МПа	Примерный перечень пород					
Малой жесткости	0,3·105	Мрамор, ангидрит, известняк плотный,					
		песчаник среднезернистый, базальт					
Средней жесткости	0,6.105	Доломит, гранит					
Очень жесткие	1.105	Джеспилит, роговик эгириновый					
Примечание. Е – модуль Юнга							

Приведем выборку расчета объемов выкрашивания для инденторов Ø9,2мм, породы малой жесткости E=0,3·105МПа (таблица 3).

Таблица 3 – Примерные объемы выкрашивания пород, мм3

	1	1	1						тород	17	
Форма	$τ_{\kappa p_n}$, ΜΠα		Нагрузка на индентор, Н								
		1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
Γ26	300	0,3	0,8	1,6	2,5	3,5	4,7	5,8	7,0	8,1	9,4
	400	0,1	0,5	0,9	1,4	2,0	2,6	3,4	4,4	5,2	5,9
	500	0	0,2	0,5	0,9	1,2	1,7	2,2	2,7	3,3	3,9
	600	0	0,1	0,3	0,6	0,8	1,1	1,4	1,8	2,2	2,6
Ballistic	300	0,4	1,0	1,8	2,8	4,0	5,2	6,3	7,5	8,7	10,2
	400	0,2	0,6	1,1	1,7	2,4	3,1	4,0	4,9	5,7	6,5
	500	0,1	0,4	0,7	1,1	1,6	2,1	2,6	3,2	3,9	4,6
	600	0,1	0,3	0,5	0,8	1,1	1,5	1,9	2,3	2,7	3,2

Примечание. Серым цветом выделены данные, используемые далее в примере по сравнению инденторов

Покажем, как можно сравнить работоспособность двух инденторов.

Допустим, критические напряжения для породы $\tau_{\kappa p_n}$ =400МПа. Индентор Ballistic при нагрузке на него $P_{\rm Ballistic}$ =3000Н имеет объем выкрашивания $V_{\rm Ballistic}$ \approx 1,1 мм³. По этой же таблице определяем, что индентор Г26 имеет близкий объем выкрашивания $V_{\Gamma 26}$ \approx 1,4 мм³ при нагрузке $P_{\Gamma 26}$ =4000Н. То есть достаточно повысить энергию удара на 33% ($P_{\Gamma 26}/P_{\rm Ballistic}$ =1,33) и индентор Г26 догонит индентор Ballistic по скорости бурения. Определим теперь напряжения в твердом сплаве. Для пород малой жесткости и диаметров Ø9,2 мм согласно формуле (1):

Ballistic: $\tau_{max \ u} = 78,94 \cdot 3000^{0.36} = 1409 \text{ M}\Pi a$,

 $\tau_{max} = 44,32.4000^{0,381} = 1045 \text{ M}\Pi a.$

Напряжения в инденторе Г26 при равных объемах разрушения, но большей мощности перфоратора будут на 25% меньше, чем в инденторе Ballistic.

Можно еще заметить, что для того, чтобы создать в инденторе Г26 такие же напряжения как и в инденторе Ballistic, нагрузка на него должна быть намного, почти в 3 раза, больше (точечная линия, рисунок 7). Согласно формуле (2):

Ballistic: $P=(1409/78,94)^{1/0,36}=3000 \text{ H},$

 Γ 26: $P = (1409/44,32)^{1/0,381} = 8772 \text{ H}.$

При такой нагрузке объем выкрашивания составит примерно 5.2 мм^3 (таблица 3, при 9000H), что почти в 5 раз больше чем для Ballistic.

Для других случаев нагружения картина будет похожей.

В настоящее время, из-за скорости бурения, на рудниках предпочтение отдают более инденторам Ballistic, имеющим заостренную форму. Однако на основании проведенного анализа следует сделать вывод, что рациональнее использовать более притупленные формы инденторов, например Г26, но на более мощных перфораторах.

Форма ударной поверхности буровых коронок с учетом вариации формы инденторов и вариации их расположения может быть весьма разнообразной. Выбор оптимальной геометрии ударной поверхности коронок следует проводить по аналогичному алгоритму:

Методом конечных элементов рассчитать, примерные объемы выкрашивания для разных конструкций, разной жесткости породы, но одинаковом твердом сплаве, создать базу данных при разных критериях прочности (см. таблица 3);

Построить графики максимальных касательных напряжений при разной нагрузке (рисунок 7), определить эмпирическую связь и эмпирические коэффициенты (см.ф. (1), (1), таблица 1).

Для более острого инструмента при заданной прочности, оценить объем выкрашивания породы и напряжения в самих инденторах.

Оценить при какой нагрузке максимальные напряжения в инденторах будут одинаковы для острого и притупленного инструмента.

Исходя из выигрыша в скорости бурения (объемов выкрашивания) и затрат на повышение мощности перфораторов, сделать вывод о более рациональной форме.

По мнению автора, предпочтение следует отдавать более мощным перфораторам и коронкам с более притупленной формой ударной поверхности.

Библиографический список

- 1. Тимошенко С.П. Теория упругости / С.П.Тимошенко, Дж.Гудьер. Москва: Наука, 1975. 576 с.
- 2. Шрейнер Л.А. Механические и абразивные свойства горных пород. Москва: Гостоптехиздат, 1958. 201с.

ESTIMATION OF THE SHAPE OF THE INSTRUMENT DESTROYING ROCK

Kuklin S.A.

Keywords: drill bit, indenter, shape of indenter, crumble, strength criteria.

This article provides an analysis of the shape of indenters drill bits in terms of estimating the amount of crumble rocks and strength tungsten carbide.

ИЗУЧЕНИЕ МЕХАНИЗМОВ РАЗВИТИЯ ПИТТИНГА, СПАЛЛИНГА И ДРУГИХ КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНЫХ ДЕФЕКТОВ В РЕЛЬСАХ

Цвигун В.Н., Корнеев В.А., Кузнецов В.Н., Нефедов В.М., Корнеев П.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк

Ключевые слова: трещина, усталость, деформация, рельс.

Показано, что наиболее вероятное направление роста подповерхностной усталостной трещины, вдоль (параллельно) поверхности качения (с рысканием под небольшим углом от преимущественно горизонтального направления). Эта продольная трещина (спаллинг — трещина) приводит к отслаиванию и выкрашиванию слоями, отделению сжатого перенаклепанного поверхностного слоя. Глубина этой трещины от 0,5a до a, где a — радиус контактной площадки. При нормальном усталостном нагружении трещина удлиняется (максимальные напряжения) слева и справа от вертикальной оси приложения нагрузки, а при качении — происходит рост трещины в направлении качения под передним краем контактной площадки на глубине менее a. Более глубокие и мелкие продольные трещины имеют более низкие величины K_1 и K_2 (коэффициенты интенсивности напряжений).

<u>Часть 1.</u> О направлении роста продольной подповерхностной трещины под воздействием контактной нагрузки.

Исследования по взаимодействию инструмента – индентора (например шара) с полуплоскостью показывают, что образование и рост трещин вблизи контактной плоскости (КТГ) можно разделить на 3-4 группы трещин [1-4]:

а) конические трещины Герца (КТГ), которые хорошо видны на стеклах, керамике, хуже видны на граните, мраморе, практически не видны на металлах при однократном нагружении. Но циклическое вдавливание и на металлах приводит к образованию КТГ. КТГ имеют симметричный вид, когда нагрузка направлена сверху вниз и ассиметричный, когда на индентор действуют вертикальная и горизонтальная силы. Такая картина наклона КТГ происходит и при качении шара по стеклу и т.д.

Рост КТГ очень быстро затухает и прекращается (если они не привели к появлению радиальных трещин на глубине), поскольку область радиальных растягивающих напряжений очень мала и ограничена со всех сторон сжимающими напряжениями; б) игрек трещины [3], они образуются на поверхности при нагружении острым индентором, а под шаром на глубине более 0,5a («а» - полуширина трещины? Это, КΠ). Почему три по-видимому, медианная зигзагообразная (первоначальная) трещина, подповерхностные слои материала под контактной площадкой (под находит третью (устойчивое сверху) точку опоры состояние) и далее уже материал ломается по схеме – игрек, между этих трех опор; в) радиальные подповерхностные трещины хорошо видны при вертикальном нагружении поликарбоната шаром. Они стартуют вне КП шара, на глубине около 0.5a и расходятся от области значительных растягивающих напряжений (рисунок 1), вдоль или поперек поверхности материала. Некоторые из этих трещин могут потом объединиться с трещинами типа «б»; г) приходящие из глубины материала (на пластинах небольшой толщины) поперечные трещины от изгиба детали (например, напрессованный бандаж колеса скоростного поезда (Германия) разрушился от трещины, которая внутренней окружности бандажа), началась растягивающие напряжения быстро формируют усталостную от неровностей, крупных рисок. Такие трещины циклического изгиба быстро образуются и растут в направлении контактной площадки.

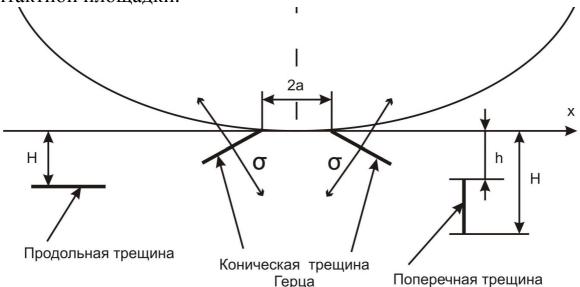


Рисунок 1 — Схема нагружения образца с продольной трещиной на глубине ${\cal H}$

Усталостные подповерхностные трещины растут под воздействием смеси $\frac{K_1}{K_2}$ у вершины усталостной трещины.

Коэффициенты интенсивности напряжений K_1 (отрыв) и K_2 (сдвиг) и угол розетки изохром сильно зависят от места и расстояния от вершины трещины до КП. Здесь действуют локальные контактные напряжения, а их взаимодействие с продольной и поперечной трещинами под поверхностью катания, например рельса, актуально и недостаточно изучено. Нет компьютерных расчетов трехмерного роста контактных трещин.

Лабораторные исследования 30НЫ контакта проводили на плоских образцах из эпоксидной смолы, позволяющих решить плоскую задачу качения колеса по рельсу. Установка представляет собой механизм перемещения фотоупругой пластины под нагруженным колесом, диаметром 240 мм, и размещена на столе координатно-синхронного поляриметра КСП-10. Длина площадки контакта колесо-пластина – 8 мм, а все измерения проведены относительно полудлины этой зоны a=4 мм. В образце размером 180×15×1,2 мм были сделаны подповерхностные продольные и поперечные трещины (наращивание надреза в обе стороны от отверстия проводились проволокой Ø 0,1 мм с алмазной пастой). Глубина залегания трещин была 1, 2, 4 и 6 мм (0,25a, 0,5a, a, 1,5a), длина их в ходе исследования увеличивалась от 2-ч до 4 мм (такое небольшое удлинение однако незначительно меняет результаты опытов).

В ходе исследования были рассмотрены два случая:

- а) образец с подповерхностной трещиной располагался на сплошном основании;
- б) образец установлен на двух опорах (имитировали прогиб рельса в процессе эксплуатации), когда от прогиба образца в верхней части пластины действуют продольные напряжения сжатия, а длина площадки контакта немного увеличивается.

Картины изохром, возникающие в окрестности кончика трещины фиксировали в поляризованном свете при остановке колеса и проводили расчеты по Санфорду [5].

В результате обсчета картин изохром, зафиксированных в кончике трещины при контактном нагружении, были получены следующие результаты:

а) образцы с горизонтальными подповерхностными трещинами на сплошном основании: при подходе КП к вершине горизонтальной подповерхностной трещины на расстояние ближе 2a начинается рост смеси $\frac{K_1}{K_2}$ (рисунок 3). Здесь и ниже это расстояние от центра зоны контакта «колесо-рельс» до кончика трещины. При дальнейшем продвижении зоны контакта количество петель узора изохром возрастает и происходит их разворот относительно центра-кончика

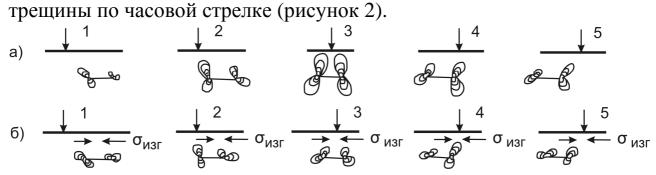


Рисунок 2 — Вид изохром при контакте колесо-пластина с подповерхностной трещиной. Контактная площадка находится на разном расстоянии от вершины трещины. а) пластина расположена на сплошном твердом основании; б) случай, когда пластина опирается на две опоры, а трещина равноудалена от опор. Добавляются напряжения от изгиба пластины.

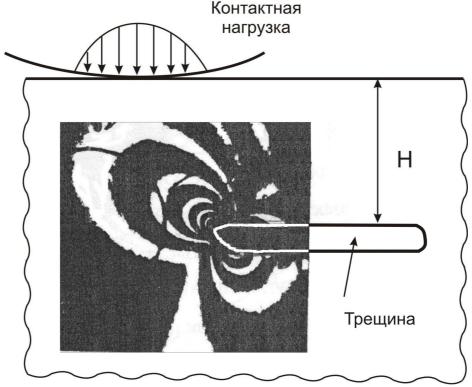


Рисунок 3 – Вид изохром при контакте колесо-пластина с подповерхностной продольной трещиной (случай на рисунке 2, б)

На расстоянии «a» и больше от переднего кончика трещины, напряженное состояние у вершины трещины характеризуется минимальными по величине значениями K_1 и K_2 . При этом K_2 несколько превосходит K_1 (всего одна две петли изохромы).

При дальнейшем продвижении пятна контакта, $K_1 = K_2$, это на расстоянии 0,5-0,5a впереди кончика трещины.

На расстоянии от 0.5a до 0 пятно контакта накатывается на кончик трещины и происходит быстрое увеличение составляющей K_1 , а K_2 =5-10%. Это самое высокое значение K_1 , т.е. трещина будет подрастать горизонтально, а зигзаг вызван незначительной величиной K_2 . При глубинах залегания трещины от 0.5 «a» до «a», K_1 максимальны, а на меньших и больших глубинах (0.25 «a»; 1.5 «a»), значения K_1 и K_2 значительно меньше, т.е. имеется определенный диапазон глубины залегания продольной трещины, где создаются наиболее благоприятные условия для трещинообразования.

Графики K_1 и K_2 симметричны относительно середины трещины, т.е. отсутствие горизонтальных сил создает равные условия роста левой и правой вершинами.

б) образцы с горизонтальными подповерхностными трещинами, расположенными между двух опор. В этом случае влияние изгиба пластины на распределение K_1 и K_2 у вершины трещины выявило, что общий вид кривых (рисунок 4), подобен случаю, когда пластина установлена на сплошное основание, но в случае изгиба величина K_2 всегда выше на 10-15%. Внутри контактной площадки только любой приповерхностные трещины ориентации закрываются (всестороннее сжатие), а вблизи КП все эти трещины обычно раскрываются. Ниже, под КП, трещины открываются только на большей глубине, или там, где действуют высокие подповерхностные продольные и поперечные деформации удлинения (в условиях всесторонних неравных сжимающих напряжений), а также, при разгрузке.

В заключении отметим, что продольная подповерхностная трещина может устойчиво расти обеими вершинами вдоль по типу K_1 , а фаза ее удлинения совпадает с нахождением КП вблизи вершины (расстояние 0,5a); есть канал максимальной ее скорости роста (на глубине 0,5a-a). Создание продольного сжатия (изгибом пластины) уменьшает величину K_1 .

Ситуации, которые могут облегчать и приводить к появлению и росту продольных трещин: разогрев при контактном быстром нагружении и далее появление белых закаленных слоев (слоистости); износ скольжением; цепочки неметаллических включений, которые вместе работают как одна трещина; а также при процессах обкатки (накатки) или поперечной прокатки металлов — удлинение деформированного слоя металла ведет к отрыву его от нижних слоев при образовании подповерхностной трещины.

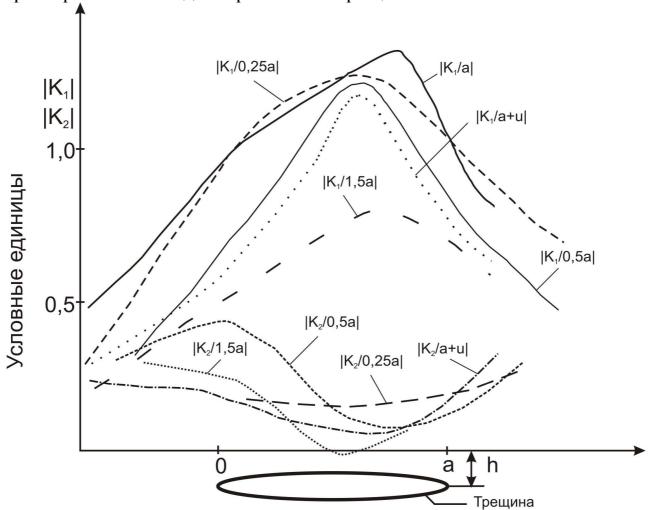


Рисунок 4 — Изменение коэффициентов интенсивности напряжений K_1 и K_2 у вершины продольной подповерхностной трещины с изменением расстояния до контактной площадки. K_1 — отрыв, K_2 — сдвиг. $\frac{K_1}{a}$ = глубина трещины a (4 мм), $\frac{K_1}{a}$ + u (глубина трещины a плюс изгиб образца)

Библиографический список

- 1. Джонсон К.Л. Механика контактного взаимодействия М.: Мир: $1989.-510~\mathrm{c}.$
- 2. Tsai Y.V., Kolsky H. Relation between of cone crack // JMPS. 1967. V. 15. P. 263-270.
- 3. Tsai Y.V., Kolsky H. Surface wave propagation for linear viscoelastic solids // JMPS. 1968. V. 16, №2. P. 99-110.
- 4. Lawn B.R.. Competing fracture models in brittle materials // J. Biomed. Mater. 2005 №73(b). P. 186-193.
- 5. Sanford R.J. A General Method For Determining mixed mode stress factors from isoxromic fringe patterns // Eng. Fract. Mech. 1979. V. 11. P. 621-633.

STUDY OF THE MECHANISMS OF PITTING, SPALLING AND OTHER ROLLING CONTACT FATIGUE FRACTURE IN RAILS Tsvigun V.N., Korneyev V.A., Kuznetsov V.N., Nefedov V.M., Korneyev P.A.

Keywords: crack, fatigue, strain, rail.

It is shown that the most likely direction of subsurface fatigue crack growth along (parallel to) the rolling surface (yaw with a slight angle to the predominantly horizontal direction). This longitudinal crack (spalling – crack) leads to flaking and chipping layers separating compressed perenaklepannogo surface layer. The depth of this crack from 0,5a to a, where a – radius of the contact area. Under normal loading, the fatigue crack lengthened (maximum tension) on the left and right of the vertical axis of the load application, and rolling – the crack growth takes place in the rolling direction under the front edge of the pad to a depth less than a. More deep and shallow longitudinal cracks have lower values K_1 and K_2 (stress intensity factors).

ВОЗМОЖНОЕ ВЛИЯНИЕ ЛУНЫ НА ПОВЕДЕНИЕ ЗЕМЛИ В СИСТЕМЕ «ЗЕМЛЯ-ЛУНА»

Доильницын С.П., учитель физики, МБОУ «Средняя общеобразовательная школа №55»; Попов И.И., сотрудник кафедры физики, Кузбасская государственная педагогическая академия; Астанина А.А., студентка КузГПА; Рыбак Е.А., студентка КузГПА; г. Новокузнецк
Е-mail: Sch55.nvkz@mail.ru

Ключевые слова: Земля, Луна, центр масс, энергия, кинетическая, потенциальная, система, период, вращение.

В статье излагается теоретическое исследование определения периода вращения Земли вокруг своей оси, когда центр масс системы « Земля-Луна» будет удален от центра Земли на величину ее радиуса, а также вычисляется расстояние, на котором Луна находилась от Земли 400 млн. лет назад.

Луна оказывает разнообразное влияние на различные процессы протекающие на Земле. Одно из наиболее значимых проявлений - это так называемый «лунный тормоз», который замедляет вращение земли вокруг своей оси. «Лунный тормоз» осуществляет свое действие благодаря тому, что сила тяготения луны вызывает приливы в океанах и морях на Земле.

Процессы происходящие при возникновении приливов и отливов с различными деталями, описаны в работах ученых: А.Н. Матвеев [1], В.Н. Жарков [2], Л.Г. Асламазов, А.А. Варламов [3], Р. Фейнман [4], А.А. Михайлов [5].

В работах [1-4] говорится, что Земля и Луна образуют единую систему. В.Н. Жарков в работе [2] указывает, что, если считать, что приливы зависят только от Луны, то систему «Земля – Луна» можно считать замкнутой системой. В замкнутой системе должны выполняться законы сохранения энергии и момента количества движения. Приливное трение замедляет вращение Земли, а это увеличивает орбитальный момент количества движения Луны. По этому Луна систематически отодвигается от Земли, и ее орбита

расширяется. В данной работе [2] говорится, что система Земля-Луна имеет общий центр масс, и он отстоит от центра Земли на ¾ земного радиуса. В.Н. Жарков приводит в своей работе следующее, что с помощью лазерной локации Луны установили, что Луна отодвигается от Земли со скоростью 3,8 см/год, т.е. 0.1 мм/сут. В работе А.Н. Матвеева [1] указанно, что скорость увеличения расстояния составляет 0,4 мм/сут.

- Л.Г. Асламазов, А.А. Варламов в работе [3] приводят следующее, что 400 млн. лет назад продолжительность года была такой же, как и сейчас. Но в году было 395 суток, следовательно, в сутках было 22 часа. Исходя из вышеизложенного, нами была поставлена задача:
- 1) определить на каком расстоянии находилась луна от Земли 400 млн лет назад;
- 2) какая будет скорость вращения Земли вокруг своей оси, когда центр масс окажется на расстоянии радиуса Земли.

Для решения этой задачи мы использовали следующие данные :

В работе А.А. Михайлова [5] приводится:

- 1) средний радиус Земли 6371004 м;
- 2) масса Земли $M_3 = 5,973 * 10^{24}$ кг;
- 3) масса Луны $M_{\pi} = 7.35 * 10^{22} \text{кг};$
- 4) угловая скорость вращения Земли $\omega = 72921 * 10^{-9} c^{-1}$;
- 5) средняя скорость движения Земли по орбите $V_3 = 29765 \text{ м/c}$; Радиус земли нами был принят $R_s = 6371000 \text{ м}$.

П.И, Бакулин, Э.В. Кононович, В.И. Мороз в работе [6] берут среднее расстояние от Земли до Луны $R_{3\pi} = 384400$ км, такое расстояние было принято нами в нашей работе.

При решении было использовано условие, что система «Луна-Земля» являются замкнутой системой.

На первоначальном этапе определили энергию, которую имеет Земля в данный момент времени, то есть в наше время- E_{π,π_1}

$$E_{nn1} = E_{k1} + E_{k2} + E_{n1} \tag{1}$$

$$E_{\kappa 1} = \frac{M_3 V_3^2}{2},$$

$$E_{\kappa 2} = \frac{T\omega^2}{2}$$
(3)

$$E_{K2} = \frac{T\omega^2}{2} \tag{3}$$

Полная энергия Земли представляет сумму кинетической энергии движения по орбите $\mathbf{E}_{\mathbf{k}1}$, кинетической энергии вращения вокруг своей оси $\mathbf{E}_{\mathbf{k}2}$ и потенциальной энергии взаимодействия Земли и Луны \mathbf{E}_{n1} .

Где I – момент инерции вращения

$$I = \frac{2}{5} M_3 R_3^2 \tag{4}$$

$$E_{\kappa 2} = \frac{2}{5} M_3 R_3^2 \frac{\omega^2}{2} \tag{5}$$

Потенциальная энергия взаимодействия Земли и Луны определяется по формуле :

$$E_{\pi 1} = -\frac{GM_3M_{\pi}}{R_{s\pi}} \tag{6}$$

где G – гравитационная постоянная равная 6,67 * 10^{-11} [Hm²/кг²].

Кинетическая энергия движении Земли по орбите равна:

$$E_{K1} = \frac{5,973 * 10^{24} \text{кг} * (29765 \text{ м/c}^2)^2}{2} = 264590527946 * 10^{22} \text{Дж}$$
 (7)

Кинетическая энергия вращения Земли вокруг совей оси в данное время будет иметь значение:

$$I = \frac{2}{5} 5,973 * 10^{24} \text{K} \Gamma * (6371 * 10^3 \text{M})^2$$
(8)

$$\frac{I\omega^2}{2} = \frac{2}{5} * 5,973 * 10^{24} \text{KF} * (6371 * 10^3 \text{M})^2 * \frac{(72921 * 10^{-9} \text{c}^{-1})^2}{2} =
= 2578154419854224376026 * 10^8 \text{ Дж}$$
(9)

Потенциальная энергия взаимодействия Земли и Луны в данное время будет равна:

$$\begin{split} E_{\text{m1}} &= -\frac{6,67*10^{-11}\,\text{H}*\text{м}^2/\text{кг}^2*5,973*10^{24}\text{кг}*7,35*10^{22}\text{кг}}{384400000\text{м}} = \\ &= -76176736*10^{21}\text{Дж} \end{split} \tag{10}$$

Полная энергия Земли в настоящее время равна:

$$E_{\pi 1} = 2646086918165985422437602600 * 10^6 Дж$$
 (11)

Определим расстояние, на котором будет находиться Луна от Земли в том случае, когда центр масс системы будет располагаться на расстоянии от центра Земли равном ее радиусу.

В работе В.Н. Жаркова [2] приведена формула:

$$r_{a} = \frac{M_{\pi}R_{a\pi}}{M_{a} + M_{\pi}} \tag{12}$$

где M_{π} – масса Луны,

 $R_{3\pi}$ – расстояние от Земли до Луны,

М₃ – масса Земли,

г_в – расстояние центра масс системы «Земля – Луна» от центра Земли. Преобразуем формулу (12) к виду:

$$R_{3\pi} = \frac{(M_3 + M_{\pi})r_3}{M_{\pi}}$$
 (13)

Подставив в формулу (13) значение исходных данных получим:
$$R_{\text{вл}} = \frac{(5,973*10^{24}\text{кг} + 7,35*10^{22}\text{кг})*6371*10^{3}\text{м}}{7,35*10^{22}} = \tag{14}$$
 = 524110315м

Когда центр масс будет отстоять от центра Земли на величину её радиуса, расстояние от Земли до Луны будет равно 524110,315 км.

Увеличение расстояния составит

$$524110$$
км $- 384400$ км $= 139710$ км (15)

В данный момент Земля обладает энергией указанной в выражении (16).

Когда Луна будет находиться от Земли на расстоянии 524110 км, Земля будет иметь другую величину энергии.

энергий будет Разность значений ЭТИХ соответствовать численному значению работы, которую совершит Луна перемещении между этими точками.

$$\Delta E = \Delta A = E_{n2} - E_{n1} \tag{16}$$

 $E_{\rm n2}$ – полная энергия Земли когда Луна будет находиться на удалении 524110 км.

 $E_{\rm n1}\,$ – полная энергия Земли в данный момент.

Работу можем найти, как произведение разности сил тяготения между Землей и Луной в данных точках на расстоянии между ними.

$$\Delta A = (F_{2TSI} - F_{1TSI}) * (R_{3J2} - R_{3J1})$$
 (17)

 ${\bf F}_{2_{\rm TRF}}$ – сила тяготения, когда Луна находится на расстоянии 524110 км от Земли:

 $F_{1_{TRF}}$ – сила тяготения в данный момент.

$$F_{\text{TMF}} = \frac{GM_{\text{B}}M_{\text{M}}}{R_{\text{BM}}^2} \tag{18}$$

$$F_{2\text{TSIT}} = \frac{6,67 * 10^{-11} \text{ Hm}^2/\text{k}\text{T}^2 * 5,973 * 10^{24} \text{k}\text{T} * 7,35 * 10^{22} \text{k}\text{T}}{(524110 * 10^3 \text{M})^2} = (19)$$

$$= 10660 * 10^{16} \text{ H}$$

$$F_{1\text{TRF}} = \frac{6,67 * 10^{-11} \,\text{Hm}^2 / \text{k}\text{G}^2 * 5,973 * 10^{24} \text{k}\text{G} * 7,35 * 10^{22} \text{k}\text{G}}{(384400 * 10^3 \text{M})^2} \tag{20}$$

$$\Delta E = \Delta A = (10660 * 10^{16} H - 19817 * 10^{16} H) * 139710 * 10^{3} M$$

$$= -127932447 * 10^{20} J K$$
(21)

Полная энергия Земли в точке 2 составит:

$$E_{\text{пол}} = 2646086918165985422437602600 * $10^6 \text{Дж} - 127932447$ (22)
 $* 10^{20} \text{Дж}$ $= 2646074124921285422437602600 * $10^6 \text{Дж}$$$$

Определяем величину потенциальной энергии взаимодействия Земля – Луна в точке 2:

$$E_{\text{mor2}} = -\frac{6,67 * 10^{-11} \text{ Hm}^2/\text{kr}^2 * 5,973 * 10^{24} \text{kr} * 7,35 * 10^{22} \text{kr}}{524110 * 10^3 \text{m}} = -55870588 * 10^{21} \text{ Дж}$$
(23)

Находим кинетическую энергию вращения Земли вокруг своей оси в точке (2)

$$E_{k2} = E_{n2} - E_{nor2} - E_{k1}. (24)$$

$$E_{\kappa 2} = 224716049285422437602600 * 10^6 \, \text{Дж}$$
 (25)

$$E_{K2} = \frac{I\omega^2}{2} = 2247160492854\ 22437602600 * 10^6\ Дж$$
 (26)

$$\omega^2 = \frac{2E_{K2}}{I} \tag{27}$$

$$\omega^2 = \frac{2 * 224716049285422437602600 * 10^6 \, \text{Дж}}{0.4 * 5.973 * 10^{24} \text{Kr} * (6371 * 10^3)^2}$$

$$= 0.00000000463 \, \text{c}^{-2}$$
(28)

$$\omega = 68044 * 10^{-9} c^{-1} \tag{29}$$

Угловая скорость вращения Земли в точке 2 будет равна $\omega = 68044*10^{-9}c^{-1}$.

Теперь определим период вращения Земли в точке 2

$$T = \frac{2\pi}{\omega},\tag{30}$$

$$T = \frac{2 * 3,14}{68044 * 10^{-9}c^{-1}} = 92293c,$$
(31)

$$T = 25,64 \text{ yaca}$$
 (32)

Когда луна будет находиться на расстоянии 524110 км от Земли продолжительность суток на Земле возможно будет 25 часов 38 мин 24 с.

Это соответствует высказанному в работе Л.Г. Асламазова, А.А. Варламова [3], что с увеличением расстояния от Земли до Луны длительность суток на Земле будет возрастать.

Рассмотрим состояние Земли 400 млн. лет тому назад. Если экстраполировать расстояние Луны от Земли назад со скоростью 0,4 мм/сут., то мы получим следующее расстояние от Земли до Луны. Оно будет меньше, чем сейчас на

$$0.0004 \,\mathrm{m/cyt} * 365 * 400000000 = 58400000 \,\mathrm{m}$$
 (33)

Т.е. расстояние тогда от Земли до Луны соответствовало:

$$384400 \text{ km} - 58400 \text{km} = 326000 \text{ km}$$
 (34)

Определим угловую скорость вращения Земли и продолжительность суток 400 млн. Лет назад

$$\omega = \frac{2\pi}{79200} = \frac{6,28}{79200} = 79293 * 10^{-9} c^{-1}$$
 (36)

Найдем кинетическую энергию вращения Земли вокруг своей оси в то время:

$$E_{\kappa 2} = \frac{I\omega^{2}}{2} = \frac{2}{5} * 5,973 * 10^{24} \text{Kr} * 40589641 * 10^{6} \text{M}^{2}$$

$$= \frac{6287379850 * 10^{-18} \text{c}^{-2}}{2}$$

$$= 304864895679473097210 * 10^{9} \text{Дж}$$
(37)

Потенциальная энергия взаимодействия Земли и Луны 400 млн. лет назад была равна:

лет назад оыла равна:
$$E_{\text{пот}} = -\frac{6,67 * 10^{-11} \text{ Hm}^2/\text{кг}^2 * 5,973 * 10^{24} \text{кг} * 7,34 * 10^{22} \text{кг}}{326000000 \text{м}}$$

$$= -898231099771 * 10^{15} \text{ Дж}$$
(38)

Кинетическую энергию движения Земли по орбите примем такой же, как и в настоящий момент времени:

$$E_{\kappa 1} = 264590527946 * 10^{22} Дж \tag{39}$$

Полная энергия земли 400 млн. лет назад будет равна:

$$E_{\text{пол400}} = 2646209246124579702097210 * 10^9 Дж$$
 (40)

Величина разности полных энергий Земли в настоящее время и 400 млн. лет назад составляет:

$$\Delta E_1 = E_{\text{пол}} - E_{\text{пол400}} (41)$$

$$\Delta E_1 = -122327958594279659607400 * 10^6 \text{Дж} \tag{42}$$

Сила тяготения между Землей и Луной 400 млн. лет назад была равна:

$$F_{\text{TMF400}} = \frac{67 * 10^{-11} \,\text{Hm}^2 / \text{kr}^2 * 5,973 * 10^{24} \text{kr} * 7,34 * 10^{22} \text{kr}}{(326 * 10^6 \text{M})^2}$$
$$= 27553 * 10^{16} \text{H} \tag{43}$$

Разница энергий состояния Земли 400 млн. лет назад и в наше время:

 $\Delta E_2 = \Delta A = \Delta F * \Delta R$ соответствует величине:

Соотношение разностей энергий равно:

$$\frac{\Delta E_1}{\Delta E_2} = \frac{-1223279585942796596074 * 10^6 \text{Дж}}{-4517824 * 10^{21} \text{ Дж}} = 27,1 \quad (45)$$

Исходя из данного результата можно предположить, что либо система Земля-Луна не является замкнутой и происходит обмен энергией с другими космическими объектами, либо процесс удаления Луны от Земли шел с большей скоростью и точка в которой находилась Луна 400 млн. лет назад находилась ближе к Земле.

Предположив последнее мы решили определить расстояние, на котором Луна находилась 400 млн. лет назад.

Для этого необходимо составить уравнение и решить его:

Обозначим:

 E_2 — полная энергия земли в настоящее время;

 $E_{\kappa n 1}$ — кинетическая энергия движения Земли по орбите плюс кинетическая энергия вращения Земли вокруг своей оси 400 млн. лет назад;

 $R_{13л}$ — расстояние между Землей и Луной 400 млн. лет назад (не известное);

 $R_{23л}$ — расстояние между землей и Луной в настоящее время;

 E_{n+1} — потенциальная энергия взаимодействия между Землей и Луной 400 млн. лет назад:

 $F_{2\pi\pi\Gamma}$ – сила тяготения между Землей и Луной в настоящее время;

 $F_{1\text{тяг}}$ – сила тяготения между Землей и Луной 400 млн. лет назад:

Составим уравнение:

$$E_2 - (E_{\kappa \pi 1} + E_{\pi \tau 1}) = (F_{2\tau \pi \Gamma} - F_{1\tau \pi \Gamma}) * (R_{23\pi} - R_{13\pi})$$
 (46)

Проведем преобразования:

$$E_2 - E_{\text{KH}1} + \frac{GM_3M_{\pi}}{R_{13\pi}} = \left(F_{2\text{TMF}} - \frac{GM_3M_{\pi}}{R_{13\pi}^2}\right) * (R_{23\pi} - R_{13\pi}) (47)$$

Обозначим $E_2-E_{\rm KII}={
m A};\,F_{2{
m TMF}}*R_{2{
m SJ}}={
m B};GM_3M_{
m J}R_{2{
m SJ}}={
m C}$;

$$\frac{A-B}{F_{2TST}} = M; \quad \frac{C}{F_{2TST}} = S \tag{48}$$

Уравнение примет вид:
$$R_{12\pi}^3 + MR_{12\pi}^2 + S = 0$$
 (49)

Решаем данное кубическое уравнение методом приведенном в литературе: А.Г. Курош [7], Л.Я. Окунев [8], используя формулу Кардана.

Таким образом, уравнение (49) будет приведено:

$$X^3 - 337493303317149483 X$$

-18664689116048281398665818 = 0 (50)

Решая уравнение (50) и выполняя все замены получим окончательное решение уравнения (49).

$$R_{113\pi} = 942146 \text{ km}$$
 (51)

$$R_{123\pi} = -215320 \text{ km} \tag{52}$$

$$R_{13sn} = 279731 \text{ km}$$
 (53)

Потенциальная энергия Земли 400 млн. лет назад соответственно имела значение:

$$E_{\text{пот}} = -106323854910^{18} \text{Дж} \tag{54}$$

Полная энергия Земли 400 млн. лет назад имела величину:

$$2646103820500769473097210 * 10^9$$
Дж (55)

Разность величин полных энергий в настоящее время и 400 млн. лет назад составляла:

$$\Delta E_1 = -16902334784050659607400 * 10^6 \text{Дж}$$
 (56)

Из полученных решений (51), (52), (53) наиболее реальным является решение (53). Это решение мы и будем считать тем расстоянием, на котором Луна находилась от Земли 400 млн. лет назад.

Теперь определим значение разности полных энергий Земли в данное время и 400 млн. лет назад, считая, что Луна находится от Земли на расстоянии, которое определено решением (53).

Сила гравитации между Луной и Землей 400 млн. лет назад равнялась:

$$F_{1TRF} = 386060828864 * 10^9 \text{ H} \tag{57}$$

Разность энергий Земли в наше время и 400 млн. лет назад имеет значение:

$$\Delta E_2 = (F_{2\pi\pi\Gamma} - F_{1\pi\pi\Gamma}) * (R_{2\pi\pi} - R_{13\pi\pi})$$
 (58)

$$\Delta E_2 = -20459995942297 * 10^{15} \text{Дж} \tag{59}$$

Составляем соотношения энергий:

$$\frac{\Delta E_1}{\Delta E_2} = \frac{-16902334784 * 10^{18} \text{Дж}}{-20459995942 * 10^{18} \text{Дж}} = 0,826 \tag{60}$$

Можно считать, что расхождение значений энергии допустимые. Нами было произведено определение средней скорости удаления Луны от Земли за сутки в период 400 млн. лет назад, и получены следующие результаты: при 365 сутках в году — 0,00072 м/сут., а при 395 — 0,00067 м/сут., что превышает скорость, приведенную в работе А.Н. Матвеева [1]. Возможную причину такого расхождения мы даем в выводах.

ВЫВОДЫ

- 1) Было определено расстояние, на котором Луна будет находиться от Земли, когда удаление центра масс системы «Земля Луна» от центра Земли будет соответствовать радиусу Земли. Оно будет равно 524110 км.
- 2) При данном удалении Луны от Земли используя метод сохранения энергии в предположении что система «Земля Луна» является замкнутой получили продолжительность периода вращения Земли вокруг своей оси, он равен 25 часам 38 минутам, что соответствует принятому мнению о замедлении вращения Земли с удалением от нее Луны.
- 3) Также при помощи этого метода нашли расстояние, на котором Луна находилась от Земли 400 млн. лет назад, оно имеет значение 279731 км.
- 4) Рассчитанная средняя скорость удаления Луны от Земли равна 0,72-0,67 мм/сут. Что превышает скорость 0,4 мм/сек., которая приведена в литературе. Возможно это объясняется тем, что нельзя рассматривать систему «Земля Луна» как замкнутую, а необходимо

учитывать перераспределение энергии между системой – Солнцем и ближайшими планетами Марсом и Венерой и тогда скорости полученные теоретически, будут соответствовать наблюдаемым.

- 5) Возможно предложенный метод можно применить только на каком-то определенном участке расстояний между Землей и Луной.
- 6) Для решения этих вопросов требуют дальнейшие исследования.

Библиографический список

- 1. Матвеев А.Н. Механика и теория относительности. СПБ.: Лань, 2009. С 253-256
- 2. Жарков В.Н. Внутреннее строение Земли и планет. М.: Наука, 1983. С. 73-77.
- 3. Асламазов Л.Г., Варламов А.А. Удивительная физика. Библиотечка «Квант». Выпуск 63. М.: Наука, 1987. С. 43-47.
- 4. Фейнман Р., Лейтан Р., Сэндс М. Феймановские лекции по физике. Т.1. –М.: Мир, 1967. С. 128-129
- 5. Михайлов А.М. Земля и ее вращение. Библиотечка «Квант». Выпуск 35. М.: Наука, 1984.
- 6. Бакулин П.Н., Кононович Э.В., Мороз В.И. Курс общей астрономии. М.: Наука, 1983. С. 96-98
- 7. Курош Л.Г. Курс высшей алгебры. СПб.: Лань, 2011. С. 233-241.
- 8. Окунев Л.Я. Высшая алгебра. М.: Просвещение, 1966. С. 28-38.

POSSIBLE INFLUENCE OF THE MOON ON THE EARTH'S BEHAVIOR IN THE SYSEM OF THE "EARTH – THE MOON"

Doilnitsin S.P., Popov I.I., Astanina A.A., Ribak E.A.

Key words: earth, moon, center of masses, energy, kinetic, potential, system, period, rotation.

The paper deals with theoretical research of definition of the rotation period of the Earth around its axis when the centre of the masses of the systems. The Earth the moon will be removed brew the centre of the Earth at the size of its radius and also the distance at which the moon from the Earth was 400 million years ago is calculated. Possible influence of the moon on the earth's behavior in the system of the «Earth – The Moon».

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ СТАТЕЙ

в журнал «МашиноСтроение», издаваемый по материалам научно-практических конференций по проблемам механики и машиностроения

Текст статьи должен быть написан и представлен в редакцию в виде файла с расширением .DOC – документа **Microsoft Word 2003** по электронной почте: **tmmiok@yandex.ru**.

Параметры страницы: формат A4 ($210 \times 297 MM$), поля – 2,0 cM; ориентация – книжная (допустима, но нежелательна альбомная ориентация для отдельных страниц).

Шрифт текста статьи: Times New Roman, размер – 16, межстрочный интервал – одинарный, отступ первой строки – 1,25*см*.

В заголовке статьи указывается УДК. Через строку прописными буквами полужирным шрифтом без абзаца по центру — название статьи. Через строку полужирным шрифтом без абзаца по центру — фамилии и инициалы авторов с указанием ученой степени, ученого звания, должности. На следующей строке без абзаца по центру курсивом — место работы и город. На следующей строке — контактный е-mail. Через строку шрифтом №14 — ключевые слова через запятую (не более 10). Через строку шрифтом №14 — краткая аннотация. Через строку — текст статьи шрифтом №16. Пример приведен ниже.

УДК 622.233

К РАЗРАБОТКЕ БЕЗЛЕЗВИЙНОГО БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ВЫСОКОЙ КРЕПОСТИ

Дворников Л.Т., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования;

Жуков И.А., к.т.н., доцент кафедры теории механизмов и машин и основ конструирования

Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк

E-mail: tmmiok@yandex.ru

Ключевые слова: разрушение, удар, буровой инструмент, безлезвийность.

В статье излагаются результаты экспериментального исследования разрушения горной породы высокой крепости безлезвийным инструментом. Обосновываются рациональные схемы размещения ударной породоразрушающего инденторов части инструмента. Показываются новые конструктивные решения армирования безлезвийных буровых коронок.

При вставке формул использовать только встроенный редактор формул. Размер символов: обычный — 16, крупный индекс — 11, мелкий индекс — 8, крупный индекс — 18, мелкий индекс — 12. Нумеровать рекомендуется лишь формулы, на которые имеются ссылки. Например,

$$R_{s} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \times \int_{0}^{\infty} \frac{\sin(x)}{x} e^{-x^{2} \sum_{k=1}^{\infty} k^{-2}} dx.$$
 (1)

Рисунки, вставленные в документ, должны допускать перемещение в тексте и возможность уменьшения размеров. Допустимо представление рисунков отдельными файлами формата .jpg. Необходимо учитывать последующее их преобразование в черно-белую палитру. Толщины линий и размеры обозначений должны обеспечивать четкость и распознаваемость при возможном уменьшении размеров рисунка в процессе редактирования текста статьи. Нумерация – подрисуночная по центру в тексте (в рисунок не включать):

Рисунок 5 – Механизм Уатта

Таблицы нумеруются, если их число более одной, с выравниванием по ширине:

Таблица 1 – Результаты кинематического анализа механизма

Ссылки на цитированную литературу приводятся в квадратных скобках, например, [13, 17] или [6-9]. В конце статьи размещается библиографический список, оформленный в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5-2008.

В завершение статьи приводятся на английском языке название статьи, фамилии и инициалы авторов, ключевые слова и аннотация.

Спасибо за понимание!

МашиноСтроение:

Материалы XXIII-XXIV международных научно-практических конференций по проблемам механики и машиностроения

№23

Верстка и корректировка: Жуков И.А. Разметка и обработка форматов: Андреева Я.А.

Подписано в печать 08.12.14г. Формат бумаги 60х84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная. Усл. печ. л. 8,28. Уч.-изд. л. 8,80. Тираж 300 экз. Заказ №757.

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