



НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК  
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ  
ИНЖЕНЕРНЫЙ ЦЕНТР «ШАКИРТ»

ISSN 1694-7657

# МАШИНОВЕДЕНИЕ

НАУЧНО - ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1(5)

Бишкек 2017





Национальная академия наук  
Кыргызской Республики  
Институт машиноведения  
Инженерный центр «Шакирт»

ISSN 1694-7657

# МАШИНОВЕДЕНИЕ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1(5)

Бишкек • 2017

**Редакционная коллегия**

**Главный редактор:**

Джуматаев М.С., д-р техн. наук, проф., академик НАН КР

**Зам. главного редактора:** Алмаатов М.З., д-р техн. наук, проф.

**Члены редколлегии:**

Абдраимов Э.С., д-р техн. наук, проф.,

Абидов А.О., д-р техн. наук, проф.,

Анохин А.В., канд. техн. наук, с.н.с.,

Аширалиев А., д-р техн. наук, проф.,

Бексалов Е.Б., д-р техн. наук, проф.,

Давлятов У.Р., д-р техн. наук, проф.,

Еремьянц В.Э., д-р техн. наук, проф.;

Мамасаидов М.Т., д-р техн. наук, проф., акад. НАН КР,

Маткеримов Т.Ы., д-р техн. наук, проф.,

Мендекеев Р.А., д-р техн. наук, проф.,

Садиева А.Э., д-р техн. наук, доцент,

Султаналиев Б.С., д-р техн. наук, с.н.с.,

Ураимов М., д-р техн. наук, проф.,

Усубалиев Ж., канд. техн. наук, проф.,

Шамсутдинов М.М., д-р техн. наук, проф.,

Шаршембиев Ж.С., д-р техн. наук, доцент

**Ответственный секретарь:** Квитко С.И., канд. техн. наук, с.н.с.

В журнале «Машиноведение» представлены материалы теоретических и экспериментальных исследований, практические рекомендации по созданию машин и агрегатов для горного дела, строительства, энергетики, машиностроения и перерабатывающей промышленности. В него включены работы по направлениям:

- Теория механизмов и машин
- Динамика и прочность машин
- Машиностроение, материаловедение
- Горное дело, горные и строительно-дорожные машины
- Транспорт

Редактор *Л.В. Тарасова*

Компьютерная верстка: *Д.Ю. Иванова*

Издание ИМаш НАН КР

Адрес редакции:

Бишкек, 720055, ул. Скрябина, 23, ИМаш НАН КР

Тел. +(996 312) 54 11 13

E-mail: [machinery.kg@gmail.ru](mailto:machinery.kg@gmail.ru)

© ИМаш НАН КР

**МЕХАНИЗМДЕР ЖАНА  
МАШИНАЛАР НАЗАРИЯТЫ  
ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН  
THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES**

УДК 621.01

**УРУП-БУРУЛУУЧУ МЕХАНИЗМИ МЕНЕН КОЛ  
ПЕРФОРАТОРЛОРДУ ӨЗГӨРМӨ ТҮЗҮЛҮШ  
МЕХАНИЗМИ НЕГИЗИНДЕ МАШИНА ЖАРАТУУ  
ТАРМАГЫНДАГЫ ЖАҢЫ БАГЫТ**

**РУЧНЫЕ ПЕРФОРАТОРЫ С УДАРНО-ПОВОРОТНЫМ  
МЕХАНИЗМОМ – НОВОЕ НАПРАВЛЕНИЕ В ОБЛАСТИ  
СОЗДАНИЯ МАШИН НА ОСНОВЕ МЕХАНИЗМОВ  
ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ**

**HAND DRILLS WITH IMPACT-ROTARY MECHANISM –  
A NEW DIRECTION IN THE FIELD OF MACHINES  
BASED ON VARIABLE STRUCTURE MECHANISMS**

***О.М. Исманов***

*Макалада электромеханикалык перфораторлордун учурдагы конструкцияларынын салыштырмалуу анализи каралган. Кол машиналардын дайындагы боюнча классификациялоо татаал. Классификациянын негизги белгилери болуп төмөнкүлөр эсептелет: иш аракеттин принциби, жумушчу органдын кыймыл мүнөздөмөсү жана иштөө режими, колдонуу жана дайындоо тармагы, өткөргүчтүн түрү жана операторду электр тогунан жабырлануудан коргоо усулу (электрокыймыл келтиргич менен кол машиналары үчүн). Перспективдүү багыттардын бири болуп өзгөрмө түзүлүш механизмдин негизинде уруу түйүнү менен электромеханикалык перфораторун жаратуу болуп эсептелет. Курулушта, тоо жумуштарында жана таш казып алуу өндүрүш тармактарында керектелүүчү мындай перфораторлорду жаратуу, кол перфораторлорунун классынын өнүгүүсүндө белгилүү түрткү бермек. Электромеханикалык перфоратордун конструкциясын түзүү жана өндүрүштүк үлгүсүн даярдоо үчүн бул перфоратордун динамика түйүндөрүнүн аймагында изилдөөнү талап кылат.*

*В данной статье проведен сравнительный анализ существующих конструкций электромеханических перфораторов. Разнообразие ручных машин*

и их классификация по назначению весьма затруднительна. Основными признаками классификации являются: принцип действия, характер движения рабочего органа и режим работы, область применения и назначение, вид привода и метод защиты оператора от поражения электрическим током (для ручных машин с электроприводом). Одним из перспективных направлений является создание электромеханического перфоратора с ударным узлом на основе механизма переменной структуры (МПС). Создание таких перфораторов, дабы определенный толчок в развитии класса ручных перфораторов крайне необходимых на строительстве, в горном деле и камнедобывающей отрасли промышленности. Создание конструкции данного электромеханического перфоратора и подготовка промышленного образца требует исследований в области динамики узлов данного перфоратора.

*In this paper, a comparative analysis of existing designs of electromechanical hammers. A variety of hand-held machines and their classification by purpose is very difficult. The main features of classification are: the principle of operation, the nature of the working body movement and operation, scope and purpose, type of drive and the method of protecting the operator from electric shock (for hand-held machines with electric drive). One promising area is the creation of electro-punch with the hammer assembly on the basis of the variable structure of the mechanism (IPU). The creation of such drills would give some impetus to the development of a class of hand drills urgently needed in the construction, mining and stone mining industries. Creating a design of electro-mechanical perforating and preparation of industrial design requires research into the dynamics of the components of the punch.*

**Тўйун соддор:** электромеханикалык перфоратор; өзгөрмө түзүлүш механизми; бышык; ийримуунак; термелгич; универсалдуу коллектордук кыймылдаткыч.

**Ключевые слова:** электромеханический перфоратор; механизм переменной структуры; поршень; кривошип; коромысла; универсальный коллекторный двигатель.

**Keywords:** electromechanical hammer mechanism with variable structure; piston; crank; a rocker; a universal commutator motor.

Ручные машины получили широкое применение в строительстве и в других отраслях народного хозяйства. Эти машины в основном используются при выполнении монтажных и отделочных работ. Как правило, они имеют встроенный в корпус машины двигатель и его масса частично или полностью воспринимается оператором. Для ручных машин характерен непосредственный контакт оператора с машиной, при котором каждое его движение влияет на управление машиной и ход выполнения операции.

Конструктивное разнообразие ручных машин чрезвычайно велико, их классификация по назначению весьма затруднительна. Основными критериями классификации являются: принцип действия,

характер движения рабочего органа и режим работы, область применения и назначение, вид привода и метод защиты оператора от поражения электрическим током (для ручных машин с электроприводом). Ручные перфораторы являются наиболее распространенными и широко используемыми в строительстве ручными машинами. Промышленностью выпускается широкая номенклатура электроперфораторов с энергией удара от 1 до 25 Дж с различными типами приводов, различными конструктивными решениями ударного и поворотного механизмов, рабочего инструмента, системы удаления шлама из шпура и т. д.

Электроперфораторы с энергией удара до 10 Дж имеют массу не более 16 кг и используются при работе во всех направлениях, а большей массы – при работе сверху вниз. Электроперфораторы с энергией удара до 10 Дж подключают к однофазной сети переменного тока нормальной частоты напряжением 220 В, но они могут работать и от трехфазной сети. В первом случае в качестве привода перфораторов используются коллекторные двигатели с двойной изоляцией, во втором – асинхронные с короткозамкнутым ротором, при этом для обеспечения безопасности перфораторы снабжаются защитноотключающим устройством. С помощью электроперфораторов с энергией удара до 10 Дж получают отверстия диаметром 5...80 мм и глубиной 600...700 мм и более в бетоне, кирпичной кладке и других строительных материалах, а также производят другие виды работ.

Электроперфораторы с энергией удара более 10 Дж имеют массу 30...35 кг. Без специальных устройств ими работают, как правило, сверху вниз, получают в крепких породах отверстия диаметром 32...60 мм значительной глубины (до 6 м). Эти машины в своей конструкции имеют асинхронный двигатель [1].

Ударные механизмы перфораторов могут быть пружинными, воздушными (компрессионно-вакуумными) и комбинированными (пружинно-воздушными). Наиболее распространены компрессионно-вакуумные ударные механизмы, принцип работы которых применен в перфораторе с электрическим приводом (рисунок 1). При вращении кривошипа 6 шатун 5 обеспечивает перемещения поршня 3 по стволу 4. Поршень 3 шарнирно соединен с шатуном 5. В полости между поршнем 3 и бойком 2 образуется вакуум. Направление движения бойка 2 совпадает с направлением движения поршня 3 (рисунок 1 а). С дальнейшим вращением кривошипа 6 поршень 3 занимает верхнюю «мертвую» точку, где скорость поршня будет равна нулю.

Затем поршень начинает перемещаться в противоположном направлении (рисунок 1 б). При этом между поршнем и бойком образуется воздушная «подушка». При дальнейшем движении поршня в противоположном направлении (рисунок 1 в) воздушная «подушка» сжимается, откуда боек получает ускорение и наносит удар по буру 1. Дальнейшая работа данного перфоратора с электроприводом повторяется в вышеописанной последовательности.

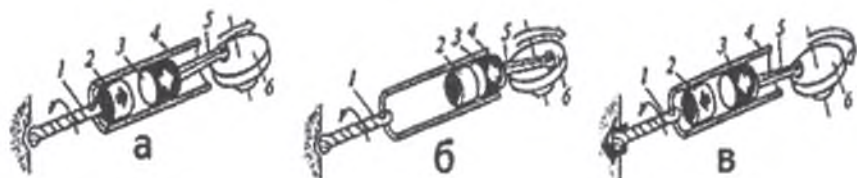


Рисунок 1 – Компрессионно-вакуумные ударные механизмы

Следует отметить, что механизмы вращения бура в перфораторах бывают кинематические и динамические. Конструкции кинематических поворотных механизмов обеспечивают непрерывное и периодическое вращение бура, при котором за каждый удар бойка бур постоянно поворачивается на определенный угол. При непрерывном вращении бура разрушение породы происходит от ударов и резания, при периодическом – в основном за счет ударов, так как в результате поворота бура происходит только размельчение породы.

Кинематические поворотные механизмы работают, в основном не воспринимая ударных нагрузок. Однако вследствие жесткой связи с приводом при заклинивании бура в породе на корпусе перфоратора создается крутящий момент, который воспринимается руками оператора и может привести к травме. Поэтому в этих механизмах устанавливаются шариковые и дисковые муфты, ограничивающие крутящий момент, передаваемый буру в безопасных для оператора пределах. Передача момента от двигателя к буру в кинематических поворотных механизмах производится через различные кинематические связи. В перфораторах с непрерывным вращением бура этими связями являются цилиндрические и конические шестерни. В перфораторах с периодическим вращением бура кинематическими связями являются тяги, валики, детали ударных механизмов (цилиндры, бойки) и т. д.

В динамических поворотных механизмах для вращения бура используется часть кинетической энергии движущегося бойка, который

кроме прямого удара по буру наносит косой удар по детали, поворачивающей бур на определенный угол. В этих механизмах нет жесткой связи с приводом, поэтому на корпусе не возникает крутящий момент. При заклинивании бура в породе большая часть кинетической энергии бойка идет на поворот бура и меньшая – на внедрение его в породу, что уменьшает возможность дальнейшего заклинивания бура. На рисунке 2 приведена конструкция динамического поворотного механизма, у которого поворот бура осуществляется при холостом ходе бойка. В бойке 5, имеющем возможность перемещаться в цилиндре 1, запрессована гайка, сопряженная с винтовым стержнем 4, на конце которого имеется храповое колесо 2. Хвостовик бойка с помощью шлицев соединен с поворотной буксой 6, в которой крепится рабочий орган 7. Поворот рабочего органа (вместе с буксой и бойком) происходит при холостом ходе бойка, когда собачка 3 застопорит храповое колесо. При рабочем ходе бойка рабочий орган вращаться не будет, вращается храповое колесо.

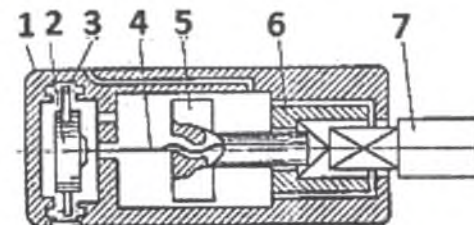


Рисунок 2 – Конструкция динамического поворотного механизма

На рисунке 3 дана кинематическая схема электромеханического перфоратора с компрессионно-вакуумным ударным механизмом и непрерывным вращением бура. Крутящий момент от вала электродвигателя 1 передается на трансмиссию 2 и разделяется на два потока: один поток – через коническую передачу на кривошип 3, обеспечивающий работу компрессионно-вакуумного ударного механизма с поршнем 4 и бойком 6, другой поток – через вал трансмиссии 5, муфту предельного момента 7 и цилиндрические шестерни 8 обеспечивает непрерывное вращение бура 9. Для восстановления начального объема воздуха в камере сжатия, потери которого в течение рабочего цикла неизбежны, поршень имеет кольцевую выточку, а в бойке есть несколько отверстий для прохода воздуха. В момент удара воздух по ним проходит в камеру сжатия, восполняя прежний

объем. Переход с ударного режима работы на безударный (холостой ход) происходит автоматически. В момент прекращения нажатия на корпус машины рабочий инструмент опускается на держатель. При этом боек смещается вниз до упора в корпус машины и не касается торца рабочего инструмента. Так как воздушная подушка при этом сообщается через паз в поршне с атмосферой, то создание вакуума в полости над бойком не происходит и он остается неподвижным [2].

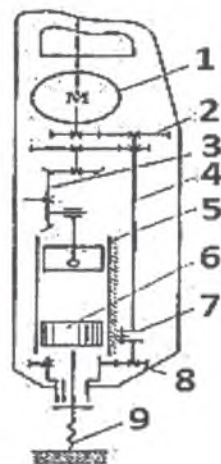


Рисунок 3 – Кинематическая схема электромеханического перфоратора с компрессионно-вакуумным ударным механизмом

В Инженерной академии Кыргызской Республики, под руководством академика С. Абдраимова были разработаны конструкции электромеханических перфораторов с ударно-вращательным принципом действия на основе механизма переменной структуры (МПС). Эти машины доведены до промышленных образцов и используются при бурении шпуров на строительномонтажных работах. Результаты испытаний показали, что в конструкциях перфораторов с ударно-вращательным принципом действия мощность двигателя потребляется как для генерации ударного импульса, так и для вращения инструмента перфоратора. При этом в процессе бурения с углублением инструмента в обрабатываемую среду увеличивается момент трения инструмента об обрабатываемую среду, т.е. с увеличением глубины бурения происходит перераспределение выходной мощности двигателя. Если в начале бурения из-за малости момента трения инструмента об стенку обрабатываемой среды потребляемая для вращения инструмента мощность относительно невелика, то с увеличением глубины бурения значение мощности увеличивается. Соответствен-

но уменьшается частота вращения якоря двигателя, что приводит к уменьшению значений параметров, определяющих энергию удара.

Испытания данного перфоратора также показали, что при бурении шпуров наблюдается частое заклинивание бура вследствие увеличения трения между поверхностями бура и обрабатываемой среды.

С учетом результатов исследований перфораторов на основе МПС с ударно-вращательным принципом действия учеными Инженерной академии КР и Института машиноведения НАН КР была разработана конструкция перфоратора на основе МПС с ударно-поворотным принципом действия. Источником питания данного перфоратора являются масляная станция или гидроприводы транспортных и технологических машин. В целом разработанные перфораторы предназначены для бурения шпуров ударно-поворотным способом. Эти перфораторы представляют собой механическую ударную машину, автоматически наносящую удары по торцу волновода, который находится в контакте с буровой штангой и одновременным принудительным поворотом инструмента.

Конструкции этих перфораторов предусматривают следующие одноименные узлы и механизмы ударного узла: механизма привода поворотной муфты, поворотной муфты (храпового механизма), узла фиксации и удержания буровой штанги, механизма качения и вибрации, системы распределения потока гидравлической жидкости, системы приема и передачи очищенной жидкости или воздуха [3].

В качестве системы распределения потока гидравлической жидкости во всех трех конструкциях перфораторов у входа в гидродвигатель НШ-10 устанавливаются ручные двухходовые механизмы управления, которые предназначены для запираания потока жидкости или свободного пропуска его от одного окна к другому, а также для защиты перфораторов от случайных прострелов.

Гидравлические перфораторы во многих отношениях превосходят пневматические перфораторы. В них снижается до 40 % шум, прежде всего вследствие отсутствия выхлопа воздуха, масляные смазки создают плавный силовой импульс и вибрации, скорость бурения в 1,5–2 раза больше. Безусловно необходима регулировка узлов и высокие требования к уплотнениям ударника перфоратора, многие из которых являются привозными. Кроме того, гидравлические перфораторы требуют высокой квалификации обслуживающего персонала. К основным недостаткам этих перфораторов относится необходимость отдельной гидростанции, которая ограничивает маневренность перфоратора.

Данный перфоратор отличается меньшей маневренностью вследствие относительно большого веса и наличия гидравлических шлангов. Учитывая эти недостатки, в Инженерной академии Кыргызской Республики продолжены работы по усовершенствованию конструкции перфоратора с ударно-поворотным принципом действия.

В ударно-поворотных перфораторах (УПП) мощность, затрачиваемая на поворот инструмента, как правило, составляет не более 15 %. Перфораторы ударно-поворотного принципа не создают вращательного момента действующего оператора, что позволяет легко управлять перфоратором [4].

На рисунке 4 приведена кинематическая схема электромеханического перфоратора, у которого работа рычажного ударного механизма переменной структуры совместно с рычажным поворотным механизмом создает ударно-поворотное действие. Конструкция электромеханического перфоратора имеет следующие узлы и механизмы: буровой инструмент, универсальный коллекторный двигатель, редуктор, ударный узел, буксовый узел, поворотный механизм. Ударный узел представляет собой шарнирно-четырёхзвенный механизм переменной структуры С. Абдраимова кривошипно-коромыслового типа с наибольшим шатуном, где вращательное движение якоря двигателя 1 через шестерни 2, 4 и коническое колесо 5 редуктора передается кривошпи-шестерне 6 ударного узла. Вращательное движение кривошпи-шестерни 6 через шатун 7 преобразуется в качательное движение коромысла-бойка 8. В момент выстраивания звеньев в одну линию коромысло-боек 8 максимально разгоняется и наносит удар по торцу волновода 9, затем отходит обратно. Ударная волна, проходя через волновод 9, передается буровому инструменту 10 и от неё – к обрабатываемой среде.

Ударный узел перфоратора работает совместно с поворотным механизмом (рисунок 4) следующим образом. В редукторе шестерня 4 взаимодействует с шестерней 11, которая посредством шпоночного соединения вращает кривошипный вал 12 кривошипно-коромыслового механизма поворота. Вращение кривошипного вала 12 посредством шатуна 13 преобразуется в качение коромысла 14, одновременно являющегося корпусом храпового механизма. Параметры кривошипно-коромыслового механизма поворота подобраны так, чтобы храповой механизм во время рабочего хода повернул буровой инструмент 10 на технологически необходимый угол. Причем зацепление шестерен 4 и 11 отрегулировано таким образом, чтобы ра-

бочий ход храпового механизма происходил, когда коромысло-боек 8 отходит назад после соударения с волноводом 9. Такая настройка совместной работы механизмов удара и поворота позволяет распределить нагрузку на универсальный коллекторный электродвигатель перфоратора.

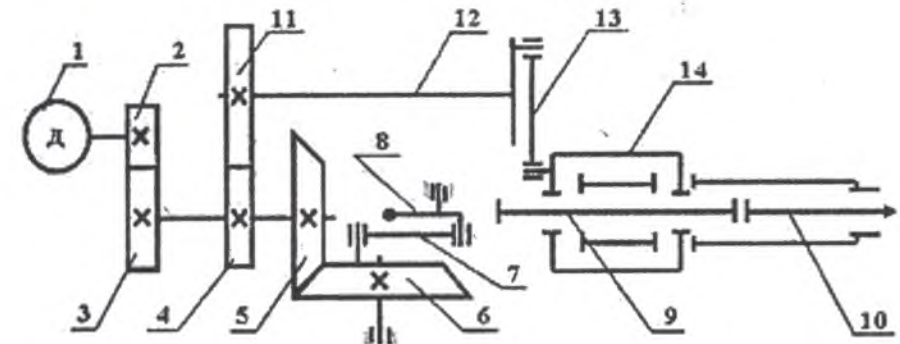


Рисунок 4 – Кинематическая схема электромеханического перфоратора УПП-1

Одним из перспективных направлений является создание перфоратора УПП-1 с ударным узлом на основе МПС с электрическим приводом. Создание таких перфораторов дало бы определенный толчок развитию класса ручных перфораторов, крайне необходимых в строительстве, горном деле и камнедобывающей отрасли промышленности. В этой связи требуются дальнейшие исследования в области динамики узлов данного перфоратора.

### Литература

1. Волкова, Д.П. Строительные машины: учебное пособие / Д.П. Волкова. М.: Высшая школа, 1988. С. 376.
2. Ручные машины [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http://ects.ru/files/ruchnie\\_mashini](http://ects.ru/files/ruchnie_mashini).
3. Кадыркулов, А.К. Буроударный способ отделения блоков камня перфораторами с ударным механизмом переменной структуры: дис. канд. техн. наук: 05.05.06 / А.К. Кадыркулов. Бишкек, 2002. 185 с.
4. Васильев, В.М. Перфораторы: справочник / В.М. Васильев. М.: Недра, 1982. 216 с.

УДК 621.01

**ПРЕССТЕП-ЖЫЙНАГЫЧТЫН УПАКОВКАЛООЧУ ИЙИЛЧЕК ЖИБИН (БАЙЛАНЫЧЫНЫН) ЭСЕПТӨӨ МЕТОДИКАСЫ**

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИБКОЙ НИТИ (СВЯЗИ) УПАКОВЩИКА ПРЕСС-ПОДБОРЩИКА**

**METHOD FOR CALCULATING THE FLEXIBLE THREAD (CONNECTION) OF THE PACKER OF THE BALER**

Е.П. Зыкова

*Макаланын максаты – керүүчү күчтөр менен жиптин эң чоң салаңдаган чоңдугун, пресстеп жыйнагычтын ороочусу менен трактордун ортосундагы ийилчэк жиптин тартылуусу менен анын жебеде салаңдоочу чоңдуктарынын көз карандылыгын аныктоо.*

*Цель статьи – определение растягивающих усилий, величины наибольшего провисания нити, зависимости между натяжением и стрелой провисания гибкой нити между упаковщиком пресс-подборщика и трактором.*

*The purpose of the article is to determine the tensile forces, the magnitude of the greatest sagging of the thread, the relationship between the tension and the sagging arrow of the flexible thread between the packer of the baler and the tractor.*

**Түйүн сөздөр:** таңгактоочу механизм, ченеп бөлгүч, серпилгич, шмектуу серпилдетилген бекиткич, манжалуу кулпу, ийилчэк жип, керилүү, салаңдык жебе.

**Ключевые слова:** механизм упаковщиков; разделитель порций; пружина; подпружиненный крючковый фиксатор; пальцевой замок; гибкая нить; натяжение; стрела провисания.

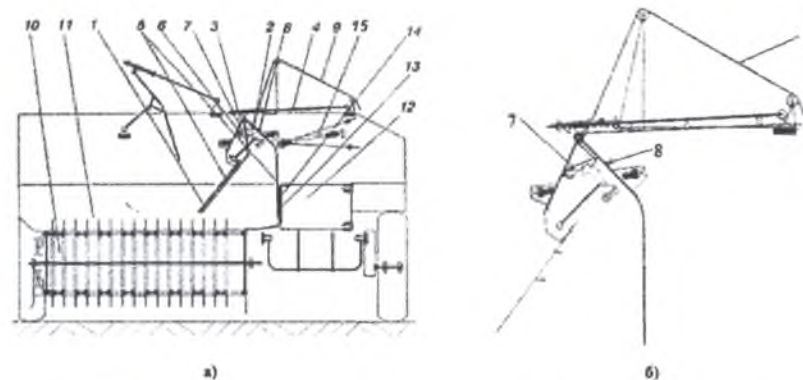
**Keywords:** mechanism of packers; portion separator, spring; spring-loaded hook retainer; finger lock; flexible thread; tension; sag boom.

В работе [1] было указано, что сила резания слоя сена ножами пресс-подборщика зависит от толщины этого слоя, величину поперечного сечения которого необходимо свести до минимума. Это возможно путем деления кормовой массы на порции между передним упаковщиком и прессовальной камерой. Такое разделение осуществляется в конструкции [2] упаковщика с помощью вильчатого разделителя порций, который шарнирно присоединен к шатуну переднего упаковщика (рисунок 1 а, б).

Для этого в момент захвата порции сена передним упаковщиком 1 происходит размыкание подпружиненного крючкового фиксатора 7

и роликового пальца 8 посредством гибкой связи (гибкой нити) 9 [2].

Гибкими нитями называют гибкие элементы (провода, тросы, кабели) в линиях электропередач, антеннах, канатных дорогах, в висячих мостах и других инженерных сооружениях [3]. Таким образом, гибкая нить – это стержень, способный сопротивляться только растяжению.



1 – зуб переднего упаковщика; 2 – кривошип; 3 – шатун; 4 – коромысло; 5 – разделитель порций; 6 – пружина; 7 – подпружиненный крючковый фиксатор; 8 – роликовый пальцевой замок; 9 – гибкая связь; 10 – подборщик; 11 – приемная камера упаковщиков; 12 – прессовальная камера; 13 – нож прессовальной камеры; 14 – противорежущий нож; 15 – ограничитель хода разделителя.

Рисунок 1 – Схема пресс-подборщика: а) – вид спереди; б) – схема переднего упаковщика

Проведем расчет прочности и определим величину провисания гибкой связи (нити) от пресс-подборщика до кабины трактора.

При чрезмерно сильном натяжении (и, как следствие, малом провисании) может произойти обрыв гибкой нити, если изменятся окружающие условия (высокие температуры, давление ветра). При неоправданно слабом натяжении возможно большое провисание нити, которое требует увеличения высоты точек подвеса, что приведет к увеличению габаритов.

В условиях, когда гибкая нить подвешена к опорам А и В, расположенным на одном уровне (рисунок 2), где  $f$  – стрела провисания, находящаяся посередине пролета  $l$ , либо на разных уровнях (рисунок 3), причем разность уровней  $h$ .



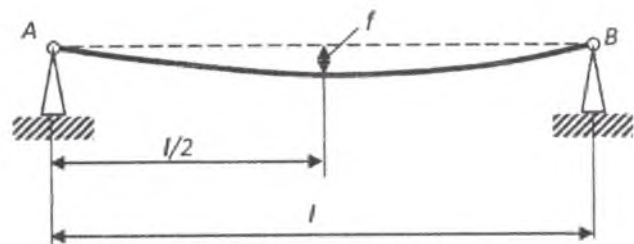


Рисунок 2 – Расположение гибкой нити между опорами

Величина провисания  $f'$  – это расстояние по вертикали от середины линии АВ до нити АОВ. Обычно провисание нити ( $f$  и  $f'$ ) невелико по сравнению с пролетом  $l$ , поэтому длина кривой АОВ мало отличается от длины хорды АВ  $\cong l$ .

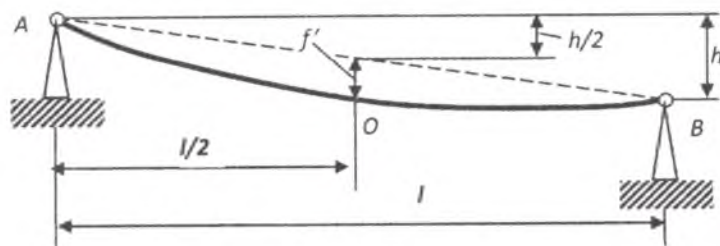


Рисунок 3 – Расположение гибкой нити между опорами на разном уровне

Нить имеет постоянное сечение по всей длине. Это значит, что вес нити распределен равномерно по ее длине, поэтому очевидно, что механическая нагрузка  $q$  распределена равномерно не только по длине нити АОВ, но и по длине пролета АВ =  $l$  (рисунок 4 а, б) [3].

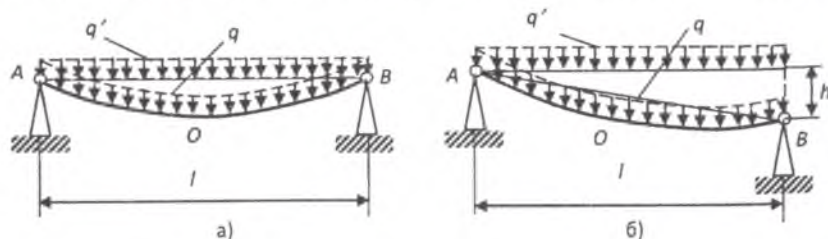


Рисунок 4 – Схемы распределения нагрузки по длине нити: а – между опорами на одном уровне; б – между опорами на разном уровне

Интенсивность такой нагрузки измеряют силой, приходящейся на один метр длины нити (Н/м), и вычисляют по следующим формулам:

– от собственного веса гибкой нити

$$q_1 = \rho \cdot g \frac{\pi d^2}{4}, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность материала провода (кг/м<sup>3</sup>);  $d$  – диаметр гибкой нити (м);  $g$  – ускорение свободного падения (м/с<sup>2</sup>);  $\rho \cdot g = \gamma$  – удельная (объемная) нагрузка от веса материала нити (Н/м<sup>3</sup>).

Нагрузка  $q$  может быть создана не только собственным весом нити (провода, троса), но и давлением ветра;

– от давления ветра на гибкую нить  $q_1 = \alpha C_x Q_H d$ , (2)

где  $\alpha$  – коэффициент неравномерности скоростного напора (давления) ветра;  $\alpha = 1$  при  $Q_H \leq 270$  Н/м<sup>2</sup>;  $\alpha = 0,85$  при  $Q_H \leq 400$  Н/м<sup>2</sup>;  $C_x$  – коэффициент лобового сопротивления, равный  $C_x = 1,2$  для нитей  $d < 20$  мм;  $Q_H$  – скоростной напор (давление) ветра на провод, принимаемый от 270 до 1000 Н/м<sup>2</sup>, в зависимости от климатического района.

В любом поперечном сечении гибкой нити, а также в опорах А и В растягивающие усилия  $F_A$  и  $F_B$  направлены по касательной к кривой АОВ провисания нити (рисунки 5 и 6).

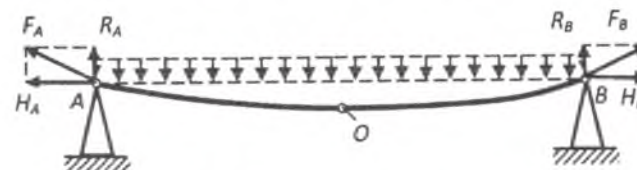


Рисунок 5 – Схема растягивающих усилий

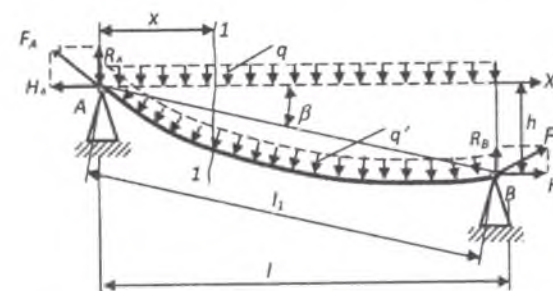


Рисунок 6 – Схема растягивающих усилий нити между опорами на разном уровне

Эти усилия можно разложить на вертикальные ( $R_A, R_B$ ) и горизонтальные ( $H_A, H_B$ ) составляющие.

Сделаем сечение нити 1 – 1 на расстоянии  $x$  от опоры А на рисунке 7, где точки подвеса нити находятся на разных уровнях, отбросим опору В и правую часть нити. Покажем оставшуюся часть на рисунке 7.

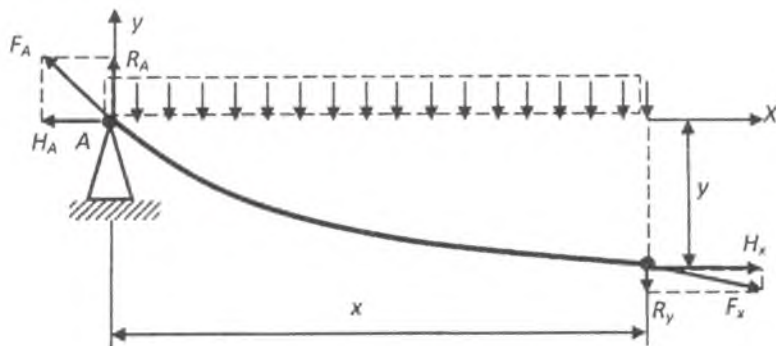


Рисунок 7 – Схема усилий на гибкую нить без отсеченной опоры

Распределенную нагрузку  $q'$  (рисунок 7), действующую на нить, заменим статически эквивалентной нагрузкой  $q$ , равномерно распределенной по длине пролета  $L$

$$q = q' \frac{l_1}{l} = \frac{q'}{\cos \beta}. \quad (3)$$

Из условия статического равновесия нити (рисунок 7) находим:

$$H_A = H_B = H; \quad R_A = \frac{ql}{2} + H \frac{h}{l}; \quad R_B = \frac{ql}{2} - H \frac{h}{l}, \quad (4)$$

здесь  $H$  – натяжение нити (или распор), по значениям которого ведут расчет прочности гибких нитей.

Из условия равновесия оставленной после сечения части нити (рисунок 8) имеем:

$$H_x = H; \quad R_y = R_A - qx = H \frac{h}{l} + q \left( \frac{l}{2} - x \right), \quad (5)$$

тогда суммарное растягивающее усилие:

$$F_x = \sqrt{H_x^2 + R_y^2} = \sqrt{H^2 + \left[ H \frac{h}{l} + q \left( \frac{l}{2} - x \right) \right]^2}. \quad (6)$$

$$\text{При } x = 0, \quad F_{\max} = \sqrt{H^2 + \left( H \frac{h}{l} + q \frac{l}{2} \right)^2}. \quad (7)$$

В связи с тем, что для пологих нитей разница между  $F_{\max}$  и  $H$  незначительна, на практике расчет ведут по величине натяжения  $H$ .

Из уравнения равновесия моментов сил

$$\sum M(x) = R_A \cdot x - H \cdot y - \frac{qx^2}{2} = 0$$

найдем уравнение кривой провисания гибкой нити

$$y = \frac{R_A}{H} x - \frac{qx^2}{2H} = \left( \frac{ql}{2H} + \frac{h}{l} \right) x - \frac{qx^2}{2H}, \quad (8)$$

имеющей вид квадратичной параболы.

Взяв производную по уравнению (8) и приравняв ее нулю

$$\frac{dy}{dx} = \frac{ql}{2H} + \frac{h}{l} - \frac{qx}{H} = 0, \quad (9)$$

найдем положение нижней точки параболы  $x = \frac{l}{2} + \frac{Hh}{ql}$ , подставив полученное выражение в (8), найдем наибольшее провисание нити

$$y_{\max} = f' = \frac{ql^2}{8H} + \frac{Hh^2}{2ql^2} + \frac{h}{2}. \quad (10)$$

Установим зависимость между натяжением  $H$  и стрелой провисания  $f$  (рисунок 3). Подставляя значения  $x = l/2$  и  $y = h/2 + f$  в уравнение (8), находим:

$$f = \frac{ql^2}{8H} \quad \text{или} \quad H = \frac{ql^2}{8f}. \quad (11)$$

Тогда условие прочности нити имеет вид

$$\sigma = \frac{H}{S} = \frac{ql^2}{8fS} \leq [\sigma], \quad (12)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения нити.

Следует отметить, что при полном расчете гибких нитей необходимо учитывать влияние изменений окружающей температуры  $t$  и различных видов нагрузки  $q$  (1), (2) на напряженное состояние  $\sigma$  и стрелу провисания  $f$  нити. Это влияние можно рассчитать при помощи кубического уравнения состояния нити:

$$\sigma_n^3 - \left[ \sigma_m - \frac{\gamma_m l^2 E}{24 \sigma_m^2} - \alpha E (t_n - t_m) \right] \sigma_n^2 - \frac{\gamma_n l^2 E}{24} = 0,$$

где  $\sigma_m, \gamma_m, t_m$  – напряжение, удельная нагрузка и температура в начальном (исходном) состоянии  $m$  нити;  $\sigma_n, \gamma_n, t_n$  – те же параметры в искомом состоянии  $n$  нити;  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения нити;  $E$  – модуль упругости материала нити.

### Выводы

1. В представленной методике расчета гибких нитей показана зависимость между натяжением и стрелой провисания гибкой нити для случаев ее подвеса на одном и разных уровнях.

2. При расчете нити на прочность необходимо учитывать случаи наиболее неблагоприятного сочетания действия ветра и повышенных температур, вызывающие максимальные напряжения в нити.

### Литература

1. Зыкова, Е.П. Модернизация вспомогательных механизмов на примере сельскохозяйственных и текстильных машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / Е.П. Зыкова. Бишкек, 2015. 154 с.
2. Патент КР № 1827 Пресс-подборщик поршневой, 28 января 2015 г.
3. Дарков, А.В., Шпиро, Г.С. Сопротивление материалов: учебное пособие / А.В. Дарков, Г.С. Шпиро. М.: Высшая школа, 1975. 635 с.

## МАШИНАЛАРДЫН ДИНАМИКАСЫ ЖАНА БЕКЕМДҮҮЛҮГҮ ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ МАШИН DYNAMICS AND STRENGTH OF MACHINES

УДК. 531.8, 621.01

ИЙРИМУУНАКТУУ-ТЕРМЕЛГИЧТҮҮ УРГУ МАШИНАЛАРДЫН ДИНАМИКАСЫНАУРУУ УЧУРУНДА ЫЛДАМДЫКТЫН КАЛЫБЫНА КЕЛТИРҮҮ КОЭФФИЦИЕНТИНИН ТААСИРИ

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ВОССТАНОВЛЕНИЯ СКОРОСТИ ПРИ УДАРЕ НА ДИНАМИКУ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ УДАРНЫХ МАШИН

INFLUENCE OF THE SPEED RECOVERY COEFFICIENT AFTER IMPACT ON DYNAMICS CRANK-ROCKER IMPACT MACHINES

**В.Э. Еремьянц**

*Эң чоң тээги бар ийримуунактуу-термелгичтүү ургу механизмдүү машинанын динамикасына уруу учурунда калыбына келтирүү коэффициентинин таасири каралды.*

*Рассмотрено влияние коэффициента восстановления скорости коромысла при ударе на динамику машины с кривошипно-коромысловым ударным механизмом, обладающим наибольшим шатуном.*

*The influence of the coefficient of restoring the speed of the rocker arm after impact on the dynamics of a machine with a crank-rocker impact mechanism with the largest connecting rod.*

**Түйүн сөздөр:** ийримуунактуу-термелгич механизм; уруу; ылдамдыктын калыбына келтирүү коэффициенти; машинанын динамикасы.

**Ключевые слова:** кривошипно-коромысловый механизм; удар; коэффициент восстановления скорости; динамика машины.

**Keywords:** crank-rocker mechanism; impact; coefficient of speed recovery; the dynamics of the machine.

Кривошипно-коромысловые ударные механизмы появились в конце прошлого века в научной школе, возглавляемой академиком Международной инженерной академии С. Абдраимовым [1]. При этом первые машины создавались на основе кривошипно-коромысловых ударных механизмов, в которых из всех звеньев наибольшей длиной обладал шатун. Практически одновременно с созданием опытных образцов машин, оснащенных такими механизмами, в Институте машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР были начаты работы по исследованию их кинематики и динамики с целью обоснования рациональных параметров механизмов.

Одной из первых работ по исследованию динамики кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшим шатуном была работа [2]. В ней предложена динамическая модель отбойного молотка с коллекторным двигателем и зубчатой передачей от двигателя к кривошипу ударного механизма. Модель состояла из четырех жестких масс, соединенных между собой тремя упругими связями. С использованием этой модели авторами [2] показано влияние коэффициента жесткости передаточного механизма и приведенного момента инерции коромысла на угловые скорости звеньев и динамические моменты в их упругих связях. Удар в данной модели представлялся в виде импульсного момента малой продолжительности. Однако в работе не указано, как определялся этот момент и как он связан с коэффициентом восстановления скорости коромысла при ударе.

В работе [3] предложена динамическая модель кривошипно-коромыслового ударного механизма с гидравлическим приводом, состоящая из одной жесткой массы с моментом инерции, приведенным к валу гидродвигателя. В этой модели, в отличие от предыдущей, учитывалось, что скорость кривошипа после удара связана с его скоростью до удара соотношением

$$\omega_+ = (R / R_k) \omega_-, \quad (1)$$

где  $R$  – коэффициент восстановления скорости коромысла при ударе;  $R_k$  – коэффициент кинематического восстановления скорости (название заимствовано из работы [4]), равный отношению передаточной функции от коромысла к кривошипу после удара  $u_{31+}$  к передаточной функции до удара  $u_{31-}$

$$R_k = -u_{31+} / u_{31-}.$$

Предполагалось, что движущий момент, создаваемый гидродвигателем, постоянный.

С использованием этой модели были обоснованы рациональные параметры гидропривода машины. В работах [5, 6] эта модель получила развитие для более мощных машин с гидроприводом, где учитывалась сила тяжести коромысла, которая создавала переменный момент сопротивления на кривошипе.

В работе [7] предложена модель отбойного молотка с гибким валом, передающим движение от асинхронного трехфазного электродвигателя к кривошипно-коромысловому ударному механизму. Модель состояла из пяти масс и описывалась пятью уравнениями движения, которые решались численно на ЭВМ. На основании анализа этой модели установлено влияние на динамику машины таких параметров, как передаточное отношение от коромысла к кривошипу перед ударом, момент инерции коромысла и коэффициент жесткости гибкого вала. Однако в этой модели не учитывалось влияние коэффициента восстановления скорости коромысла при ударе на динамику машины.

В связи с этим в работе [8] была предложена относительно простая модель машины с кривошипно-коромысловым ударным механизмом, позволяющая проследить это влияние. Модель состояла из двух масс (рисунок 1 а), связанных между собой упругим элементом с коэффициентом жесткости  $c$ . Упругая связь моделировала податливость передаточного механизма от двигателя к кривошипу. Обобщенная координата  $\varphi_1$  соответствует углу поворота вала двигателя, приведенному к кривошипу, а координата  $\varphi_2$  – углу поворота кривошипа.

В этой модели момент инерции первой массы состоит из момента инерции двигателя, звеньев, расположенных на его валу, и части звеньев передаточного механизма, приведенных к кривошипу. При использовании роторного двигателя момент инерции этой массы постоянный –  $J_1 = \text{const}$ .

Момент инерции второй массы состоит из постоянной составляющей  $J_{20}$  и переменной составляющей  $J_{2v}$ :

$$J_2 = J_{20} + J_{2v}.$$

Постоянная составляющая включает в себя момент инерции кривошипа и части передаточного механизма, связанной с кривошипом. Переменная составляющая равна моменту инерции коромысла, приведенному к кривошипу. Она определяется по известной формуле

$$J_{2v} = J_3 u_{31}^2$$

и является функцией угла поворота кривошипа.

В.Э. Еремьянц

График этой функции, характерный для машин, созданных на основе кривошипно-коромысловых механизмов с наибольшей длиной шатуна, показан на рисунке 1 б.

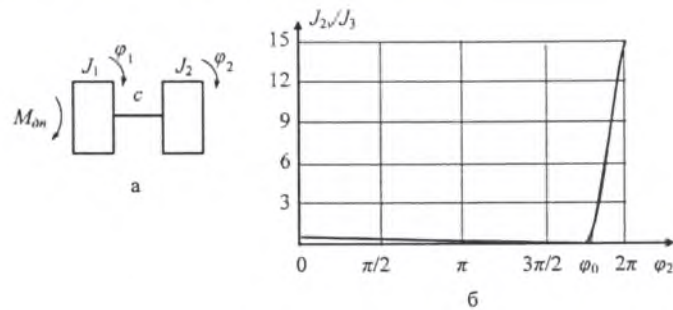


Рисунок 1 – Динамическая модель машины (а) и зависимость приведенного к кривошипу момента инерции коромысла от угла поворота кривошипа (б)

На интервале  $0 < \varphi_2 < \varphi_0$  приведенный момент инерции коромысла пренебрежимо мал и принимается равным нулю. На интервале  $\varphi_0 < \varphi_2 < 2\pi$  зависимость приведенного момента инерции коромысла от угла поворота кривошипа близка к линейной и аппроксимируется функцией

$$J_{2v}(\varphi_2) = J_3 u_{31}^2 \left( \frac{\varphi_2 - \varphi_0}{2\pi - \varphi_0} \right). \quad (2)$$

Уравнения движения рассматриваемой системы записывались в виде:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{on}; \quad (3)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{1}{2} \frac{dJ_2}{d\varphi_2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 = 0, \quad (4)$$

где  $M_{on}$  – крутящий момент на валу двигателя, приведенный к кривошипу.

При решении этих уравнений предполагалось, что скорость вала асинхронного электродвигателя постоянная и равна  $\omega_{10}$ . В результате решения в [8] для интервала  $0 < \varphi < \varphi_0$  получено:

$$\varphi_2(t) = \omega_{10} t - \frac{1}{k} (\omega_{10} - \omega_{20}) \sin kt; \quad (5)$$

$$\dot{\varphi}_2(t) = \omega_2(t) = \omega_{10} - (\omega_{10} - \omega_{20}) \cos kt,$$

где  $\omega_{20}$  – угловая скорость кривошипа в начальный момент времени. Для первого цикла движения  $\omega_{20} = 0$ , для последующих циклов  $\omega_{20} = \omega_2(2\pi)$ . Каждый цикл начинается с нулевого значения угла поворота кривошипа.

Полученное решение справедливо до момента времени  $t_0$ , пока угол поворота кривошипа не достигнет значения  $\varphi_0$ . Этот момент находится численно из уравнения (5) после приравнивания его к  $\varphi_0$ .

На интервале  $\varphi_0 < \varphi_2 < 2\pi$  скорость кривошипа находится как

$$\omega_2(\varphi_2) = \sqrt{\frac{1}{J_2} \left[ J_{20} \omega_{v0}^2 + 2c\varphi_1(\varphi_2 - \varphi_0) - c(\varphi_2^2 - \varphi_0^2) \right]}, \quad (6)$$

в начальный момент удара коромыслом по ограничителю:

$$\omega_2(2\pi) = \sqrt{\frac{1}{(J_{20} + J_3 u_{31}^2)} \left[ J_{20} \omega_{v0}^2 + 2c\varphi_1(2\pi - \varphi_0) - c(4\pi^2 - \varphi_0^2) \right]}, \quad (7)$$

а после удара:

$$\omega_2(0) = \omega_{20} = \frac{R}{R_k} \omega_2(2\pi). \quad (8)$$

Расчет по формулам (5)–(8) проводится до установившегося режима движения. Вращающий момент на валу кривошипа  $M_{on}$  и момент на валу двигателя  $M_o$  определяются из уравнения (3) с учетом постоянной скорости вращения вала двигателя и передаточного отношения от двигателя к кривошипу  $u_{o1}$ :

$$M_{on} = c(\varphi_1 - \varphi_2); \quad M_o = M_{on} / u_{o1} \quad (9)$$

В качестве примера были построены диаграммы изменения скорости кривошипа (рисунок 2) и момента на валу двигателя (рисунок 3) для различных коэффициентов восстановления скорости коромысла при ударе.

При расчете приняты следующие исходные данные модели (рисунок 1 а).

Момент инерции первой массы, приведенный к кривошипу,  $J_1 = 1 \text{ кгм}^2$ ; постоянная составляющая момента инерции второй массы  $J_{20} = 0,5 \text{ кгм}^2$ ; момент инерции коромысла  $J_3 = 0,245 \text{ кгм}^2$ ; коэффициент жесткости упругой связи  $c = 500 \text{ Нм}$ .

Угловая скорость вала двигателя  $148 \text{ с}^{-1}$ ; передаточное отношение от двигателя к кривошипу  $u_{o1} = 4$ ; при этом  $\omega_{10} = 37 \text{ с}^{-1} = \text{const}$ .

Длины звеньев кривошипно-коромыслового механизма: кривошип – 24 мм, шатун – 75 мм, коромысло – 60 мм, основание – 39 мм.

Эти размеры соответствуют ударному механизму МО–10. При этом  $u_{31+} = 0,628$ ;  $u_{31-} = 3,88$ ;  $R_k = 0,175$ ;  $\varphi_0 = 1,8\pi$ .

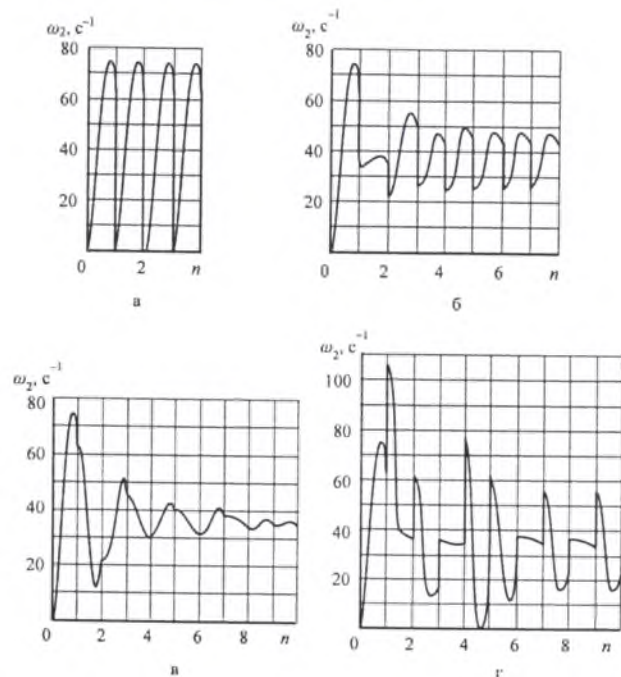


Рисунок 2 – Изменение угловой скорости кривошипа в  $n$  циклах движения при различных коэффициентах восстановления скорости коромысла  $R$ , равных: а – 0; б – 0,1; в – 0,175; г – 0,3

На рисунке 2 а видно, что при коэффициенте восстановления скорости коромысла, равном нулю, в каждом цикле наблюдается переходный режим движения с максимальной угловой скоростью коромысла, равной  $74 \text{ c}^{-1}$ . При этом коэффициент неравномерности хода кривошипа, определяемый как

$$\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\text{cp}}; \quad \omega_{\text{cp}} = (\omega_{\max} + \omega_{\min}) / 2,$$

где  $\omega_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$  – соответственно максимальное и минимальное значения угловой скорости, равен 2.

При изменении коэффициента восстановления  $R$  от нуля до  $R_k$  (рисунок 2 б, в) переходный режим ничем не отличается от рассмотренного ранее. Максимальное значение угловой скорости кривошипа в этих случаях по-прежнему равно  $74,0 \text{ c}^{-1}$ . Но колебания скорости в установившемся режиме различаются существенно. Значения мак-

симальных, минимальных угловых скоростей кривошипа и коэффициента неравномерности хода для этих режимов приведены в таблице 1. Там же приведены и значения моментов на валу двигателя.

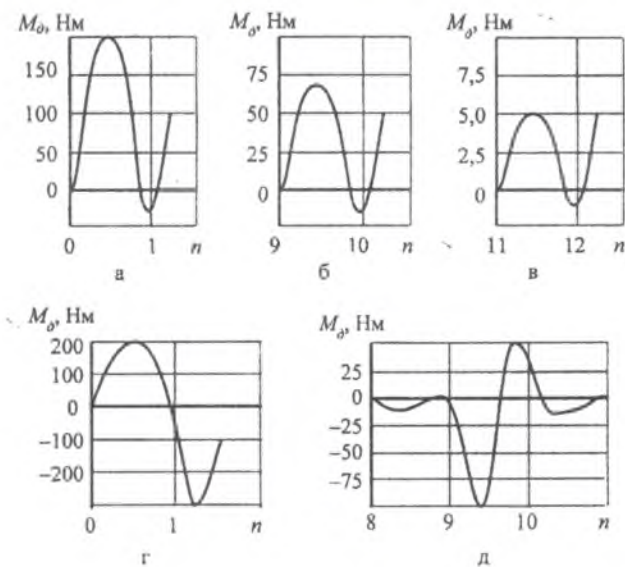


Рисунок 3 – Диаграммы изменения момента на валу двигателя в  $n$  циклах движения при различных коэффициентах восстановления скорости коромысла, равных: а – 0; б – 0,1; в – 0,175; г, д – 0,3

Таблица 1 – Значения минимальных, максимальных скоростей кривошипа, коэффициента неравномерности его хода и крутящего момента на валу двигателя в установившемся режиме движения

Параметры	$R = 0$	$R = 0,1$	$R = R_k = 0,175$	$R = 0,3$
$\omega_{\max}, \text{c}^{-1}$	74,0	49,3	38,6	54,4
$\omega_{\min}, \text{c}^{-1}$	0	25,9	35,4	17,6
$\omega_{\text{cp}}, \text{c}^{-1}$	37,0	37,6	37,0	36,0
$\delta$	2,0	0,622	0,086	1,02
$M_{\text{оmax}}, \text{Нм}$	201,0	67,0	5,04	56,0
$M_{\text{оmin}}, \text{Нм}$	-28,7	-14,2	-1,1	-105,0

Из данных таблицы следует, что отклонение коэффициента восстановления скорости коромысла от коэффициента кинематического восстановления в ту или другую сторону приводит к увеличению коэффициента неравномерности хода кривошипа, а следовательно, и к увеличению динамических нагрузок на элементы машины.

Это видно и из графиков, представленных на рисунке 3. При увеличении коэффициента восстановления  $R$  от нуля до  $R_k$  максимальный момент на валу двигателя уменьшается от 200 до 5 Нм, т.е. в 40 раз. При дальнейшем увеличении  $R$  свыше  $R_k$  момент изменяется по знаку и двигатель начинает работать в качестве тормоза, что моделью не учитывается. Тем не менее, можно утверждать, что такой режим работы машины не является рациональным. Наиболее экономичным является режим, при котором выполняется условие  $R = R_k$ .

### Литература

1. Абдраимов, С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры [Текст] / С. Абдраимов, М.С. Джуматаев. Бишкек: Илим, 1993. 179 с.
2. Разработка динамической модели электромеханического молотка с МПС [Текст] / М.С. Джуматаев, Т.Т. Каримбаев, М.Д. Текеев, Н.Т. Жаманкулова // Сб. науч. тр. Института машиноведения НАН КР, Вып. 1. Бишкек: Илим, 1997. С. 193–208.
3. Еремянц, В.Э., Егоров, Д.Н. Динамическая модель рычажного механизма с гидроприводом [Текст] / В.Э. Еремянц, Д.Н. Егоров // Сб. науч. тр. Института машиноведения НАН КР. Вып.2.
4. Фокин, Ю.А. Передаточные отношения и коэффициенты кинематического восстановления скорости четырехзвенных кривошипных ударных механизмов [Текст] / Ю.А. Фокин. Бишкек: Издательский дом «Кыргызстан», 1999. С. 145–152.
5. Дандыбаев, Е.С. Влияние параметров гидропривода на динамику кривошипно-коромысловых ударных машин: автореф. дис. канд. техн. наук 05.02.18 / Е.С. Дандыбаев. Бишкек: Институт машиноведения НАН КР, 2005. 20 с.
6. Еремянц, В.Э. Анализ динамики кривошипно-коромыслового молота с гидроприводом и выбор его параметров [Текст] / В.Э. Еремянц, Т.В. Атнагулов, Б.М. Касымалиев // Проблемы механики современных машин. Том 2. Улан-Удэ: ВСГТУ, 2006. С. 3–6.
7. Абидов, А.О. Динамика отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры [Текст] / А.О. Абидов. Бишкек: Илим, 2001. 116 с.
8. Еремянц, В.Э. Динамика кривошипно-коромысловых ударных механизмов [Текст] / В.Э. Еремянц // Journal of Advanced Research in Technical Science. North Charleston, USA, SRS, MS, CreateSpace. 2017. Issue 4. С. 30–35.

УДК 677.057

## АСИНХРОНДУК ЭЛЕКТРОКЫЙМЫЛДАТКЫЧТЫН МАТЕМАТИКАЛЫК МОДЕЛИ

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

#### MATHEMATICAL MODEL OF AN INDUCTION MOTOR

Н. А. Бакирова, М. С. Джуматаев

*Иитөөдөгү динамикалык процессин эске алып жана ротордун туруксуз иш зонасындагы кыймылын жакындатып көрсөткөн. Өндүрүштүк тигүү машинанын кыймылөткөргүчтүн асинхрондук кыймылдаткычынын математикалык модели көрсөтүлгөн. Жыйынтыгы механикалык мүнөздөмөлөрдүн көз карандылыгы сыяктуу график түрүндө келтирилген.*

*Представлена математическая модель асинхронного двигателя привода промышленной швейной машины, учитывающая динамические процессы в рабочей зоне ее работы и приближенно описывающая движение ротора в неустойчивой зоне рабочей характеристики. Результаты приведены в виде графиков зависимостей механических характеристик.*

*A mathematical model of an asynchronous motor of an industrial sewing machine's drive is presented, taking into account the dynamic processes in the working area of its work and approximately describing the motion of the rotor in an unstable zone of working characteristics. The results are shown in the form of graphs of the mechanical characteristics' dependencies.*

**Түйүн сөздөр:** электрокыймылдаткыч; электрокыймылөткөргүч; асинхрондук электрокыймылдаткыч; тигүү машина-лары; динамика; механикалык мүнөздөмөсү; динамикалык модели.

**Ключевые слова:** электродвигатель; электропривод; асинхронный электродвигатель; швейные машины; динамика; механические характеристики; динамическая модель.

**Keywords:** an electric motor; an electric drive; asynchronous electric motor; sewing machines; dynamics; mechanical characteristics; dynamic model.

Промышленные краеобметочные швейные машины приводятся в движение от асинхронных двигателей малой мощности 0,37 кВт, допускающие прямое включение в сеть. А бытовые машины снабжены асинхронными двигателями мощностью 0,25 кВт или коллекторными электродвигателями.

Математическое моделирование асинхронных электродвигателей, в связи с их широким распространением в промышленности, рассматривается в большом количестве работ. Известны ди-

намические модели, описанные в работах [1, 2, 4]. Маломощные электродвигатели обычно обладают высокой скоростью, поэтому их динамика представляет собой более сложное динамическое явление. Опыт их применения, как в швейных машинах, так и в ручных инструментах различного назначения, показывает способность их работы в очень сложных условиях. Как отмечено выше, использование большого количества рычажных механизмов с неуравновешенными массами и переменными скоростями, описание движения швейных машин представляет сложную задачу. Если в крупных машинах неравномерность движения звеньев от переменности масс и нагрузок зачастую сглаживается использованием двигателя большой мощности, то в швейных машинах это не представляется возможным. Поэтому использование для описания процесса взаимодействия электродвигателя с рабочими механизмами его статической характеристики (рисунок 1), описываемой известной формулой Клосса, является недостаточным.

Рассмотрим механическую характеристику электродвигателя АИР71S2Ш, наиболее часто применяемую в швейных машинах. Согласно [3], двигатель данного типа обладает следующими техническими параметрами: мощность  $P = 0,37 \text{ кВт}$ , номинальная частота вращения  $n_n = 2880 \text{ об/мин}$ ,  $M_{\Pi} / M_H = 3,3$ ;  $M_K / M_{\Pi} = 3,7$ , где  $M_{\Pi}$  – пусковой момент;  $M_K$  – критический момент;  $M_H$  – номинальный момент.

Известно, что номинальный момент  $M_H$  определяется по формуле

$$M_H = 9,55 \cdot 10^3 (P_H / n_H) \tag{1}$$

Используя технические данные двигателя, механическую характеристику двигателя можно построить с помощью формулы Клосса:

$$M = \frac{2M_K \cdot S_K \cdot S}{S_K^2 + S^2}, \tag{2}$$

где  $S_K$  – скольжение при критическом моменте;  $S$  – текущее значение скольжения.

На рисунке 1 приведена механическая характеристика двигателя АИР71S2Ш.

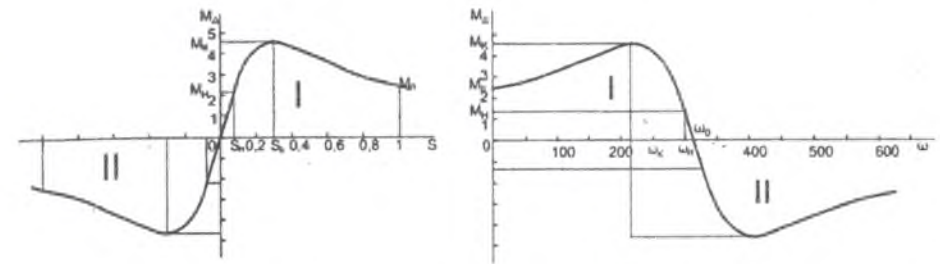


Рисунок 1 – Механическая характеристика двигателя АИР71S2Ш

Как известно, асинхронные двигатели работают в окрестностях  $0 < S < 1$ .

Однако в швейных машинах двигатели могут работать в режиме частых переключений и испытывать иногда перегрузки. Перегрузки могут обуславливаться как случайными факторами, так и квалификацией швеи. Поэтому в качестве модели необходимо принять динамическую модель, учитывающую переходные электро-механические процессы в двигателе.

Рассмотрим следующую схему асинхронного электродвигателя [1] (рисунок 2).

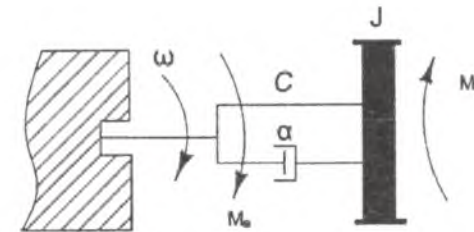


Рисунок 2 – Расчетная модель асинхронного электродвигателя

Расчетная схема описывается следующим уравнением [1]:

$$J_p \ddot{\phi} + a\dot{\phi} + c\phi = M_B - M_C, \tag{3}$$

где  $J_p$  – момент инерции ротора;  $c$  – коэффициент упругого электромагнитного поля;  $a$  – коэффициент демпфирования электромагнитного поля;  $M_B$  – вращающий момент;  $M_C$  – момент сил сопротивления.

Коэффициенты уравнения (3) определяются из справочных данных двигателя:



$$\alpha = \frac{J_p}{T_q},$$

где  $T_q$  – электромагнитная постоянная времени двигателя;

$$T_q = \frac{1}{\omega_c \cdot S_K},$$

где  $\omega_c$  – круговая частота сети и определяется как  $\omega_c = 2\pi f$ .

$$c = \frac{\epsilon}{T_q},$$

где  $c$  – жесткость электромагнитной связи двигателя [3];  $\epsilon$  – жесткость механической характеристики двигателя, определяется из выражения [1]:

$$\epsilon = \frac{K_e}{R_\alpha} K,$$

где  $R_\alpha$  – сопротивление якорной цепи;  $K_e$  – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности двигателя;  $K$  – коэффициент момента.

Таким образом, уравнение движения ротора двигателя, учитывающее электромагнитные и механические процессы, имеет вид (3) и может быть представлено в виде некоторой массы  $M_C J$ , на которую действуют вращающий момент  $M_B$  и момент сопротивления  $M_C$ . Причем электромагнитная связь ротора двигателя с неподвижным магнитным полем обеспечивается через упругий элемент жесткостью  $c$  и демпфер  $a$  (рисунок 2). Следует отметить, что авторы работы [1] считают полученную модель справедливой в интервале угловых скоростей  $\omega_k \div \omega_0$ . В интервале угловых скоростей от 0 до  $\omega_k$  движение ротора не рассматривается, так как оно неустойчиво и считается, что двигатель не работает в этой зоне.

Рассмотрим динамическую модель двигателя, описываемую уравнением (3). Допустим, что  $M_c = const$  и перепишем выражение (3) в следующем виде:

$$\ddot{\varphi} = -\frac{a}{J} \dot{\varphi} - \frac{c}{J} \varphi + \frac{M_B}{J}. \quad (4)$$

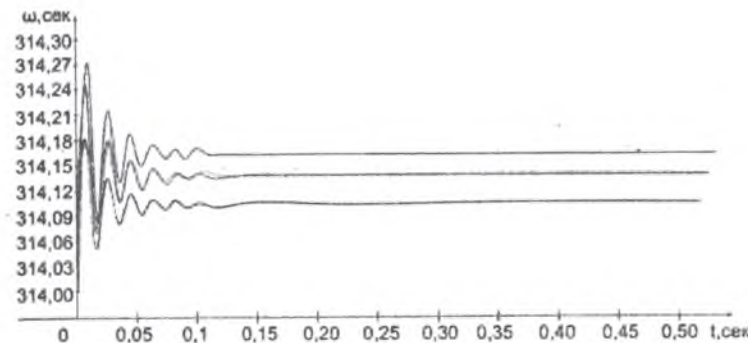


Рисунок 3 – Зависимости угловой скорости двигателя от времени

Дифференциальное уравнение (3) нами решено при различных  $M_c$ . На рисунке 3 приведены эти решения в виде зависимости угловой скорости двигателя от времени. Из этих зависимостей была построена зависимость  $\omega = f(M)$  (рисунок 4). На том же рисунке 4 вместе с механической характеристикой, полученной из дифференциального уравнения (4), приведена механическая характеристика, построенная по формуле Клосса при  $M_c = const$ . Если сравнить приведенные на рисунке 4 зависимости, видим, что при постоянной  $M_c$  в интервале  $\omega_0 \div \omega_H$  зависимости совпадают. Однако с увеличением значений  $M_c$  увеличиваются и расхождения между характеристиками. При нагрузках, близких к  $M_K$  и в зоне неустойчивой работы, динамическая модель (3) неточно описывает процесс работы двигателя. Поэтому, чтобы лучше использовать преимущества динамической модели, учитывающей переходные процессы, а также приближенно описать движение двигателя в неустойчивой зоне, предлагается следующая методика расчета.

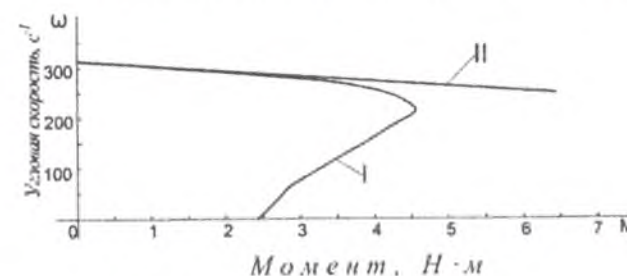


Рисунок 4 – Зависимость угловой скорости от момента  $\omega = f(M)$

По двум точкам механической характеристики, построенной по формуле Клосса, проводим прямую, пересекающую координатные оси в точках  $(0, \omega_0; 0, M_0)$  (рисунок 5).

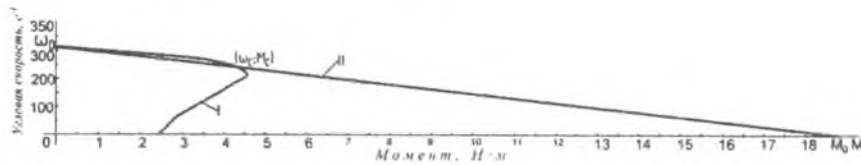


Рисунок 5 – К составлению модели двигателя

Второй точкой пересечения с характеристикой является точка  $(M_s, \omega_s)$ , которая должна лежать в интервале угловых скоростей  $\omega_k < \omega_s < \omega_H$ . Уравнением, описывающим проведенную прямую, является зависимость:

$$M = M_0 - a\omega, \quad (5)$$

где  $a = \frac{M_0}{\omega_0}$  – тангенс угла наклона проведенной характеристики к оси угловой скорости.

Используя в по формулам, приведенным выше, в данной статье формула определяет коэффициенты уравнения (3), описывающего модель двигателя, учитывающего переходные процессы (рисунок 2). Значения  $T_q$  и  $J_p$  определяем по каталогу для конкретного двигателя. Расчет двигателя при значениях угловой скорости  $\omega > \omega_s$ , где  $\omega_k < \omega_s < \omega_H$ , осуществляется с помощью модели (5). А при  $\omega \leq \omega_s$  расчет продолжается с помощью модели (3), т.е.

$$J_p \ddot{\phi} + a\dot{\phi} + c\phi = M_B - M_C, \text{ если } \omega > \omega_s, \quad (6)$$

$$J_p \ddot{\phi} = M_d - M_C \text{ если } \omega \leq \omega_s,$$

$$\text{где } M_d = \frac{2M_k \cdot S_k \cdot S}{S_k^2 + S^2}.$$

Следует отметить, что методика расчета двигателя при  $\omega \leq \omega_s$  используется при исследованиях в предельных режимах, в которых момент сопротивления может превышать критический момент двигателя.

Чтобы осуществить переход от одной модели к другой, необходимо определить значение  $\omega_s$ , где происходит стыковка моделей. Для этого, решая выражения (3) и (5) совместно, можно определить точки пересечения этих двух зависимостей. Приравняв правые части выражений (3) и (5) с учетом (1), получаем

$$M_0 - \frac{M_0}{\omega_0} \omega = \frac{2M_k \cdot S_k \cdot (1 - \frac{\omega}{\omega_0})}{S_k^2 + (1 - \frac{\omega}{\omega_0})^2}. \quad (7)$$

После несложных преобразований равенство (7) принимает следующий вид

$$\frac{M_0}{\omega_0} \omega^3 - \frac{M_0}{\omega_0^2} \omega^2 + (\frac{3M_0}{\omega_0} + \frac{M_0 S_k^2}{\omega_0} - \frac{2M_k \omega_0^2}{\omega_0}) \omega - (M_0 S_k^2 + M_0 - 2S_k M_k) = 0. \quad (8)$$

Разделив обе части уравнения (8) на  $\frac{M_0}{\omega_0^3}$ , получаем

$$\omega^3 - 3\omega_0 \omega^2 + (3\omega_0^2 + \omega_0^2 S_k^2 - \frac{2S_k M_k \omega_0^2}{M_0}) \omega - (S_k^2 \omega_0^3 + \omega_0^3 - \frac{2S_k M_k \omega_0^3}{M_0}) = 0. \quad (9)$$

Это уравнение представляет собой алгебраическое уравнение третьего порядка типа

$$y^3 - ry^2 + py - q = 0, \quad (10)$$

$$r = 3\omega_0; p = 3\omega_0^2 + \omega_0^2 S_k^2 - \frac{2S_k M_k \omega_0^2}{M_0},$$

где

$$q = S_k^2 \omega_0^3 + \omega_0^3 - \frac{2S_k M_k \omega_0^3}{M_0}.$$

Обычно уравнение (10) с помощью замены  $y = x + \frac{r}{3}$  приводится к следующему виду:

$$X^3 - px + q = 0 \quad (11)$$

и решается с помощью формул Кардано. Уравнение (11) должно иметь три действительных решения. Возвращаясь к замене,  $y = x + \frac{r}{3}$  найдем три значения  $\omega$ , отражающие пересечение зависимостей (3) и (5). Из них выбираем необходимое значение  $\omega_s$  (т.е. наименьший корень).

Таким образом, предлагается модель асинхронного электродвигателя, учитывающая динамические процессы в рабочей зоне ее работы и приближенно описывающая движение ротора в неустойчивой зоне рабочей характеристики.

### Литература

1. Основы теории прессов с механизмами переменной структуры [Текст] / О.Д. Алимов, С. Абдраимов. Фрунзе: Илим, 1988. 298 с.
2. Копылов, И.П. Электрические машины [Текст]: / И.П. Копылов. М., 2002. 607 с.
3. Лихачев, В.Л. Электродвигатели асинхронные [Текст] / В.Л. Лихачев. М.: СОЛОН-Р, 2002. – 304 с.
4. Никитенко, Г.В. Электропривод производственных механизмов [Текст] : / Г.В. Никитенко. Ставрополь: Ставропольский государственный аграрный университет, 2012. 240 с.

## ТОО ЖАНА ЖОЛ КУРУУЧУ МАШИНЕЛЕР ГОРНОЕ ДЕЛО, ГОРНЫЕ И СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ MINING AND ROAD CONSTRUCTION MACHINES

УДК 622.233.65

**БУРГУЛООЧУ АСПАБЫ ӨЗҮНЧӨ БУРАЛЧУ  
ГИДРАВЛИКАЛЫК ПЕРФОРАТОРДУ ЖАСОО  
ЖАНА СЫНОО ЖЫЙЫНТЫКТАРЫ**

**РЕЗУЛЬТАТЫ СОЗДАНИЯ И ИСПЫТАНИЯ  
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПЕРФОРАТОРА  
С НЕЗАВИСИМЫМ МЕХАНИЗМОМ ПОВОРОТА**

**RESULTS OF CREATION AND TEST OF HYDRAULIC  
PERFORATOR WITH THE INDEPENDENT  
MECHANISM OF TURN**

*М. Ураимов, С.И. Квитко*

*Бул макалада өзүнчө буралчу бургулоочу аспаптуу гидравликалык перфораторду түзүүнүн жыйынтыктары көрсөтүлдү. Өткөрүлгөн сыноолордун негизинде, түзүлгөн перфоратордун иштей алаары экендиге жыйынтык жасалган жана анын мындан ары сапатын жакшыртуу үчүн жана аларды ишке ашыруу жолдору белгиленген.*

*В статье представлены результаты создания и испытания гидравлического перфоратора с независимым поворотом бурового инструмента. По результатам испытаний сделан вывод о функциональной работоспособности гидравлического перфоратора для ударно-поворотного бурения, поставлены новые задачи для дальнейшего совершенствования данной конструкции и пути ее реализации.*

*In the article the results of creation and test of hydraulic perforator with the independent turn of boring instrument are presented. On results tests drawn conclusion about the functional capacity of hydraulic perforator for the ударно-поворотного boring drilling, new tasks are put for further perfection of this construction and way of her realization.*

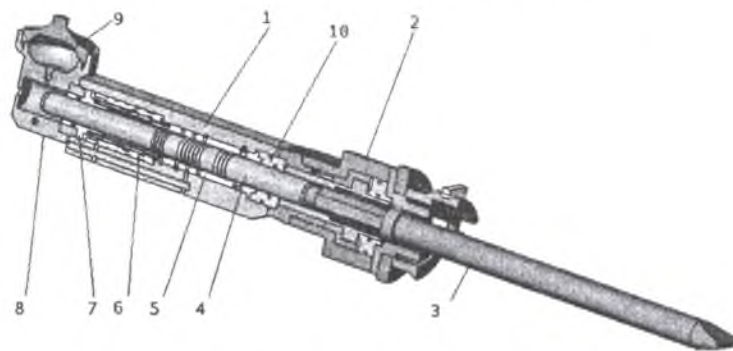
**Түйүн сөздөр:** гидравликалык перфоратор; сокку-буруу менен бургулоо; бургулоочу аспап.

**Ключевые слова:** гидравлический перфоратор; ударно-поворотное бурение; буровой инструмент.

**Keywords:** hydraulic drilling machine; shock-turn drilling; drilling tool.

Основываясь на том, что гидравлический перфоратор с независимым поворотом бурового инструмента может быть альтернативой широко применяемых в настоящее время пневматических перфораторов с геликоидально-храповым механизмом, в Институте машиноведения были разработаны различные варианты конструкции такого перфоратора. Особенности конструкции, результаты изготовления и предварительных испытаний одного из вариантов гидравлического перфоратора представляются в данной статье.

Конструкция рассматриваемого перфоратора была разработана на основе схемы гидравлического ударного механизма с двумя управляемыми камерами и подсоединяемого к нему поворотного гидродвигателя. Общий вид перфоратора представлен на рисунке 1.



1 – корпус; 2 – поворотный гидродвигатель; 3 – буровой инструмент;  
4 – поршень-ударник; 5 – гильза; 6 – распределитель; 7, 10 – направляющие втулки; 8 – задний фланец; 9 – гидропневмоаккумулятор

Рисунок 1 – Гидравлический перфоратор с двумя управляемыми рабочими камерами

При создании этой конструкции был использован ряд конструктивных решений, реализованных в ранее разработанной конструкции гидравлического перфоратора [1]. В частности, в данной конструкции использованы те же конструкции гидравлического двигателя и заднего фланца. Ударный механизм и схема распределения

потока жидкости изменены полностью, что было predetermined выбранной схемой.

Гидравлический перфоратор состоит из трех узлов – корпуса 1 с размещенными в нем деталями и узлами, обеспечивающими возвратно-поступательное движение поршня-ударника, поворотного гидродвигателя 2, обеспечивающего поворот бурового инструмента 3, и заднего фланца 8, через который осуществляется соединение перфоратора с источником питания. Верхняя часть заднего фланца выполнена в виде напорного аккумулятора 9. Эти узлы стянуты между собой продольными шпильками и представляют собой единый узел.

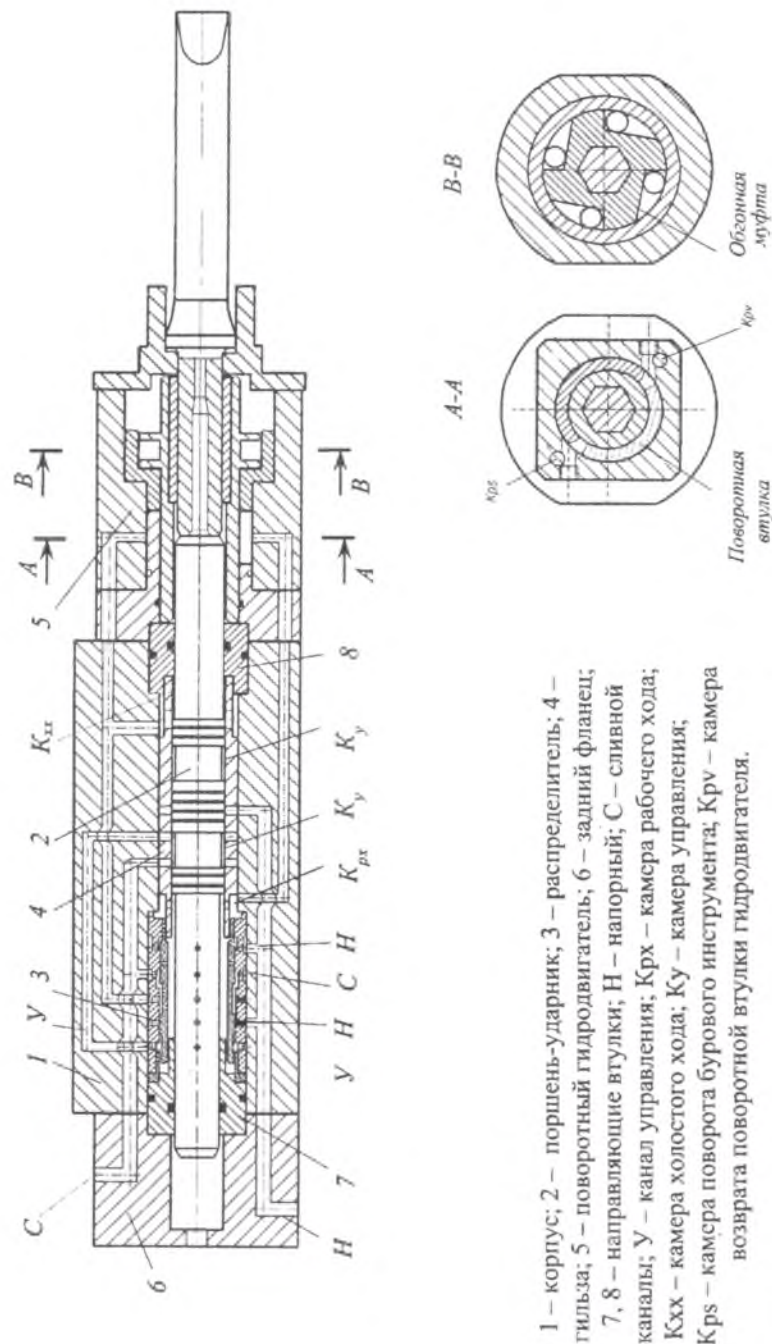
Корпус 1 выполнен в виде прямоугольного параллелепипеда с центральным отверстием. В средней части центрального отверстия запрессована гильза 5, а в задней части этого отверстия, соосно к гильзе, размещен золотниковый распределитель 6 потока жидкости. Задний торец распределителя 6 и передний торец гильзы 5 в осевом направлении фиксируются направляющими втулками 7 и 10. В гильзе с возможностью осевого перемещения размещен трехпоясковый поршень-ударник 4.

Во всех трех корпусных деталях просверлены продольные и поперечные коммутационные отверстия для подачи жидкости в соответствующие камеры ударного узла и механизма поворота перфоратора.

Конструкция гидравлического двигателя, заднего фланца, узла крепления бурового инструмента заимствована из конструкции перфоратора, приведенного в работе [1], и здесь не приводится.

Принцип действия рассматриваемого гидравлического перфоратора иллюстрируется коммутационной схемой, представленной на рисунке 2.

Трехпоясковый поршень-ударник, размещенный в гильзе 5, образует камеры рабочего хода  $K_{рх}$ , холостого хода  $K_{хх}$  и камеру управления  $K_y$ . Камера  $K_{рх}$  рабочего хода находится внутри распределителя 6, камера  $K_{хх}$  холостого хода образуется в пространстве между передним пояском поршня-ударника и передней направляющей втулкой. Две кольцевые проточки, образованные между тремя поясками поршня-ударника, образуют две камеры управления  $K_y$ . Подача жидкости в рабочие камеры перфоратора и ее отвод из них осуществляются напорным Н и сливным С каналами, расположенными в боковых поверхностях заднего фланца.



1 – корпус; 2 – поршень-ударник; 3 – распределитель; 4 – гильза; 5 – поворотный гидродвигатель; 6 – задний фланец; 7, 8 – направляющие втулки; Н – напорный; С – сливной каналы; У – канал управления; К<sub>рх</sub> – камера рабочего хода; К<sub>хх</sub> – камера холостого хода; К<sub>у</sub> – камера управления; К<sub>рп</sub> – камера поворота бурового инструмента; К<sub>рв</sub> – камера возврата поворотной втулки гидродвигателя.

Рисунок 2 – Схема коммутации гидравлического перфоратора с двумя управляемыми камерами

В исходном положении перфоратора, показанном на рисунке 2, поршень-ударник находится в крайнем правом положении. Золотник распределителя, под действием давления жидкости, постоянно подаваемой в его неуправляемую торцевую камеру, находится в положении, при котором внутренняя камера золотника, являющаяся одновременно камерой рабочего хода, соединена со сливной магистралью.

По наружному диаметру золотника выполнена кольцевая проточка, которая может попеременно соединяться с напорной или сливной магистральями. По этой проточке подается сигнал в камеру К<sub>хх</sub> холостого хода ударного механизма и далее – в камеру гидродвигателя, осуществляющего поворот бурового инструмента. В исходном положении золотника эта проточка и далее камера К<sub>хх</sub> холостого хода и камера К<sub>рп</sub> поворота бурового инструмента соединены с напорной магистралью.

При подаче жидкости из напорной магистрали в данном положении под действием давления жидкости в камере холостого хода поршень-ударник перемещается влево. Одновременно с ним под действием давления жидкости в камере поворота К<sub>рп</sub> гидродвигателя его поворотная втулка и вместе с ним и буровой инструмент поворачиваются против часовой стрелки. В данном положении перфоратора камера К<sub>рв</sub> возврата поворотной втулки через камеру рабочего хода К<sub>рх</sub> соединена со сливной магистралью.

Движение поршня-ударника 2 под действием давления жидкости в камере К<sub>хх</sub> холостого хода продолжится до положения, при котором левая кромка его среднего пояса откроет канал управления золотником и соединит его с напорной магистралью. Происходит переключение золотника распределителя в крайнее правое положение. В этом положении золотника камера рабочего хода соединяется с напорной магистралью, а камера К<sub>хх</sub> холостого хода – со сливной магистралью.

При этом камера К<sub>рп</sub> поворота бурового инструмента соединяется со сливной, а камера К<sub>рв</sub> возврата поворотной втулки – с напорной магистралью.

Под действием давления жидкости, подаваемой из напорной магистрали в камеру К<sub>рх</sub>, поршень-ударник 2 сначала тормозится, далее перемещается в сторону бурового инструмента и наносит удар по его торцу. Одновременно под действием давления жидко-

сти в камере  $K_{pv}$  происходит поворот поворотной втулки по часовой стрелке.

Незадолго до соударения поршня-ударника с буровым инструментом через камеру управления, образованную между левым и средним пояском поршня-ударника, происходит соединение канала управления со сливным каналом. Золотник распределителя переключается в крайнее левое положение, и перфоратор приводится в исходное положение.

При разработке конструкции данного перфоратора были реализованы несколько новых конструктивных решений, которые в комплексе дают возможность создавать устройство, обладающее такими свойствами, как преобразование поступательного движения массы во вращательное без применения механических средств.

В частности, в конструкции перфоратора использован гидравлический ударный механизм с двумя управляемыми рабочими камерами, разработана оригинальная конструкция распределителя, осуществляющего управление двумя рабочими камерами. Для обеспечения поворота бурового инструмента вместо традиционного для пневматических перфораторов геликоидально-храпового механизма использован гидравлический двигатель с обгонной муфтой.

Необходимость проверки перечисленных выше новых решений предопределяет цель лабораторных испытаний, которая заключается в установлении функциональной работоспособности перфоратора. Количественная оценка энергетических параметров перфоратора, для чего необходимы специальные эксперименты, требует продолжения более детальных исследований и в данной статье не рассматривается.

Исходя из поставленной цели, методика испытаний заключалась в подключении гидравлического перфоратора к источнику питания и визуальном наблюдении за работой ударного механизма и поворотом бурового инструмента после каждого удара поршня-ударника.

В качестве источника питания использовалась переносная маслостанция с электрическим приводом. Маслостанция обеспечивала подачу жидкости 30 л/мин при давлении жидкости в гидросистеме 10 МПа.

По результатам испытаний были получены следующие результаты. Перфоратор работает с частотой около 500 уд/мин. Каждый удар поршня-ударника сопровождается поворотом бурового ин-

струмента на заданный угол. Давление жидкости в напорной магистрали составляло около 5 МПа, что объясняется недостаточностью подачи насоса маслостанции и повышенными внутренними утечками жидкости.

Результаты многократного запуска перфоратора позволяют сделать вывод о том, что изготовленный перфоратор функционально работоспособен. Доказана принципиальная возможность создания гидравлического перфоратора по предложенной схеме. Независимая и параллельная работа механизма поворота и ударного механизма возможна и реализуема.

Испытания показали, что стабильность работы перфоратора в значительной степени зависит от сопротивляемости внешней среды.

Другой причиной нестабильности работы, возможно, является невысокая точность изготовленных деталей и, как следствие, наличие увеличенных, по сравнению с заданными, зазоров в сопряжениях. Из-за больших зазоров наблюдаются внутренние перетечки рабочей жидкости, вследствие чего не удается развить расчетное значение крутящего момента на буровом инструменте.

Однако есть резервы совершенствования схемы взаимодействия ударного механизма и механизма поворота бурового инструмента. В частности, напрашивается необходимость реализации частичной обратной связи между механизмом поворота и ударным механизмом, что по качеству взаимодействия этих узлов несколько приблизит гидроперфоратор к пневматическим перфораторам.

### Литература

1. Ураимов, М., Жакенов, Т.С., Приколотин, В. Гидравлический перфоратор для ударно-поворотного бурения с независимым поворотом бурового инструмента [Текст] // Машиноведение. 2015. № 2. С. 29–38.

УДК 62-762.63

**ЖОГОРКУ ЖАНА ӨТӨ ЖОГОРКУ БАСЫМДАГЫ  
ТЫГЫЗДООЧУ ТҮЗҮЛҮШТӨРДӨГҮ  
ЭКСПЕРИМЕНТАЛДЫК ЖАНА АНАЛИТИКАЛЫК  
САРКЫНДЫНЫН КӨЛӨМҮН АНЫКТОО**

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И АНАЛИТИЧЕСКОЕ  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА УТЕЧКИ  
В УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВАХ  
ВЫСОКОГО И СВЕРХВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ**

**EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL  
DETERMINATION OF THE AMOUNT  
OF LEAKAGE IN SEALING DEVICES  
AND ULTRA-HIGH PRESSURE**

Ж. Усубалиев, К.Т. Эликбаев, Т.О. Райымбабаев

Бул макала «сүмбө-цилиндр» өңдүү кыймылдуу бирикменин жогорку жана өтө жогорку басымдагы тыгыздоочу түзмөктүн жумушчу суюктуктун саркындынын көлөмүн эксперименталдык аныктоо жана аны назарияттык эсептөө жолу менен табылган жыйынтыктары менен салыштырмалуу талдоосуна арналган.

Статья посвящена экспериментальному исследованию уплотнительного устройства высокого и сверхвысокого давлений для определения объема утечки рабочей жидкости в подвижном соединении «плунжер-цилиндр» и сравнительному анализу результатов эксперимента и теоретических расчетов определения количества утечки в зависимости от величины давления в полости плунжера.

This article is devoted to an experimental study of the sealing device of high and ultrahigh pressure to determine the amount of leakage of the working fluid in the movable compound «plunger-cylinder» and a comparative analysis of the experimental results and theoretical calculations to determine the amount of leakage, depending on the pressure in the cavity of the plunger.

**Түйүн сөздөр:** басым; ылдамдык; жылыш; суюктук; тыгыздоочу; көңдөй шакек; бышкек; сүмбө; саркынды; гидроцилиндр.

**Ключевые слова:** давление; скорость; перемещение; жидкость; уплотнение; полое кольцо; поршень; плунжер; утечка; гидроцилиндр.

**Keywords:** pressure; speed, movemen; liquid; seal; hollow ring; piston; stem; leak; hydraulic cylinder.

Работоспособность и долговечность работы гидравлических цилиндров в значительной степени определяет надежность работы

уплотнительных устройств, от которых зависит количество утечек рабочей жидкости (РЖ).

Целью данной работы является определение количества утечек РЖ при использовании предложенного уплотнения в подвижном соединении «плунжер-цилиндр» экспериментальным и расчетным методами и сравнение полученных результатов.

Для достижения данной цели необходимо решение двух задач: определение объема утечки опытным и теоретическим путями.

Объект исследования – уплотнительное устройство сверхвысокого давления [1], представляющий собой парные полые конические и обратноконические кольца (рисунок 1), устанавливаемые в гидроцилиндре гидравлического усилителя давления [2, 3] в виде комплекта (рисунок 2).

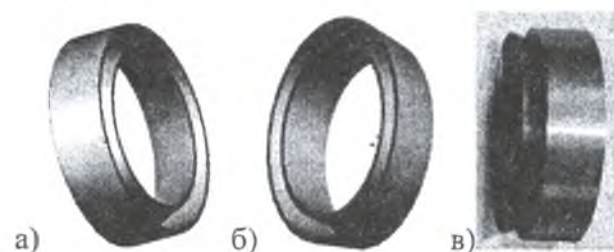


Рисунок 1 – Уплотнительное устройство сверхвысокого давления: а) наружное кольцо, б) внутреннее кольцо, в) парные кольца

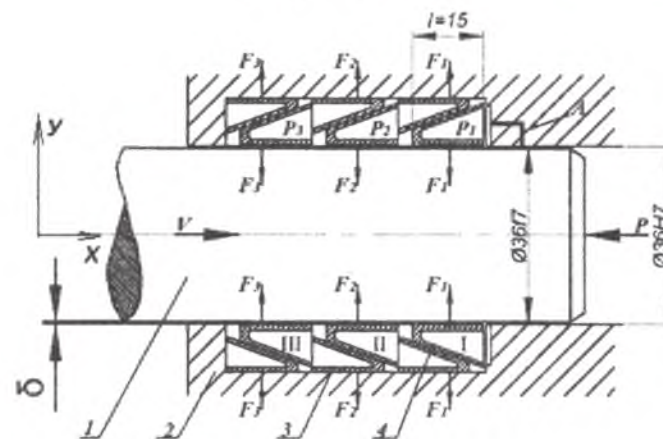


Рисунок 2 – Установка комплекта парных уплотнительных колец

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Экспериментальные исследования уплотнительного устройства высоких и сверхвысоких давлений производятся применительно для гидравлического усилителя [3], развивающего давление РЖ в полости плунжера до 500 МПа и предназначенного для гидроабразивной обработки твердых материалов и природных камней, способного обеспечивать скорость гидроабразивной струи до 700 м/сек.

Экспериментальное определение объема утечек начинается с разработки методики проведения, включающей следующие этапы:

1. Разработка схемы и стенда для проведения эксперимента.
2. Порядок проведения эксперимента.
3. Получение опытных данных.
4. Анализ результатов.

### Разработка схемы и стенда для проведения эксперимента

Стенд для проведения экспериментальных исследований уплотнительных устройств сверхвысокого давления (рисунок 3).

Данная конструкция состоит из корпуса 1, внутри которого перемещается поршень 2, с жестко закрепленным на нем плунжером 3, которые изготовлены из стали 40Х. Поршень 2 получает возвратно-поступательное движение от толкателя 4, который, в свою очередь, приводится в движение от пресса. При движении поршня вверх жидкость засасывается в полость плунжера чугунного гидроцилиндра 5 через впускной клапан 8 из емкости с рабочей жидкостью. При этом выпускной клапан 9 закрыт. При движении поршня вниз жидкость сжимается и выдавливается под большим давлением через выпускной клапан 9 (клапан 8 закрыт) в магистраль сверхвысокого давления. Для предотвращения утечки из полости плунжера кольцевой зазор между отверстием цилиндра и плунжера уплотнен комплектом уплотнительных колец 6, зафиксированных крышкой. Часть жидкости, все же просочившаяся через уплотнительные кольца, по специальному каналу поступает на слив, где собирается в мерную емкость.

Во время проведения испытаний использовались: в качестве привода гидросиловой установки гидроагрегат Г4617 пресса ПК-400 с номинальным давлением прессующего цилиндра 40 МПа, диаметром поршня 160 мм; манометр давления МА250 КШ

с верхним пределом измерения давления 25 МПа и шкалой деления 1 МПа.

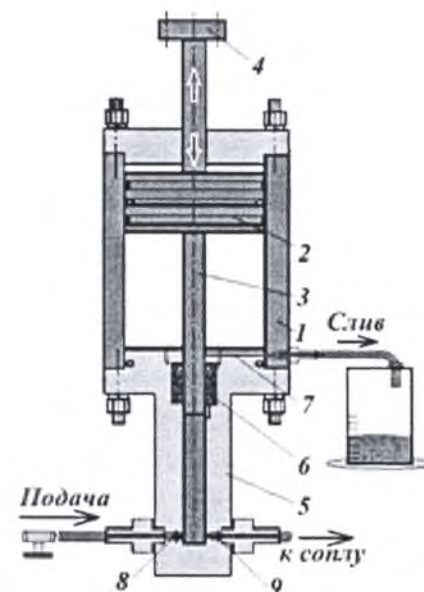


Рисунок 3 – Схема определения количества утечек РЖ

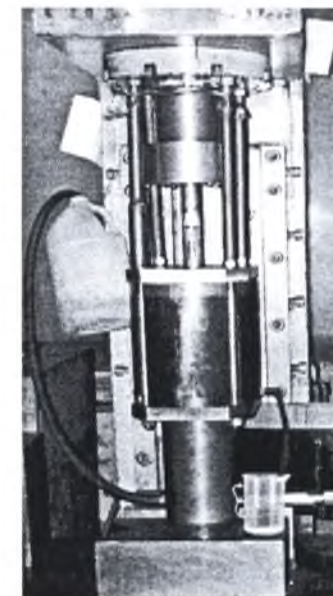


Рисунок 4 – Экспериментальный стенд

### Принцип работы уплотнительного устройства

При движении поршня вниз в полости плунжера создается высокое давление, и РЖ выдавливается в отверстие сопла диаметром  $d_{\text{соп}}=0,3$  мм. Однако из-за значительной величины давления часть РЖ начинает стремиться в кольцевой зазор между плунжером и отверстием цилиндра. Для обеспечения надежной герметизации участка уплотнения в цилиндре имеется канал А (рисунок 2), по которому РЖ поступает в полость внутреннего кольца первой пары колец, при этом возникает давление  $p_1$  (рисунок 2), которое, воздействуя на стенки полого внутреннего кольца первой пары, деформирует их, обеспечивая эффект самозаклинивания и выборку кольцевого зазора. Оставшаяся РЖ, просачиваясь во вторую пару колец, производит тот же эффект, однако уже с давлением  $p_2$ , где  $p_1 > p_2$ . В третьей паре происходит то же самое ( $p_2 > p_3$ ).



Здесь наблюдается разбивка большого давления на ряд меньших давлений. При движении плунжера обратно происходит сброс давлений, и за счет упругости стенок колец первоначальный зазор  $\delta$  восстанавливается, т.е. происходит автоматическая поднастройка.

### Порядок проведения эксперимента

После установки гидравлического цилиндра на прессе емкость для подачи РЖ заполняется водой, устанавливается емкость для сбора утечки РЖ. Приводится в движение привод (пресс), имитирующий работу гидронасоса гидроцилиндра.

При работе гидроусилителя давления уплотнительные устройства действуют так, как указано выше. Продолжительность каждого опыта 5 минут. Количество опытов 4. После каждого опыта определяется количество утечки РЖ и результаты заносятся в таблицу (таблица 1).

Таблица 1 – Количество утечки РЖ при давлении  $p = 512$  МПа

№ опыта	1	2	3	4
$Q_y$ , л/мин	0,065	0,072	0,043	0,052

Давление РЖ в полости плунжера  $P$  принимаем по таблице 2.4 из [2] в зависимости от диаметра сопла.

## ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### Факторы, влияющие на величину утечки жидкости при движении штоков

Величина утечки жидкости через уплотняемое соединение при работе механизма является одной из важнейших характеристик уплотнения.

Для правильного проектирования уплотнительных устройств важно знать влияние отдельных факторов на герметичность соединения. Однако явления, связанные с утечкой жидкости через контактные уплотнения, очень сложны и теоретически мало изучены.

Для контактных уплотнений, работающих при наличии граничного трения, утечка при движении штоков происходит за счет заполнения жидкостью микронеровностей, получающихся при механической обработке. При недостаточности предварительного поджатия уплотнительного элемента к уплотняемой поверхности

возможно также влияние и других отклонений, получающихся при механической обработке: овальности и конусности цилиндров, штоков и поршней.

Как показывают экспериментальные исследования, величина утечки жидкости при работе агрегатов с возвратно-поступательным движением плунжеров (штоков) в основном зависит от: отношения давлений  $\frac{P_r}{p}$  в процессе работы, где

$p=500$  МПа – давление рабочей жидкости в плунжерной камере,  $p_r$  – давление на запирающих поверхностях ( $p=p_r$ , т.к. имеется канал А, см. рисунок 2); динамического коэффициента вязкости жидкости  $\mu = 1,002$  кгс/м<sup>2</sup>; диаметра уплотняемой поверхности  $D = 36$  мм; длины уплотнения  $l=15$  мм; скорости перемещения плунжера  $v = 4,9$  см/с [2, таблица 2,4]; состояния поверхностей и температуры воды в усилителе, т. е.

$$Q_y = F\left(\frac{P_r}{p}, p, D, v, \mu, l, t\right).$$

Влияние отдельных факторов на величину утечки наиболее четко проявляется при наличии в соединении жидкостного трения. Утечка при жидкостном трении может быть определена на основании контактно-гидродинамической теории смазки (воды).

Для определения расхода (утечки) РЖ при жидкостном трении применительно к О-образным уплотнительным кольцам принимаем следующие допущения:

1. Удельные давления в зоне контакта известны.
2. Величина зазора  $\delta$  при течении жидкости мала.

Считаем значения давлений на запирающих участках поверхности  $p_r$  и градиент  $\frac{dp}{dx}$  известными, а искомой величиной является высота зазора  $\delta$ .

При установившемся движении жидкости в зазоре имеем [4]:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{\partial}{\partial y}(\mu v_x), \quad (1)$$

где  $v_x$  – скорость плунжера, см/с;  $\tau$  – касательное напряжение сопротивления сдвигу смазки (воды). При постоянной вязкости жидкости в процессе течения ее в зазоре получим:

$$\tau = \mu \frac{dv_x}{dy}; \quad \frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2v_x}{dy^2}. \quad (2)$$

Следовательно,

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2v_x}{dy^2}.$$

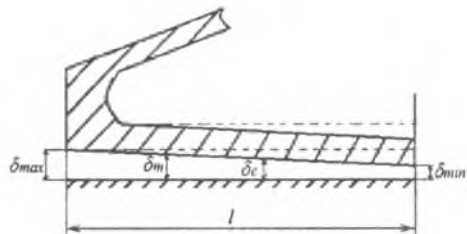


Рисунок 5 – Схема изменения запирающих поверхностей зазоров

Ввиду малости размера  $\delta$  по сравнению с  $l$  и  $D$  принимаем

$$\frac{dp}{dy} = 0.$$

Ввиду малости зазора  $\delta$  считаем  $\mu$  и  $\frac{dp}{dx}$  не зависящими от  $y$ .

Дважды интегрируя по  $y$  выражение  $\frac{dp}{dx}$ , находим выражение изменения скорости  $v_x$  по высоте зазора  $\delta$

$$\frac{dp}{dx} \cdot \frac{y^2}{2} = \mu v_x + C_1 y + C_2.$$

Определим коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$ , исходя из граничных условий:

- 1) при  $y = 0$   $v_x = v$ ,
- 2) при  $y = \delta$   $v_x = 0$ .

Из первого условия имеем

$$\mu \cdot v = -C_2.$$

Из второго условия имеем

$$\frac{dp}{dx} \cdot \frac{\delta^2}{2} = C_1 \cdot \delta - \mu \cdot v \quad \text{или} \quad C_1 = \frac{dp}{dx} \cdot \frac{\delta}{2} + \frac{\mu \cdot v}{\delta}. \quad (3)$$

Подставляя коэффициенты  $C_1$  и  $C_2$ , получаем

$$\frac{dp}{dx} \cdot \frac{y}{2} (y - \delta) = \mu \left( v_x + v \frac{y}{\delta} - v \right), \quad (4)$$

откуда

$$v_x = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot \frac{y}{2} (y - \delta) - v \frac{y}{\delta} + v. \quad (5)$$

При наличии максимума давления при  $\frac{dp}{dx} = 0$

$$v_x = v - v \frac{y}{\delta}.$$

Для решения уравнения (5) используем уравнение сплошности потока РЖ.

Напишем уравнение сплошности потока РЖ в общем виде

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(pv_x)}{\partial x} + \frac{\partial(pv_y)}{\partial y} + \frac{\partial(pv_z)}{\partial z} = 0.$$

Условно считая движение потока установившимся, примем  $\frac{\partial p}{\partial t} = 0$ . Кроме того, для данного случая при  $v_z = 0$ ,  $v_y = 0$ , будем иметь

$$\frac{\partial(pv_x)}{\partial x} = 0.$$

Опустив промежуточные вычисления и интегрируя это выражение, имеем:

$$\frac{\delta^3}{6\mu} \cdot \frac{dp}{dx} = v\delta + C_1.$$

При  $\frac{dp}{dx} = 0$   $\delta = \delta_m$  и тогда  $C_1 = -v\delta_m$ .

Уравнение перепада давлений в зазоре

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu v(\delta - \delta_m)}{\delta^3}. \quad (6)$$

Учитывая, что при  $\delta = \delta_m$  среднее значение скорости  $v_x$ , по оси  $Ox$  будет  $v_y = 0$ ,  $p = \frac{v}{2}$ , получим известное выражение расхода жидкости в зазоре между уплотнением и сопряженной подвижной деталью при ходе вперед в зависимости от скорости РЖ [4]:

$$Q_y = \pi D \delta_m \frac{v}{2};$$

принятые размерности:  $v$  в см/с,  $D$  и  $\delta$  в см.

Для определения  $Q_y$  в зависимости от давления РЖ необходимо знать  $\delta_m$ . Для этого необходимо иметь еще одно уравнение, позволяющее определить абсолютное значение  $\delta$  в одной из точек жидкостной пленки ( $\delta_c$ ).

$$\text{По уравнению Рейнольдса } \frac{d}{dx} \left( \frac{\delta^3}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = -12U \frac{d\delta}{dx},$$

$$\text{где } U = \frac{U_1 + U_2}{2} = \frac{v}{2}.$$

Производная при трех функциях  $\delta$ ,  $\mu$  и  $\frac{dp}{dx}$  дает выражение

$$\frac{\delta^3}{\mu} \left( \frac{d^2 p}{dx^2} - \frac{1}{\mu} \cdot \frac{d\mu}{dx} \cdot \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d\delta}{dx} \left( 6v + \frac{3\delta^2}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 0. \quad (7)$$

Определим толщину пленки в точках, где соблюдено условие

$$\frac{d^2 p}{dx^2} - \frac{1}{\mu} \cdot \frac{d\mu}{dx} \cdot \frac{dp}{dx} = 0. \quad (8)$$

При постоянной вязкости это условие имеет вид

$$\frac{d^2 p}{dx^2} = 0.$$

С учетом условия (8) уравнение (7) запишется в следующем виде:

$$\frac{d\delta}{dx} \left( 6v + \frac{3\delta^2}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 0.$$

Возможные решения этого уравнения

$$\frac{d\delta}{dx} = 0 \quad \text{или} \quad \frac{dp}{dx} = -\frac{2\mu v}{\delta^2}. \quad (9)$$

Для точек, где  $\frac{d^2 p}{dx^2} = 0$ , зная  $\mu$ ,  $v$  и  $\frac{dp}{dx}$ , можно определить со-

ответствующие значения  $\delta$ . Полагая для точки  $c$   $\frac{d^2 p}{dx^2} = 0$  и обозначив толщину пленки в этой точке через  $\delta_c$ , получим

$$\delta_c = \sqrt{\frac{-2\mu v}{\left(\frac{dp}{dx}\right)_c}} = \sqrt{\frac{-2 \cdot 1,002 \cdot v}{\left(\frac{dp}{dx}\right)_c}}. \quad (10)$$

Общее выражение толщины пленки для других точек определяется из уравнения перепадов давлений

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu v}{\delta^3} (\delta - \delta_m).$$

Зная  $\delta_c$ , можно определить форму пленки, соответствующую данной кривой давления. Определим  $\delta_m$ . Исходя из основного уравнения, имеем

$$\frac{\delta - \delta_m}{\delta^3} = \frac{dp}{dx} \frac{1}{6\mu v}.$$

Давая значение  $\delta = \delta_c$ , получим

$$\frac{\delta_c - \delta_m}{\delta_c^3} = \left(\frac{dp}{dx}\right)_c \frac{1}{6\mu v}, \quad (11)$$

где  $\delta_c$ ,  $\left(\frac{dp}{dx}\right)_c$ ,  $\mu$ ,  $v$  – известные величины;  $\left(\frac{dp}{dx}\right)_c$  – отрицательная величина;

$$\delta_m = \delta_c - \left(\frac{dp}{dx}\right)_c \cdot \frac{\delta_c^3}{6\mu v}. \quad (12)$$

Подставляя значение  $\delta_c$  в формулу для  $\delta_m$ , имеем

$$\delta_m = \frac{4}{3} \cdot \left[ \frac{-2 \cdot \mu \cdot v}{\left(\frac{dp}{dx}\right)_c} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{4}{3} \cdot \delta_c. \quad (13)$$

Подставляя значение  $\delta_m$  в выражение  $Q_y$ , получим

$$Q_y = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot D \cdot v \cdot \left[ \frac{-2 \cdot \mu \cdot v}{\left(\frac{dp}{dx}\right)_c} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (14)$$

Следовательно, расход  $Q_y$  увеличивается с уменьшением  $\mu$  и уменьшается с увеличением  $\left(\frac{dp}{dx}\right)_c$ .

Опустив промежуточные преобразования, окончательно количество расхода РЖ на утечки определяется по формуле

$$Q_y = \frac{\pi \cdot D \cdot dp}{12 \cdot \mu \cdot dx} \cdot s^3 \text{ см}^3/\text{с}, \quad (15)$$

где площадь кольцевого зазора

$$S = \frac{\pi(D-d)^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (3,6025 - 3,59)^2}{4} = 1,22 \cdot 10^{-4} \text{ см}^2.$$

$$Q_y = \frac{3,14 \cdot 3,6025 \cdot 5000 \cdot 10^3 \cdot 1,816 \cdot 10^{-12}}{12 \cdot 1,002 \cdot 10^3} = 8,5422 \cdot 10^{-6} \text{ см}^3/\text{с} =$$

0,056 л/мин.

Сравним расчетное значение количества утечки РЖ со средним значением утечки, полученным экспериментальным путем.

Среднее значение экспериментальных результатов

$$Q_y^3 = \frac{0,065 + 0,072 + 0,043 + 0,052}{4} = 0,058 \text{ л/мин},$$

$$\frac{Q_y^3 - Q_y^p}{Q_y^p} \cdot 100 = \frac{0,058 - 0,056}{0,056} \cdot 100 = 3,5\%$$

### Вывод

Сравнение экспериментальных результатов и теоретических расчетов показывает, что теория подтверждается практикой, т.к. практической разницы количества утечки при применении исследуемого уплотнительного устройства для высоких и сверхвысоких давлений не наблюдается. Следовательно, для гидроцилиндров, работающих при высоких и сверхвысоких давлениях, можно рекомендовать уплотнительное устройство, состоящее из комплекта парных полых металлических колец, как обеспечивающих надежную герметизацию подвижного соединения пары «плунжер-цилиндр».

### Литература

1. Пат. KG 1688 C1 F16J 15/54. Уплотнительное устройство высоких и сверхвысоких давлений [Текст] / Т.О. Райымбабаев, Ж. Усубалиев, К.Т. Эликбаев (KG). № 20130092.1; заявл. 22.10.2013; опубл. 28.11.2014, Бюл. № 11. 4 с.: ил.

2. Усубалиев, Ж., Эликбаев, К.Т., Илязова, Э.Р. Конструкции и расчет уплотнений сверхвысоких давлений [Текст] // Вестник

КГУСТА, Выпуск 2(12) / Ж. Усубалиев, К.Т. Эликбаев, Э.Р. Илязова. Бишкек: 2006. С. 113–117.

3. Эликбаев, К.Т. Обоснование параметров водоструйной машины для обработки материалов [Текст] / дис... канд. техн. наук: 05.05.06 / Эликбаев Канат Токтобаевич. Бишкек, 2013. 131 с.

4. Макаров, Г.В. Уплотнительные устройства [Текст] / Г.В. Макаров. Ленинград: Машиностроение. 1973. С. 34–40.

УДК 622.23.05

## ТАШ КЕСҮҮЧҮ МАШИНАНЫН ЧЫНЖЫРДУУ ЖУМУШЧУ ОРГАНЫНЫН КОНСТРУКЦИЯСЫН НЕГИЗДӨӨ ЖАНА ЖАҢЫ ҮЛГҮСҮН ЖАРАТУУ

## ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И СОЗДАНИЕ НОВОГО ОБРАЗЦА ЦЕПНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА КАМНЕРЕЗНОЙ МАШИНЫ

## THE SUBSTANTIATION OF THE DESIGN AND THE CREATION OF A NEW SAMPLE OF THE CHAIN WORKING ORGAN OF THE FIRE-PROOF MACHINE

*М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов*

*Бул жумушта баяндоо ыкмаларынын конструкцияларды анализдөөнүн жана аналитикалык изилдөөлөрдүн негизинде таш кесүүчү машинанын чынжырдуу жумушчу органдарынын конструкциялары негизделип жаңы үлгүлөрү жаратылган. Жумушчу органдардын тегиз рамасынын трапециядалдуу жана клин түрүндө аткарылышы кескичтин баиталгыч бурчунун төмөндөшүн, анын акырын бир калыпта тоотекке киришин, ташты кесүүдө салыштырмалуу күчтүн дифференциалдуу бөлүнүшүн камсыз кылат. Тегиз раманын жумушчу контурун бойлото орнотулган атайын роликтер кесүүчү чынжырдын бир калыпта жылуусун, сүрүлүү күчүнүн 50 эсе төмөндөшүн, таш кесүүчү машинанын кубаттуулугунун жана вибрациясынын төмөндөшүн, чынжырдуу жумушчу органдын п.а.к. көбөйүшүн камсыз кылат.*

*В работе на основе методов обзора, анализа конструкций и аналитических исследований обоснованы перспективные конструкции и созданы опытные образцы цепных рабочих органов камнерезных машин. Определено, что изменение конфигурации плоской рамы в виде трапецидальной и клиновидной форм, обеспечивают плавный переход резцов от дуги ведомого ролика в другой прямолинейной рабочий участок плоской рамы, уменьшение начального угла резания резцов, постепенное и равномерное внедрение их в породу, дифференцированное распределение удельных нагрузок по резцам при резании природного камня. Выявлено, что установленные ролики по рабочему контуру плоской рамы обеспечивают плавное перемещение режущей цепи, снижение величины силы трения скольжения между плоской рамой и режущей цепью в среднем 50 раз, потери мощности и вибрации камнерезной машины, увеличение к.п.д. привода цепного рабочего органа.*

*In this paper, based on the methods of review, analysis of structures and analytical studies, prospective structures are proved and prototypes of chain working bodies of stone-cutting machines are created. It is determined that the change in the configuration*

*of the flat frame in the form of a trapezoidal and wedge-shaped shape provides a smooth transition of the incisors from the arc of the driven roller to another rectilinear working section of the flat frame, a reduction in the initial cutting angle of the incisors, a gradual and uniform introduction of them into the rock, a differentiated distribution of the specific loads along the incisors. When cutting a natural stone. It is revealed that the installed rollers on the working contour of the flat frame provide a smooth movement of the cutting chain, a decrease in the sliding frictional force between the flat frame and the cutting chain on average 50 times, the loss of power and vibration of the stone cutting machine, an increase in efficiency. Drive chain chain.*

**Түйүн сөздөр:** чынжырдуу жумушчу орган; тегиз рама; кесүүчү чынжыр; каптал звено; кесүүчү звено; ташты кесүү.

**Ключевые слова:** цепной рабочий орган; плоская рама; режущая цепь; боковое звено; режущее звено; резание камня.

**Keywords:** chain working body; flat frame; cutting chain; side link; cutting link; stone cutting.

В настоящее время в нашей республике и в целом по СНГ добыча блоков природного облицовочного и стенового камня имеющимися камнерезными машинами с цепными рабочими органами осуществляется с относительно низкой производительностью, значительными потерями сырья и высокой себестоимостью.

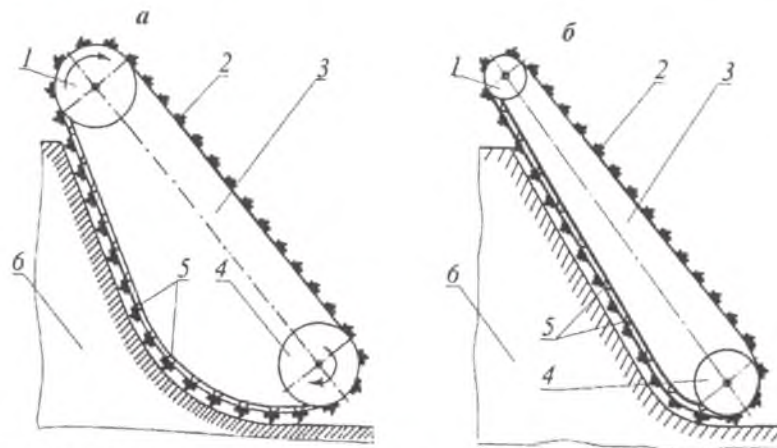
Для решения этой проблемы нами осуществлен обзор и анализ конструкций цепных рабочих органов (ЦРО) камнерезных машин [1] и проведены исследования их динамики в процессе резания камня [2, 3]. На основе этих работ нами разработаны оригинальные конструкции ЦРО (рисунок 1). Главная особенность разработанных ЦРО заключается в том, что их плоская рама имеет трапецидальную (рисунок 1 а) и клиновидную (рисунок 1 б) форму, а между плоской рамой и режущей цепью установлены специальные ролики, которые обеспечивают снижение силы трения скольжения в процессе резания камня.

Разработанные ЦРО состоят (рисунок 1) из ведущей звездочки 1, режущей цепи с резцами 2, плоской рамы (бара) измененной конфигурации в виде трапецидальной (рисунок 1 а) и клиновидной (рисунок 1 б) форм 3, ведомого ролика 4 и специальных роликов 5, установленных по рабочему контуру плоской рамы.

В отличие от существующих конструкций ЦРО, установленные ролики по рабочему контуру плоской рамы обеспечивают плавное перемещение режущей цепи со значительным снижением величины силы сопротивления трения между плоской рамой и режущей

цепью, потери мощности и вибрации, увеличение производительности работы камнерезной машины. При этом к.п.д. привода ЦРО значительно увеличивается, за счет замены трения скольжения трением качения. Коэффициент трения скольжения, имеющий величину в среднем 0,25 [4], заменяется на коэффициент трения качения величиной в среднем 0,005 [4]. Отсюда нетрудно вычислить, что величина силы сопротивления, возникающая вследствие трения скольжения между плоской рамой и режущей цепью, уменьшается в среднем в 50 раз.

ЦРО работают следующим образом (рисунок 1). С вращением ведущей звездочки 1 режущая цепь 2 приводится в плавное движение по замкнутому контуру плоской рамы 3 благодаря специальным роликам 5. При этом режущая цепь 2, огибая ведомый ролик 4, вступает во взаимодействие с массивом разрушаемой породы 6 и обеспечивает прорезание в нем горизонтальной или вертикальной технологической щели.



1 – ведущая звездочка ЦРО; 2 – режущая цепь; 3 – плоская рама; 4 – ведомый ролик; 5 – специальные ролики; 6 – массив камня

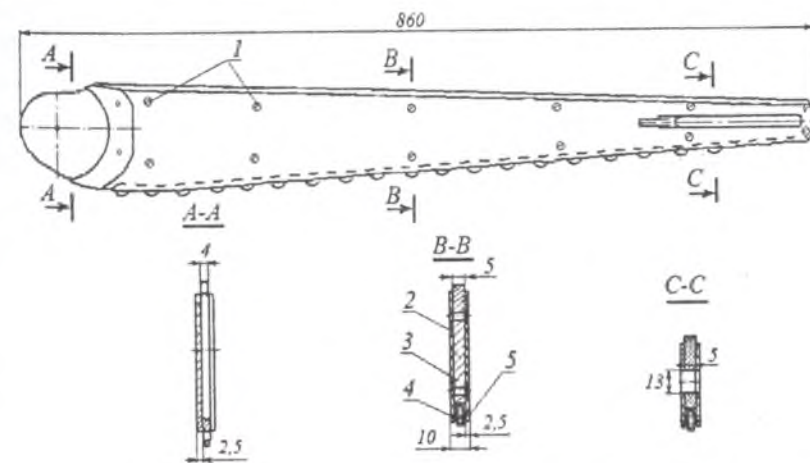
Рисунок 1 – Конструктивные схемы перспективных цепных рабочих органов: а – плоской рамой трапецеидальной формы; б – плоской рамой клиновидной формы

Изменение существующей прямоугольной конфигурации плоской рамы ЦРО в трапецеидальную и (или) клиновидную форму обеспечивает плавный переход резца от дуги ведомого ролика в другой прямолинейный рабочий участок плоской рамы. Это позволяет уменьшить начальный угол резания резцов, постепенное

и равномерное внедрение их в породу, следовательно, дифференцированное распределение удельных нагрузок по резцам при резании природного камня. Обеспечивается уменьшение поломок резцов и элементов режущей цепи, а в конечном счете, повышение надежности и долговечности, увеличение производительности работы камнерезных машин ЦРО, снижение себестоимости и потерь сырья при вырезании блоков и других строительных изделий-заготовок из массива камня.

Оригинальность и новизна конструкций перспективных ЦРО защищены патентами Кыргызской Республики на изобретения: № 353 от 30.12.1999 г. и № 1728 от 31.03.2015 г.

Плоская рама ЦРО в виде клиновидной формы (рисунок 2) выполнена из трех стальных листов, соединенных с помощью винтов 1. Толщина боковых листов 2 2,5 мм, а среднего листа 3 ... 5 мм. По рабочему контуру плоской рамы установлены специальные ролики 4 диаметром 15 мм и толщиной 4 мм. Ролики устанавливаются на осях 5, межосевое расстояние составляет 25 мм. Их диаметр 3 мм, от контурных линий плоской рамы отступают на 4 мм (рисунок 2, сеч. В-В).



1 – винты; 2 – боковые стальные листы; 3 – средний стальной лист; 4 – специальные ролики; 5 – оси специальных роликов

Рисунок 2 – Разработанная конструкция плоской рамы клиновидной формы: 1 – ведомый ролик; 2 – специальные ролики; 3 – плоская рама

В результате проведения опытно-конструкторских работ в условиях ОсОО «Vib строй» (село им. А. Анарова Ошской области) был

изготовлен опытный образец плоской рамы клиновидной формы (рисунок 3).

Ведущая звездочка ЦРО имеет всего 4 зуба (рисунок 4), расстояние между ними 25 мм, т.е. равно шагу режущей цепи. Диаметр ведомого ролика 70 мм, толщина – 5 мм (рисунок 5). В центре ведомого ролика установлен подшипник с наружным диаметром 19 мм, внутренним – 6 мм.

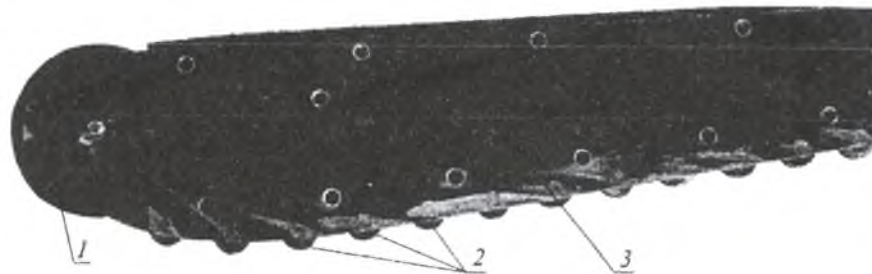


Рисунок 3 – Опытный образец плоской рамы ЦРО клиновидной формы

Режущая цепь (рисунок 6) ЦРО состоит из: боковых правых 1 и левых 2 режущих звеньев; средних правых 3 и левых 4 режущих звеньев; соединяющих звеньев 5 и осей 6, твердого сплава 7. Твердый сплав устанавливается на всех режущих звеньях ЦРО. Режущая цепь имеет 4 линии резания, ширина режущей цепи составляет 16 мм, расстояние между осями – 11 мм, шаг цепи – 22 мм.

Новизна и оригинальность конструкции режущей цепи защищена патентом Кыргызской Республики на изобретение № 1728 от 31.03.2015 г.

Боковое правое (рисунок 7 а) и левое (рисунок 7 б) режущие звенья имеют длину 18 мм, ширину 4 мм и высоту 11 мм. На верхней части звеньев с правым и левым выступом на 1 мм устанавливаются твердые сплавы из карбида вольфрама марки ВК6 шириной 5 мм и высотой 3 мм.

Средние режущие звенья цепи по сравнению с боковыми имеют ширину 6 мм. Высота среднего правого (рисунок 8 а) и левого (рисунок 8 б) звеньев меньше на 2 мм, чем у боковых режущих звеньев, и составляет 9 мм.

Боковое соединяющее звено (рисунок 9 а) имеет длину 18 мм, ширину 4 мм и высоту 9 мм. Межосевое расстояние 11 мм. Диаметр

соединяющей оси составляет 2,9 мм, фаски – 4,0 мм, а длина равна 15 мм (рис. 9 б).

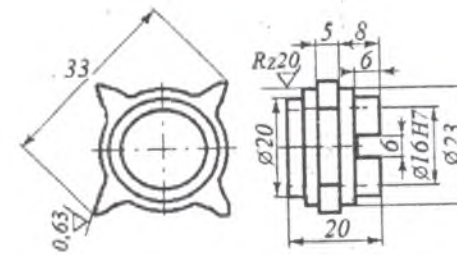


Рисунок 4 – Ведущая звездочка ЦРО

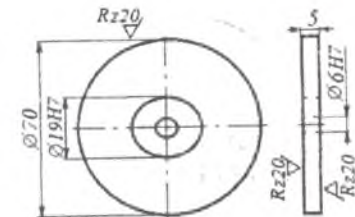
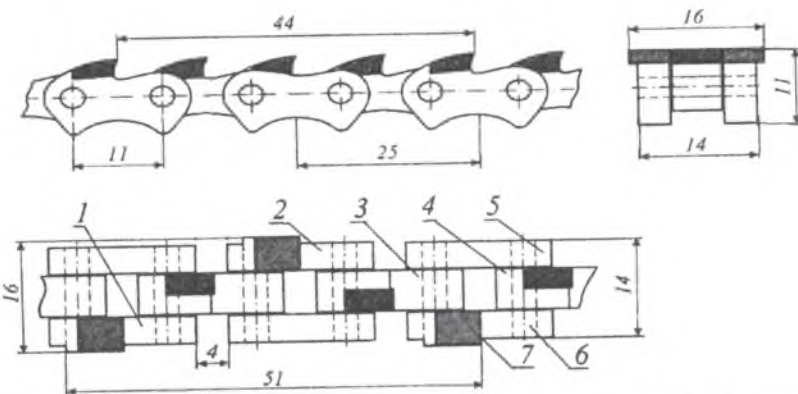


Рисунок 5 – Ведомый ролик ЦРО



1 и 2 – боковые (правое и левое) режущие звенья; 3 и 4 – средние (правые и левые) режущие звенья; 5 – соединяющее звено; 6 – соединяющая ось; 7 – твердый сплав

Рисунок 6 – Режущая цепь

В производственных условиях ОсОО «Vib Строй» на основе рабочих чертежей плоской рамы, режущей цепи и ее основных элементов, а также определенных опытно-конструкторских работ был изготовлен опытный образец ЦРО (рисунок 10). Ширина ЦРО 16 мм, общая длина его равна 1040 мм, а рабочая длина составляет 810 мм. Ведущая звездочка, ведомый ролик, плоская рама и все звенья режущей цепи изготовлены из среднеуглеродистой стали марки Сталь 45, а специальные ролики, расположенные по контуру плоской рамы, – из легированной стали марки 40Х.

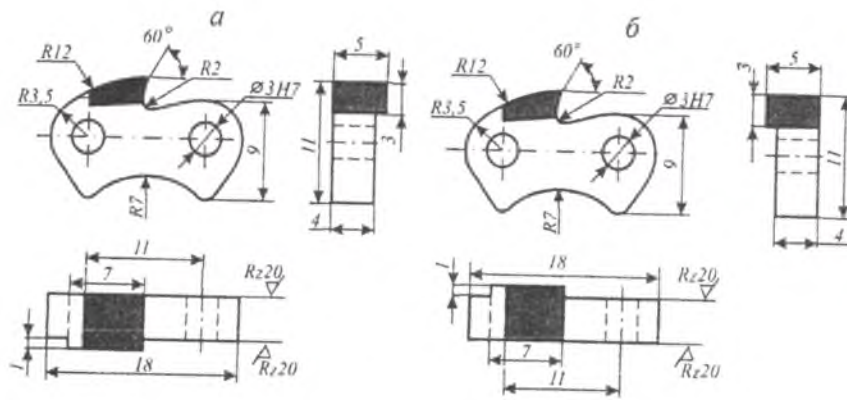


Рисунок 7 – Боковые режущие звенья цепи: а – правое; б – левое

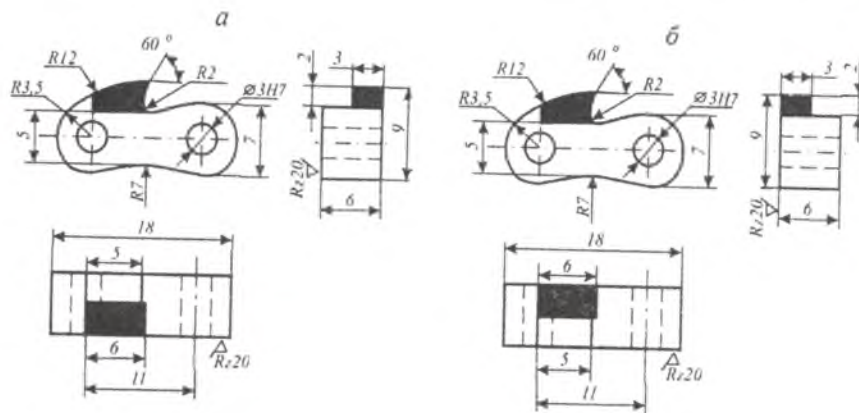


Рисунок 8 – Средние режущие звенья цепи: а – правое; б – левое

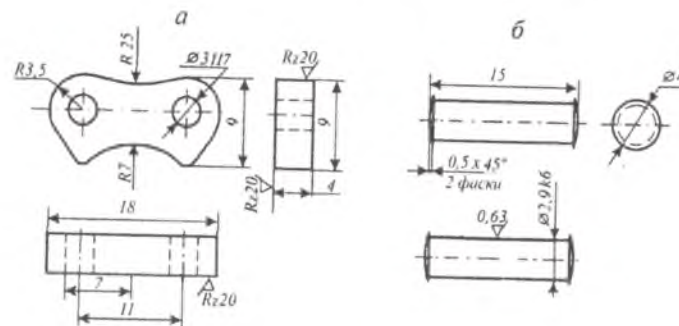
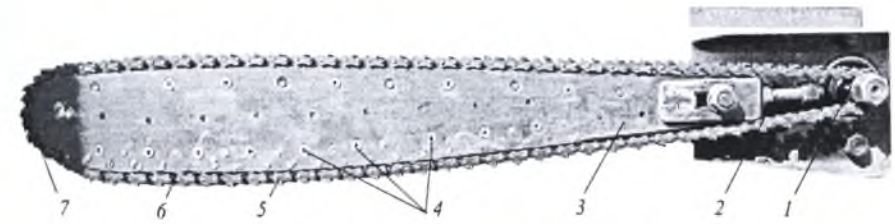


Рисунок 9 – Боковое соединяющее звено и ось режущей цепи: а – боковое соединяющее звено; б – соединяющая ось



1 – ведущая звездочка; 2 – натягивающий болт; 3 – плоская рама; 4 – винты; 5 – режущая цепь; 6 – специальные ролики; 7 – ведомый ролик

Рисунок 10 – Опытный образец цепного рабочего органа

Необходимо отметить, что диаметр и число зубьев ведущей звездочки ЦРО минимизированы с целью увеличения усилия протягивания режущей цепи и способности зацепления режущей цепи со звездочкой, обеспечивающей максимальный срок службы режущей цепи. Плоская рама ЦРО выполнена клиновидной формы для снижения потери мощности за счет уменьшения величины силы трения, возникающей между плоской рамой и режущей цепью. Усовершенствованная конструкция ЦРО не требует подвода охлаждающей жидкости в процессе резания камня. Тем самым обеспечивается снижение себестоимости, потерь сырья и мощности привода ЦРО, повышение надежности и долговечности, увеличение производительности работы камнерезных машин с цепными рабочими органами.

**Выводы:**

1. Разработаны конструкции цепного рабочего органа, плоские рамы которых имеют трапециевидальную и клиновидную форму, по рабочему контуру их установлены специальные ролики, обеспечивающие:

- плавный переход резцов от дуги ведомого ролика в другой прямолинейный рабочий участок плоской рамы, уменьшение начального угла резания резцов, постепенное и равномерное внедрение их в породу, дифференцированное распределение удельных нагрузок по резцам при резании природного камня;

- уменьшение поломок резцов и элементов режущей цепи, повышение надежности и долговечности, увеличение производительности камнерезных машин, снижение себестоимости при вырезании блоков и других строительных изделий-заготовок из массива камня;



– плавное перемещение режущей цепи, снижение величины силы трения скольжения между плоской рамой и режущей цепью в среднем в 50 раз, потери мощности и вибрации камнерезной машины, увеличение к.п.д. привода ЦРО.

2. Разработана конструкция и создан опытный образец режущей цепи цепного рабочего органа шириной 16 мм, обеспечивающий уменьшение потерь сырья при резании камня.

### Литература

1. Мендекеев, Р.А., Исманов, М.М. Современные баровые камнерезные машины и мировой опыт их применения при добыче блоков природного камня [Текст] / Р.А. Мендекеев, М.М. Исманов // Наука. Образование. Техника. Ош: КУУ, 2012. № 3, 4. С. 47–55.

2. Исманов, М.М., Исаев, И.Э. Разработка обобщенной динамической модели и получение уравнений движения цепного рабочего органа камнерезных машин [Текст] / М.М. Исманов, И.Э. Исаев // Инновационная наука. Уфа: АЭТЕРНА, 2016. № 10 (часть 2). С. 48–56.

3. Мамасаидов, М.Т., Исманов, М.М. Условия динамической уравновешенности камнерезной машины цепным рабочим органом [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов // Приволжский научный вестник. Ижевск: Фаворит, 2017. № 2 (66). С. 40–44.

4. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики [Текст]: учеб. для вузов / С.М. Тарг. М.: Высшая школа, 1986. 416 с.

5. Патент КР № 353. Цепной режущий орган [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов, Ш.С. Закиров, И.А. Бакиров; Кыргызпатент. № 970178.1; заявл. 18.11.1997; опубл. 30.12.1999. Бюл. № 4.

6. Патент КР № 1728. Цепной режущий орган [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов; Кыргызпатент. № 20140020.1; заявл. 21.02.2014; опубл. 30.04.2015. Бюл. № 4.

7. Патент КР № 1729. Режущая цепь [Текст] / М.Т. Мамасаидов, М.М. Исманов; Кыргызпатент. № 20140021.1; заявл. 21.02.2014; опубл. 30.04.2015. Бюл. № 4.

## УНААЛАР ТРАНСПОРТ TRANSPORT

УДК 626.077

**АЙДООЧУЛАР МЕНЕН ЖӨӨ ЖҮРҮҮЧҮЛӨРДҮН  
ОРТОСУНДАГЫ КӨРҮҮ БАЙЛАНЫШЫН  
КОШУМЧА МААЛЫМАТ КАРАЖАТТАРЫН  
КОЛДОНУУ МЕНЕН ЖАКШЫРТУУ**

**УЛУЧШЕНИЕ ЗРИТЕЛЬНОГО КОНТАКТА  
МЕЖДУ ПЕШЕХОДАМИ И ВОДИТЕЛЯМИ  
С ПРИМЕНЕНИЕМ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ  
СРЕДСТВ ИНФОРМИРОВАНИЯ**

**IMPROVEMENT OF THE EYE CONTACT  
BETWEEN THE DRIVER AND THE PEDESTRIAN  
WHILE CROSSING THE CROSSWALK**

**К. Муктарбек уулу, Б. Советбеков, Э.Т. Кадыров,  
Д.А. Бердикожоев**

*Макалада жөө жүрүүчүнүн кыймыл коопсуздугун жогорулатуу үчүн жөө жүрүүчүнүн жана айдоочунун ортосундагы көрүү байланышын камсыз кылуучу иштелип чыккан кошумча маалымат берүүчү шайманды жөө жүрүүчү өтмөктөрдө колдонуу тууралуу изилдөөлөрдүн жыйынтыктыктары берилди.*

*В статье изложены результаты исследований по применению разработанных дополнительных средств информирования на пешеходных переходах для повышения безопасности движения пешеходов.*

*This article presents the results of research work the additional tool for the improvement of the eye contact between the driver and the pedestrian during the crossing the crosswalk.*

*Түйүн сөздөр: жөө жүргүнчүнүн коопсуздугу; жөө жүргүнчү өтмөк; жөө жүргүнчү; айдоочунун көңүлүн буруучу шайман.*

*Ключевые слова: безопасность пешеходов; пешеходный переход; пешеход; средства информирования водителей.*

*Keywords: pedestrian safety; pedestrian crossing; pedestrian; vehicle driver information.*

Вопросы обеспечения безопасности пешеходов актуальны не только для города Бишкек, но и для всей республики в целом. Про-

блема обеспечения безопасности пешеходов по-прежнему остается острой.

За последние пять лет количество ДТП в Кыргызстане увеличилось в три раза, 74 % из них происходят по вине водителя, 8 % – по вине пешехода, 18 % – из-за технического состояния автотранспортных средств. Более чем 60 % – наезд на пешехода [1].

Статистика однозначно указывает на сбой системы «водитель – автомобиль – дорога – среда». В транспортном потоке их действия взаимосвязаны, и каждый рассчитывает на строго определенное поведение других лиц (водителей, пешеходов и пр.), в связи с чем и координирует свои действия. Нарушение правил дорожного движения любым участником движения может привести к причинению тяжкого вреда здоровью или гибели людей.

Рациональная организация движения пешеходов, кроме того, является решающим фактором повышения пропускной способности улиц и дорог и обеспечения более дисциплинированного поведения людей в дорожном движении [2].

На практике зачастую не уделяется достаточного внимания условиям пешеходного движения. Усилия организаторов движения направляются главным образом на обеспечение движения транспортных средств. Такое положение в значительной мере объясняется тем, что при анализе ДТП в качестве основных причин наездов на пешеходов, как правило, выделяют нарушения правил со стороны пешеходов и водителей, а влияние, которое оказывают недостатки в организации движения, остается недостаточно изученным и учтенным [2].

При устройстве пешеходных переходов в качестве технических средств организации движения применяют дорожные знаки и разметку, островки безопасности, пешеходные ограждения, а также транспортные и пешеходные светофоры [2]. Нерегулируемые пешеходные переходы должны быть оборудованы дорожными знаками 1.20 и 5.16.1–5.16.2 и дорожной разметкой 1.14.1. В местах с большой интенсивностью движения используют дорожную разметку 1.14.2, пешеходный переход должен освещаться в темное время суток. Основными факторами наездов на пешеходов на нерегулируемых пешеходных переходах являются [2]:

- Плохая освещенность и видимость линии разметки и знаков пешеходного перехода.
- Погодные условия: дождь, грязь, туман и др.

- Крупногабаритные автомобили, перекрывающие знак пешеходного перехода.
- Отвлечение внимания водителя и, как следствие, невозможность вовремя сбавить скорость перед пешеходным переходом.

Нами была поставлена задача разработать мероприятия, повышающие безопасность движения пешеходов на пешеходных переходах. С учетом всех факторов было разработано средство дополнительного информирования водителей о наличии пешеходов на переходе. Разработанный стробоскоп, светодиодный двусторонний, на солнечных панелях со встроенной аккумуляторной батареей (АКБ) устанавливается в комплексе со знаками 5.16.1–5.16.2, имеет вызывную кнопку. Стробоскоп установлен на ул. Л. Толстого на пешеходном переходе медицинского факультета КРСУ (рисунок 1). Дальность видимости световых сигналов стробоскопа более 100 м в светлое время суток, что позволяет водителю заранее снизить скорость при подъезде к пешеходному переходу.

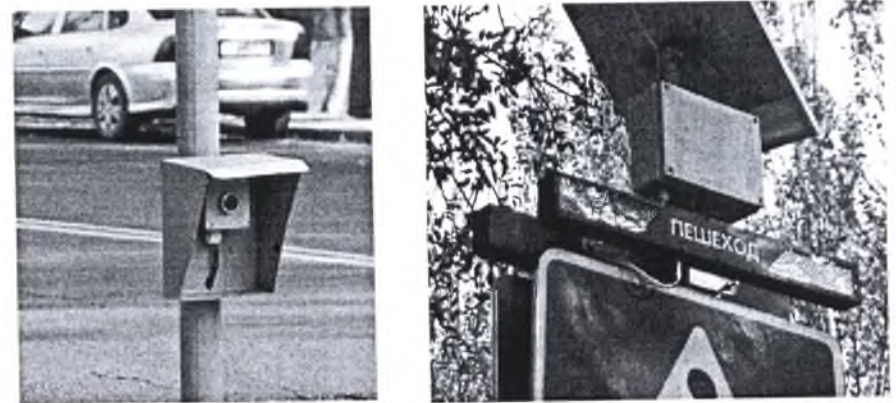


Рисунок 1 – Стробоскоп светодиодный двусторонний

Устройство не нуждается в электроэнергии за счет потребления солнечной энергии. АКБ заряжается в светлое время суток и время автономной работы 14–16 ч. Контроллер не допускает глубокого разряда и перезаряда аккумулятора. Мощность солнечной панели 50 Вт, угол наклона оптимизирован для эффективной работы зимой, не позволяет накапливаться снегу. Панель не требуется чистить, пыль и грязь смываются дождем. Не требует подключения к электрической сети и прокладки кабеля. Работает в автоматическом режиме, не требует регулировки и обслуживания. Несложный монтаж. Себестоимость устройства 80000 сом.

Практически не требует затрат на опоры, устанавливается на существующие опоры дорожных знаков. И еще одна отличительная сторона устройства – кратковременная работа только при нажатии вызывной кнопки пешеходом, в отличие от постоянно работающих устройств, установленных в качестве эксперимента на пешеходных переходах. Срабатывание стробоскопа только при необходимости дает преимущества в том, что при наличии пешехода подается сигнал водителям. Эксперименты дают весьма хороший результат и при достижении зрительного контакта между водителем и пешеходом. При отсутствии данного оборудования пешеход не может решиться и зачастую не добивается зрительного контакта. Практика показывает, что именно из-за недостаточного зрительного контакта между водителями и пешеходами совершаются наезды на пешеходов с весьма трагичными последствиями. Особенно часто это происходит на многополосных дорогах с интенсивным движением транспортных средств и пешеходов.

Подводя итоги, можно сформулировать основные принципы предлагаемого технического средства регулирования дорожного движения, обеспечивающего достижение зрительного контакта между водителем и пешеходом:

- Данное оборудование дает весьма положительный эффект в обеспечении безопасности дорожного движения на пешеходных переходах.
- Оборудование необходимо устанавливать на участках с большой интенсивностью движения пешеходов, особенно там, где расположены детские учреждения, школы и вузы.
- Контакт с дублирующим устройством осуществляется с помощью кабеля, который прорыт с помощью алмазного диска. Необходимо добиваться контакта через WiFi, что позволит не нарушать дорожное полотно.
- Данное направление весьма перспективно и требует дальнейшего развития.

Настоящая работа частично профинансирована за счет грантовых средств Государственного департамента Соединенных Штатов Америки. Приведенные в ней мнения, результаты и выводы принадлежат авторам и не всегда отражают позицию Государственного департамента США.

## Литература

1. Статистический сборник Национального статистического комитета Кыргызской Республики «Кыргызстан в цифрах». Б., 2016. 352 с.
2. Кременец, Ю.А., Печерский, М.П., Афанасьев, М.Б. Технические средства организации дорожного движения: Учебник для вузов. М.: ИКЦ «Академкнига», 2005. 279 с.

УДК.:656.13.08(575.2-25)

**БИШКЕК ШААРЫНЫН ЭЛ ТАШУУЧУ  
ТРАНСПОРТТОРУНУН АКТУАЛДЫК КӨЙГӨЙЛӨРҮ  
СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ РАЗВИТИЯ  
ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА ГОРОДА БИШКЕК  
EXISTING PROBLEMS OF PUBLIC TRANSPORT  
DEVELOPMENT OF THE CITY BISHKEK**

К. Муктарбек уулу, Э.Т. Кадыров

Макалада жөө жүрүүчүнүн жана менчик автомобилдин ээлеринин шаар ичиндеги жүрүүсүнүн актуалдык көйгөйлөрү жана анын илимий изилдөөлөрүнүн натыйжалары чагылдырылган.

В статье изложены результаты исследований пассажиров, использующих для передвижения по городу Бишкек общественный транспорт и водителей, использующих личный автомобиль.

This article presents the results of research work of passengers, who are using public transport for daily movement in the city of Bishkek, and also car drivers who are using their own automobiles in the road network of Bishkek.

**Түйүн сөздөр:** жөө жүргүнчүнүн кыймылы; жөө жүргүнчү; айдоочу; менчик автомобиль; эл ташуучу транспорт

**Ключевые слова:** передвижение на общественном транспорте; пассажир; водитель; частный автомобиль; общественный транспорт.

**Keywords:** using of public transport, passenger; driver; private car; public transport.

Город Бишкек перенасыщен автотранспортными средствами, которые создают ограничения для движения городского пассажирского транспорта. Общественный транспорт на данный момент служит главным инструментом, позволяющим обеспечить транспортное обслуживание местного населения и найти компромисс между инфраструктурными ограничениями городской территории и потребностями жителей в транспортных перевозках.

Общественный транспорт в Бишкеке состоит из троллейбусов, автобусов и микроавтобусов (маршрутки).

Структура общественного транспорта, исходя из количества перевозимых пассажиров, на сегодняшний день выглядит следующим образом: микроавтобусы – 76 %, автобусы – 13,5 %, троллейбусы – 10,5 %. Общая доля муниципального транспорта составляет 24 % [1] (таблица 1).

Таблица 1 – Общая характеристика общественного пассажирского транспорта г. Бишкек

Вид транспорта	Коэффициент перевозки пассажиров, %	Коэффициент количества рейсов, %	Коэффициент занятости, %
Троллейбусы	10,5	4	45
Автобусы	13,5	9	53
Маршрутки	76,0	87	117

Транспортная подвижность жителей и средняя дальность их поездок растет по мере роста численности и городской территории. За последние годы в г. Бишкек качество транспортного обслуживания населения заметно снизилось, что вызывает справедливые упреки пассажиров и, как следствие, может привести к социальной напряженности в городе.

Одной из самых значимых проблем на сегодняшний день городского общественного транспорта является его сильная изношенность и недостаточные темпы обновления. Как следствие износа – снижение уровня технической надежности и безопасности пассажирского транспорта.

Автобусный парк сформировался во многом стихийно, и в настоящее время наибольшую его долю составляют малобюджетные автобусы малого и особо малого классов устаревшей конструкции, не соответствующие современным требованиям (эргономическим, экологическим и др.), предъявляемым к городским маршрутным транспортным средствам.

Переизбыток подобных транспортных средств привёл к существенному повышению нагрузки на перегруженную легковым транспортом дорожную сеть города – снизились показатели безопасности транспортного процесса, остановочные пункты магистральных улиц в пиковое время не могут вместить все автобусы,двигающиеся по несогласованным между собой графикам, становится проблематичным вывоз пассажиров из густонаселённых районов и из центральной части города.

Что касается пассажирских перевозок маршрутными такси, то следует отметить, что, несмотря на положительные стороны данного вида пассажирского транспорта, такие как высокая скорость доставки, широкий охват транспортной сети города, относительный уровень комфорта, они имеют ряд недостатков. В процессе движения водители маршрутных такси совершают перестроения из поло-

сы в полосу – на 65 % больше, чем водители общественного пассажирского транспорта. Водители «маршруток» добиваются более высоких скоростей не за счет уменьшения количества остановок, а за счет скоростных качеств автомобилей. Агрессивная манера вождения маршрутных такси, вызванная конкуренцией за пассажира на дороге и стремление совершить как можно больше поездок, приводит к возникновению частых аварийных ситуаций.

Увеличение маршрутных такси и количества личного автотранспорта привело к уменьшению пропускной способности городской транспортной сети. Проблема роста автомобилизации на территориально ограниченной дорожной сети является серьезной проблемой. Не хватает мест для паркующихся и движущихся автомобилей, увеличиваются расходы, связанные с адаптацией городского расселения к автомобильному движению, не хватает энергоресурсов, увеличивается число дорожно-транспортных происшествий.

Образование заторов на дорогах и перекрестках города приводит к увеличению времени поездки, а это, в свою очередь, влияет как на экономические показатели работы системы городского пассажирского транспорта, так и на психологический и экологический аспекты данной проблемы.

Во-первых, длительное нахождение в дорожном заторе способствует накоплению так называемой транспортной усталости как у пассажиров, так и у водителей транспортных средств, что в конечном итоге может привести к снижению внимания и уменьшению уровня безопасности движения.

Во-вторых, дорожные заторы приводят к увеличению расхода топлива, длительному нахождению большого количества транспортных средств на улицах и в итоге – к загрязнению окружающей среды.

Установка дополнительных мест и перевозка стоячих пассажиров является нарушением законодательства и снижает комфортабельность и безопасность поездки.

Все чаще виновником дорожно-транспортных происшествий в городе Бишкек является общественный транспорт. В текущем году по вине водителей автобусов произошло 106 аварий. Рост составил почти 28 %. В дорожных столкновениях пострадали 164 человека, это почти на 35 % больше, чем в прошлом году.

Все перечисленное требует изменения концепции дальнейшего развития общественного транспорта. Данная проблема требует

комплексного подхода к решению нескольких задач. Такими задачами могут быть создание информационно-аналитической системы управления общественным транспортом, мониторинг функционирования общественного транспорта, формирование единой маршрутной сети и ее оптимизация, создание системы диспетчерского управления общественным транспортом, снижение вредного воздействия общественного транспорта на окружающую среду [2, 3].

Все более обсуждаемой становится проблема обеспечения защиты окружающей среды от вредного воздействия транспортных средств, в том числе общественного транспорта. Снижение вредного воздействия всех видов общественного транспорта на здоровье человека и окружающую среду достигается за счет перехода на применение транспортных средств, работающих на экологических видах топлива и альтернативных источниках энергии, а также снижения энергоемкости транспортных средств.

Для этого необходимо:

- разработать и ввести механизм стимулирования транспортных организаций, работающих на экологических видах топлива и альтернативных источниках энергии;
- усилить контроль технического состояния эксплуатируемых транспортных средств по экологическим показателям;
- использовать технические средства по сбору, комплексной переработке и утилизации различных видов отходов, образующихся при эксплуатации или попадающих во внешнюю среду в результате аварий объектов транспорта.

Мероприятия по повышению качества и эффективности пассажирских перевозок можно разделить на следующие основные группы: социальные, технические, организационные.

К социальным мероприятиям, направленным на повышение качества, можно отнести установление графика работы водителей с соблюдением требований по режиму их труда и отдыха, повышение культуры обслуживания пассажиров.

Технические мероприятия, повышающие качество перевозок, заключаются в закупке современных автобусов и микроавтобусов повышенной вместимости и комфортабельности, рациональном сочетании на маршрутах автобусов большой вместимости и маршрутных такси, совершенствовании системы технического обслуживания и текущего ремонта автобусов. В рамках технических мероприятий должно быть выполнено повышение коэффициента техниче-

ской готовности парка подвижного состава, при этом подвижной состав должен соответствовать требованиям экологичности.

К организационным мероприятиям повышения качества относятся создание единой центральной диспетчерской службы, совершенствование структуры городских пассажирских перевозок, оптимизация маршрутной сети городского пассажирского транспорта. В вопросах регулирования дорожного движения возникает необходимость принятия решений, связанных с выделением полос для общественного транспорта. Для оптимизации использования подвижного состава необходимо четкое регулирование количества транспортных средств на маршруте в зависимости от интенсивности пассажиропотока. На постоянной основе рекомендуется внедрить в качестве информационной основы оптимизации всей системы управления автоматизированную систему мониторинга выполнения услуг в сфере городских пассажирских перевозок.

Транспорт имеет огромное значение для экономического и культурного сотрудничества Кыргызской Республики с другими странами, укрепления и развития экономической системы хозяйствования, решения социально-экономических проблем. Обеспеченность территории хорошо развитой транспортной системой является одним из факторов привлечения населения и производства, служит важным преимуществом для размещения производительных сил. Все это создает предпосылки для дальнейшего развития и совершенствования транспортной системы в целом и общественного транспорта в частности.

Важно сознавать, что совершенствование функционирования городского транспорта в г. Бишкек, как и в других городах, является необходимым условием для дальнейшего роста и развития города в целом. Увеличение жителей города неизбежно приводит к увеличению количества пассажиров, пользующихся услугами городского транспорта, и числа владельцев индивидуальных транспортных средств. И без принятия адекватных и своевременных мер нынешняя ситуация на дорогах города будет только ухудшаться.

Для изучения состояния общественного транспорта и разработки дальнейших рекомендаций по планированию и реабилитации общественного транспорта нами проделано анкетирование около 2000 жителей города Бишкек. Были разработаны анкеты для тех, кто ежедневно использует личный автомобиль, и для тех, кто для передвижения по городу использует общественный транспорт.

Вопросы анкеты были направлены на то, чтобы узнать у горожан мнение о работе городского общественного транспорта, каковы расходы на поездки по городу, расстояния, проходимые по городу, в каких целях используют транспорт и готовы ли горожане передвигаться в комфортабельном общественном транспорте.

Результаты проведенного исследования следующие.

Наиболее используемый вид транспорта у горожан (рисунок 1): микроавтобус – 47,6 %, троллейбус – 30,4 %, автобус – 28,2 %, такси – 7 %.

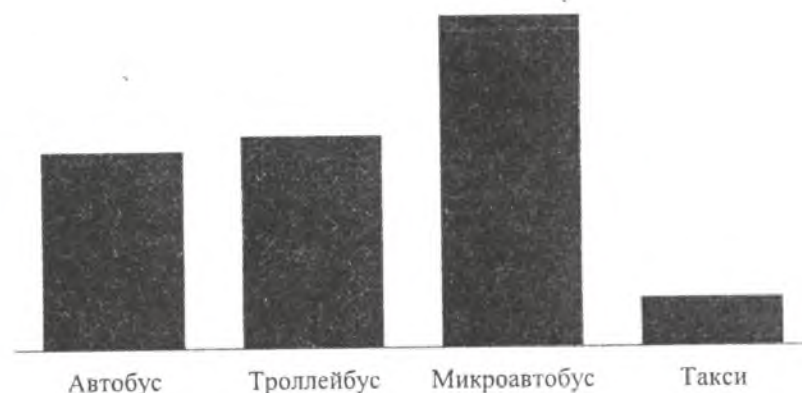


Рисунок 1 – Наиболее часто используемый транспорт

Ежедневно горожане проезжают следующие расстояния: около 10 км – 37 %, около 20 км – 38 %, около 40 км – 16 %, более 40 км – 10 % (рисунок 2).

В среднем на поездку горожане тратят от 10 до 400 сомов, есть респонденты, которые тратят от 1000 до 2000 сомов на поездку в общественном транспорте.

На вопрос «Перевозите ли вы ежедневно своего ребенка или детей общественным транспортом в школу или детсад?», только 18,8 % опрошенных респондентов ответили «Да», остальные 81,2 % ответили, что не перевозят детей в общественном транспорте (рисунок 3).

Не секрет, что комфортабельность некоторых видов бишкекского общественного транспорта оставляет желать лучшего и с этим согласны 31 % опрошенных горожан, 48,6 % считают ее удовлетворительной, 16,8 % хорошей и 3,6 % горожан чувствуют себя комфортно в общественном транспорте.

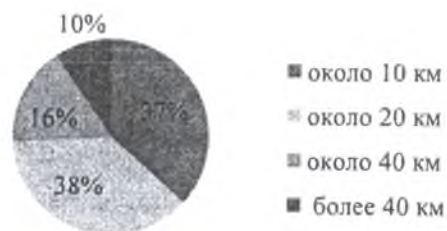


Рисунок 2 – Расстояние, ежедневно проезжаемое горожанами

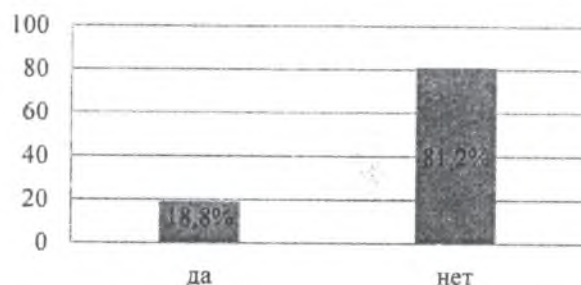


Рисунок 3 – Горожане, перевозящие детей в общественном транспорте

С ростом количества автотранспортных средств средняя скорость транспортного потока снижается, тем самым снижается и время сообщений, почти 52 % горожан устраивает и 48 % не устраивает время, затраченное на поездку от места посадки до места назначения (рисунок 5).

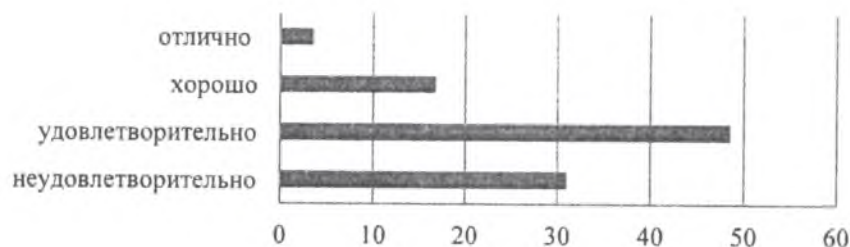


Рисунок 4 – Комфортабельность общественного транспорта

Как показано на рисунках 4 и 5, горожане желают повышения качества услуг городского пассажирского транспорта. Поставлен

вопрос, желают ли горожане пользоваться услугой более комфортабельного автобуса, который быстрее, чем микроавтобусы, имеет кондиционер, выход и вход одновременно во всех дверях. Время движения любого автобусного маршрута можно будет узнать через смартфон или интернет. Автобусы будут ездить круглосуточно. В них будут выделены места для родителей с детьми; купив проездной билет, можно ездить на любом общественном транспорте г. Бишкек в любое время суток. На этот вопрос 86,6 % горожан ответили «Да» и 13,4 % «Нет» (рисунок 6).



Рисунок 5 – Время, затраченное на поездку от места посадки до места назначения

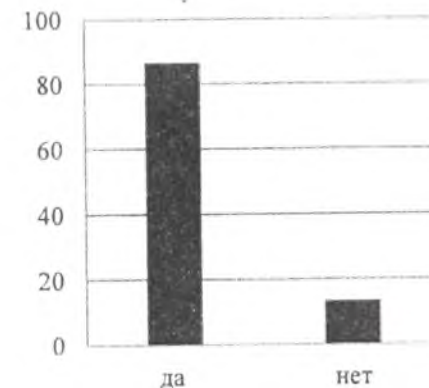


Рисунок 6 – Желание горожан пользоваться современными качественными услугами общественного транспорта

Из опрошенных горожан всего лишь 41,4 % готовы платить 20 сом за вышеперечисленные удобства и 58,6 % не готовы (рисунок 7). Это связано с опасением горожан нынешним повышением цен за проезд с несоответствующими удобствами.

Пассажиры желают по сегодняшней цене за проезд (10 сомов) пользоваться предлагаемыми удобствами, встречаются и ответы: от 10 до 300 сомов.

Большинство опрошенных автомобили не имеют, 30 % имеют (рисунок 8); 41,8 % имеют водительское удостоверение, 58,2 % не имеют (рисунок 9).

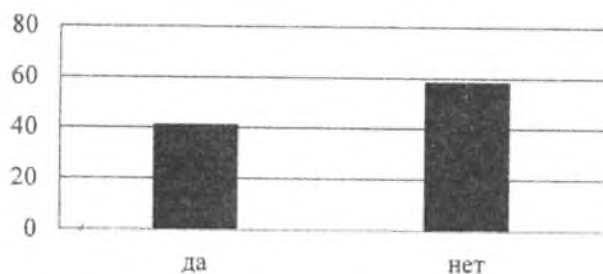
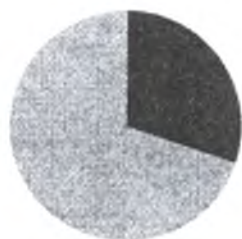
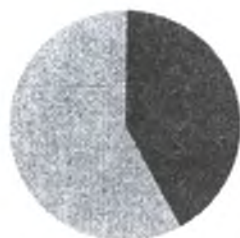


Рисунок 7 – Готовность платить за проезд в автобусе с соответствующими удобствами



■ да □ нет

Рисунок 8 – Наличие автомобиля



■ да □ нет

Рисунок 9 – Наличие водительского удостоверения

Второй вид анкет содержит вопросы, касающиеся расстояния, проезжаемого в среднем горожанами, времени, затрачиваемого на передвижение по городу, расходов на передвижение и содержание личного транспорта.

Горожане ежедневно проезжают расстояние (рисунок 10):

- около 8 км 27,0 %;
- около 15 км 39,2 %;
- около 25 км 21,2 %;
- более 25 км 14,7 %.

Расстояние, которое автоводители проезжают ежедневно в течение года (рисунок 11):

- около 8 км 28,6 %;
- около 15 км 29,6 %;
- около 25 км 23,8 %;
- более 25 км 18,0 %.

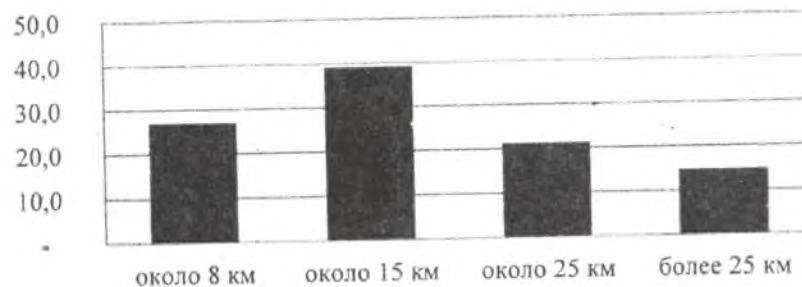


Рисунок 10 – Расстояние, ежедневно проезжаемое горожанами

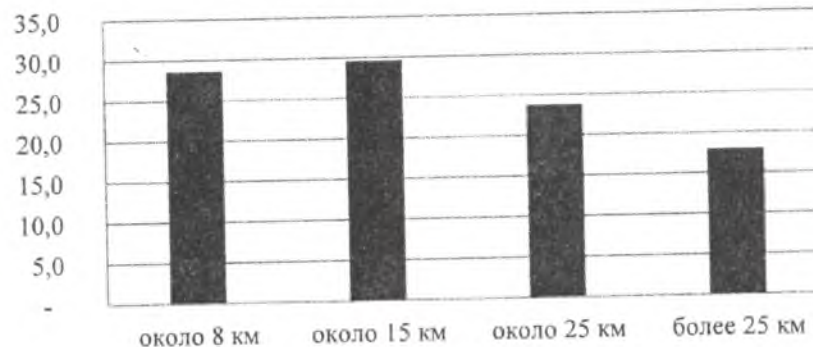


Рисунок 11 – Расстояние, ежедневно проезжаемое автоводителями в течение года



■ да □ нет

Рисунок 12 – Горожане, которые перевозят детей на личном транспорте

В среднем бишкекская семья тратит на топливо (бензин, дизтопливо, автогаз) в день от 100 до 1500 сомов, за неделю 600–2000 сомов, за месяц до 6000 сомов и за содержание автомобиля в месяц, не считая расходов на топливо, от 100 до 10000 сомов.



На вопрос, перевозят ли городские автовладельцы своих детей личным автомобилем в школу или детсад, ответили Да почти 40 % опрошенных и Нет – 60,2 % (рисунок 12).

Мнение автовладельцев об общественном транспорте следующее (рисунок 13):

Неудовлетворительно – 43,0 %; удовлетворительно – 31,4 %; хорошо – 24,8 %; отлично – 0,8 %.

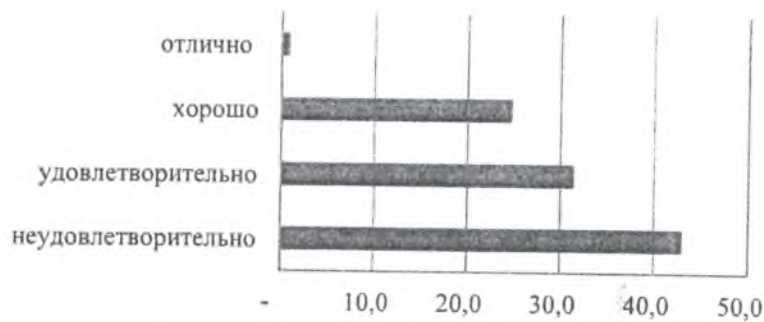


Рисунок 13 – Мнение автовладельцев об общественном транспорте

Скорость движения автомобиля выше по сравнению с общественным транспортом, соответственно и время на поездку короче – и это время устраивает большинство автовладельцев 55,2 % (рисунок 14).



Рисунок 14 – Время, затраченное на поездку от места посадки до места назначения на личном транспорте

В ходе опроса горожанам, передвигающимся личным транспортом по городу, был задан вопрос «Готовы ли Вы платить 1 сом за каждый литр топлива сверху на развитие общественного транс-

порта, этот сом будет потрачен, чтобы пассажиры не использовали личный транспорт и разгружали улицы. Таким образом вы делаете вклад в развитие общественного транспорта и экологию города?». Да ответили 56,3 %, Нет – 43,7 % (рисунок 15).

С ростом числа автомобилей растет и число ДТП, каждое такое происшествие приводит к расходам на восстановление автомобилей. У городских автовладельцев по их вине расходы составляют 4500–30000 и по вине другой стороны – 2000–25000 сомов.

На вопрос «Готовы ли пересесть на общественный транспорт, если ежемесячный расход будет меньше, чем при пользовании личным автомобилем?» ответили Да 48,6 % и Нет 51,4 % (рисунок 16).

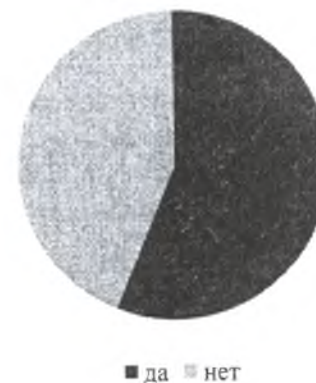


Рисунок 15 – Готовность платить 1 сом сверху за каждый литр топлива на развитие общественного транспорта

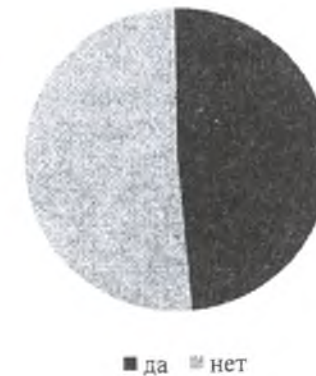


Рисунок 16 – Готовность автовладельцев пересесть на общественный транспорт

На вопрос «Готовы ли пересесть на общественный транспорт, потому что это безопаснее в плане ДТП. Кроме того, автобус или троллейбус будет соответствовать таким требованиям, как: пунктуальность движения, круглосуточное обслуживание, а покупая единый проездной билет, можно пользоваться услугой любого вида общественного транспорта в любое время суток?» ответили Да большинство респондентов (рисунок 17).

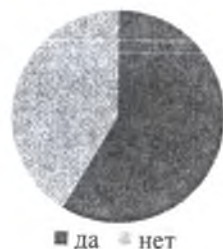


Рисунок 17 – Готовы ли пересесть на общественный транспорт, потому что это безопаснее в плане ДТП?

Исследование показывает, что население города Бишкек жаждет совершенствования работы общественного транспорта. Население готово платить больше денег, если это действительно приведет к улучшению работы общественного транспорта. Возможно, подход к общественному транспорту как к бизнесу неправилен. Общественный транспорт должен поддерживаться и обслуживаться муниципальными органами. Конечно, общественный транспорт может быть частным, но иметь поддержку городских властей – иметь субсидии и другие гарантии. Нужно повысить привлекательность с помощью гибких систем приобретения билетов. Надо уходить от оплаты за каждый проезд, который только тормозит среднюю скорость передвижения. Для этого уже существуют эффективные инструменты. Наиболее эффективным методом является теория игр Джона Нэша – математический метод изучения оптимальных стратегий в играх. Под игрой понимается процесс, в котором участвуют две стороны, ведущие борьбу за реализацию своих интересов. Каждая из сторон имеет свою цель и использует некоторую стратегию, которая может вести к выигрышу или проигрышу – в зависимости от поведения других игроков. Теория игр помогает выбрать лучшие стратегии с учетом представлений о других участниках, их ресурсах и их возможных поступках [3, 4]. Здесь, в отличие от теории Адама Смита, основанной на классическом подходе к конкуренции, подход «каждый сам за себя» уже не актуален. Джон Нэш предлагает стратегию, основанную на взаимной выгоде, когда каждая сторона стремится сделать лучше для себя, при этом делая лучше для других [3, 4]. Для общественного транспорта это применимо в реализации проездных билетов населению. Данная стратегия успешно внедрена в странах ЕС и в США. В Кыргызстане этот метод пока не апробирован, но име-

ет весьма высокие шансы на успех. Наиболее важно изучить возможности установления цен за проезд с учетом амортизации оборудования, оплаты лизинга и, конечно, доходов населения. Возможно, необходимо учесть и другие параметры.

Резюмируя, можно предложить следующее:

1. Необходимы исследования с целью определения оптимального ценообразования с учетом возможных факторов.
2. Следует апробировать теорию игр применительно к общественному транспорту.

Настоящая работа осуществлена частично за счет грантовых средств Государственного департамента Соединенных Штатов Америки. Приведенные в ней мнения, результаты и выводы принадлежат авторам и не всегда отражают позицию Государственного департамента США.

#### Литература

1. Исследование по совершенствованию городского пассажирского транспорта в г. Бишкек, Кыргызская Республика. Б., 2013. 201 с.
2. Статистический сборник Национального статистического комитета Кыргызской Республики «Кыргызстан в цифрах». Б., 2016. 352 с.
3. Петросян, Л.А. Зенкевич, Н.А., Семина, Е.А. Теория игр: Учеб. пособие для университетов. М.: Высшая школа, Книжный дом «Университет», 1998. 304 с.
4. Мазалов, В.В. Математическая теория игр и приложения. СПб. М. Краснодар: Лань, 2010. 446 с.

УДК 656.021.2/.8:711.432(045/046)

## ЖОЛ-КӨЧӨ ТАРМАКТАРЫНЫН АВАРИЯЛЫК КОРКУНУЧУН КОМПЬЮТЕРДИК ТЕХНОЛОГИЯЛАРДЫН ЖАРДАМЫ МЕНЕН БААЛОО

### КОМПЬЮТЕРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРИ ОЦЕНКЕ АВАРИЙНОСТИ УЧАСТКОВ УЛИЧНО-ДОРОЖНОЙ СЕТИ

### THE COMPUTER TECHNOLOGIES IN ASSESSING THE ACCIDENT RATE OF SECTIONS OF THE ROAD NETWORK

Л.Н. Стасенко, А.А. Бейшеналиев, Г.З. Замирова

Жолдордун кээ бир бөлүктөрүнөн авариялык коркунучтардын пайда болушу жол транспорттук мүмкүнчүлүктөргө таасир берүүчү жана көчөлөрдөгү кыймылдын салыштырмалуу коркунучтарын баалоо үчүн авариялык коэффициенттер ыкмасы колдонулат. Жыйынтыктоочу авариялык коэффициенттерди эсептөө бир нече, бир типтүү эң чоң операцияларды өзүнө камтыгандыктан, компьютердик технологияларды колдонуу максаттуу экени талашсыз.

Для выявления участков дороги, создающих угрозу возникновения аварийной дорожно-транспортной ситуации, и для оценки относительной опасности движения по участку улицы используется метод коэффициентов аварийности. Расчет итоговых коэффициентов аварийности достаточно громоздкий, содержащий несколько однотипных операций, поэтому при его выполнении целесообразно использовать компьютерные технологии.

To identify of road sections that create a threat an emergency of road traffic situation and to estimation the relative traffic risk of along a section of the street is used the accident rate method. The calculation of the total accident rates is rather cumbersome, containing several similar operations, therefore, when it is performed is advisable use the computer technologies.

**Түйүн сөздөр:** авариялык; жол-көчө тармактары; компьютердик технологиялар; баалоо; жол кыймылы.

**Ключевые слова:** авариялык; улично-дорожная сеть; компьютерные технологии; оценка; дорожное движение.

**Keywords:** accidents; street-road network; computer technologies; assessment; traffic.

В последние годы в Кыргызстане наблюдается рост автомобильных перевозок. В республике идет интенсивная автомобилизация – процесс, характерный сегодня для всего мира.

Современные тенденции развития городского движения характеризуются ростом загрузки улично-дорожной сети и скоростных качеств транспортных средств. Увеличение числа ДТП и соответственно количества жертв на улицах и дорогах, объясняется, прежде всего, несоответствием развития улично-дорожной сети возросшим объемам движения. В настоящее время на многих улицах города Бишкек интенсивность движения транспортных потоков близка к пределу их пропускной способности, а в часы «пик» нередко превышает его. Это снижает эксплуатационные показатели любого вида транспорта и увеличивает вероятность дорожно-транспортных происшествий. Без серьезной реконструкции путей сообщения или принятия мер организационно-регулирующего характера оба эти фактора вступают в конфликт, результат которого проявляется в виде аварийных ситуаций и дорожно-транспортных происшествий.

На вероятность возникновения ДТП влияет множество факторов, в числе которых параметры дорог, интенсивность движения, освещенность, состояние дорожного покрытия, коэффициент сцепления.

Существенными проблемами, оказывающими негативное влияние на уровень безопасности дорожного движения, являются:

- отсутствие освещения проезжей части и тротуаров;
- отсутствие пешеходных ограждений;
- отсутствие либо неудовлетворительное состояние тротуаров;
- отсутствие дорожной разметки;
- неудовлетворительное состояние дорог.

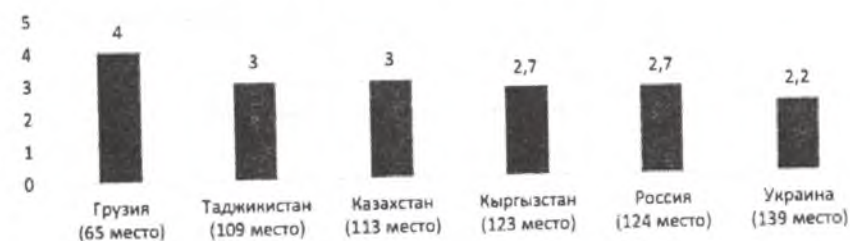


Рисунок 1 – Показатели стран СНГ в рейтинге по качеству дорог

По качеству и состоянию дорог Кыргызстан в настоящее время занимает 123 место из 144 стран (рисунок 1). Если провести сравнение с другими странами СНГ, то Россия занимает 124 место при таких же показателях, как Кыргызстан, далее следует Украина – 139

место. Лучше дороги в Казахстане – 113 место. Таджикистан занимает 109 место. Грузия находится на 65 месте [1].

Для снижения уровня аварийности на наших дорогах необходима комплексная оценка всех факторов, влияющих на количество и степень опасности ДТП.

Для выявления участков дорог, характеризующихся неудачными сочетаниями элементов, создающими возможность возникновения аварийной дорожно-транспортной ситуации, и для оценки относительной опасности движения по участку улицы (дороги) используется метод коэффициентов аварийности, разработанный профессором В.Ф. Бабковым [2]. Этот метод позволяет оценить влияние геометрических параметров дороги, состояния покрытия проезжей части и интенсивности движения на его безопасность, а также определить вероятность возникновения аварийных ситуаций, провести анализ рисков, связанных со строительством дорог и дорожных объектов. Позволяет выявить основные причины возникновения ДТП, связанные с дорожными условиями, и своевременно разработать организационно-технические мероприятия по снижению количества и тяжести ДТП.

Метод коэффициентов аварийности основан на обобщении данных статистики ДТП, удобен для анализа не только проектируемых дорог, но и находящихся в эксплуатации. Степень опасности участков дороги характеризуется итоговым коэффициентом аварийности, который представляет собой произведение частных коэффициентов, учитывающих влияние отдельных элементов и показателей:

$$K_a = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_n \quad (1)$$

где  $K_1, K_2, K_3, \dots, K_n$  – частные коэффициенты аварийности, показывающие отношение возможного количества дорожных происшествий на рассматриваемом участке дороги к среднему числу происшествий на эталонном горизонтальном прямолинейном участке дороги с двумя полосами движения, с шириной проезжей части 7,5 м, шероховатым покрытием и укрепленными обочинами.

Величина каждого частного коэффициента получена на основе обработки статистических данных о дорожно-транспортных происшествиях, совершенных при определенных дорожных условиях, на однородных по условиям движения участках улиц и дорог с различными сочетаниями элементов плана и профиля, интенсивности и состава движения, скорости движения транспортных средств, ширины проезжей части, количества полос движения и других факторов.

Для оценки влияния дорожных условий на безопасность дорожного движения в городах Б.А. Почикеев предложил использовать 16 частных коэффициентов аварийности, отражающих влияние условий движения, типичных для городских улиц. Значения частных коэффициентов аварийности в данном случае были получены на основе анализа дорожных условий и материалов статистики ДТП в городах с численностью населения от 400 тыс. до 1 млн жителей, что соответствует условиям г. Бишкек.

При расчете итоговых коэффициентов аварийности на обследуемой улице выделяются однородные по условиям движения участки с одинаковой шириной проезжей части, обочин; наличием тротуаров или пешеходных дорожек, с одним и тем же расстоянием от проезжей части до тротуаров, застройки, ограждений; с одинаковым состоянием проезжей части, обочин и др.

Итоговый коэффициент аварийности, как указывалось ранее, определяется последовательным перемножением частных коэффициентов, характерных для данного участка. Расчет итоговых коэффициентов аварийности достаточно громоздкий, содержащий несколько однотипных операций. Поэтому при его выполнении целесообразно использовать компьютерные технологии. Тем более, что при разработке мероприятий по снижению величины итогового коэффициента с использованием соответствующей программы можно быстро оценить эффективность того или иного предложения.

Расчет коэффициентов аварийности ведем с использованием программы Microsoft Excel. В программу вводятся значения частных коэффициентов аварийности, зависящие от условий движения по исследуемому участку (таблицы 1–4).

Таблица 1 – Значения частных коэффициентов аварийности  $K_1 - K_4$

Интенсивность движения					
Интенсивность движения, авт/сут	10 000	18 500	25 000	30 000	35 000
$K_1$	0,74	1,00	1,35	1,69	2,18
Состав транспортного потока					
Кол-во легковых автомобилей в потоке, %	100	75	60	40	20
$K_2$	1,00	1,00	1,21	1,57	2,05
Ширина проезжей части					
Ширина, м	8	10	12	16	21,5
$K_3$	2,94	2,46	2,09	1,53	1,00
Скорость движения транспортного потока					
Скорость движения потока, км/ч	30	40	50	56	60
$K_4$	1,38	1,18	1,04	1,00	1,04

Таблица 2 – Значения коэффициента аварийности  $K_5$  в зависимости от числа полос

Количество полос движения	1	2	3	4
Интенсивность движения до 15 000, авт/сут	Двустороннее движение			
$K_5$		1,51	1,12	
Интенсивность движения до 15 000, авт/сут	Одностороннее движение			
$K_5$	1,53	1,15		
Интенсивность движения более 15 000, авт/сут				
$K_5$		1,95	1,47	1,05
$K_5$	1,86	1,50		

Таблица 3 – Значения частных коэффициентов аварийности  $K_6 - K_{11}$ 

1	2	3	4	5	6
<b>1. Переходы расположены вне зон пересечений и примыканий</b>					
Интенсивность пешеходного движения, чел/сут	500	2250	4500	10000	15000
$K_6$	–	1,00	1,35	2,22	2,99
<b>2. Переходы расположены в зоне пересечений и примыканий</b>					
Суммарная интенсивность движения на пересечении, примыкании	10000	20000	30000	40000	50000
<b>Для необорудованного пересечения</b>					
$K_7$	1,86	2,22	2,71	3,37	4,18
<b>Для пересечения со светофорным регулированием движения</b>					
$K_7$	1,29	1,65	2,05	2,52	3,11
<b>Для необорудованного примыкания</b>					
$K_7$	1,56	1,90	2,31	2,84	–
<b>Для примыкания со светофорным регулированием движения</b>					
$K_7$	1,16	1,46	1,87	2,36	–
Суммарная интенсивность пешеходного движения на наземных переходах, пеш/сут	5000	15000	25000	35000	45000
<b>Для необорудованного пересечения</b>					
$K_8$	1,17	1,24	2,47	3,19	4,09
<b>Для пересечения со светофорным регулированием движения</b>					
$K_8$	–	1,30	1,75	2,31	3,05
<b>Для необорудованного примыкания</b>					
$K_8$	1,04	1,56	2,16	2,80	–
<b>Для примыкания со светофорным регулированием движения</b>					
$K_8$	–	1,04	1,30	1,77	–
<b>Направления движения транспортных потоков</b>					
Число пересечений транспортных потоков	0,00	1,00	3,00	5,00	7,00
Для пересечения $K_9$	–	1,06	1,58	2,00	2,56
Для примыкания $K_9$	–	1,08	1,72	–	–

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6
<b>Зависимость величины коэффициента <math>K_{10}</math> от видимости на пересечениях и примыканиях</b>					
Видимость пересечений, м	20 и менее	30,00	40,00	50,00	$\geq 60$
С пересекающей улицы $K_{10}$	3,17	2,27	1,66	1,18	–
С примыкающей улицы $K_{10}$	2,68	1,98	1,37	1,03	–
<b>Остановочные пункты пассажирского транспорта</b>					
Остановочный пункт оборудован в "кармане"	Количество полос движения				
	1	2	3	4	
$K_{11}$	–	1,56	1,12	–	
$K_{11}$	1,68	1,64	1,30	–	
Остановочный пункт расположен у бордюрного камня или кромки дороги	–	2,16	1,52	1,04	
$K_{11}$	2,00	2,24	–	–	

Причину опасности того или иного участка улицы легко выявить по соответствующему частному коэффициенту аварийности. Чем выше частный коэффициент аварийности, тем большее влияние оказывает на степень опасности характеризуемый этим коэффициентом параметр.

В качестве примера рассмотрим расчет итоговых коэффициентов аварийности на прямолинейном участке улицы Бейшеналиевой, от улицы Рыскулова до улицы Киевской, расположенном в районе Ошского рынка столицы.

Чертим схему участка улицы. Разбиваем улицу на участки с однородными условиями движения. Протяженность участков пересечений (примыканий) принимаем с учетом зоны влияния опасных элементов. Используя представленные выше таблицы, назначаем частные коэффициенты аварийности для каждого из показателей. Для показателей, не оказывающих влияния на безопасность движения на конкретном участке, значение частных коэффициентов принимаем равным 1 (допустим радиус кривой в плане на прямолинейном участке улицы). Расчет итогового коэффициента осуществляется автоматически при заполнении таблицы 5 с частными коэффициентами.

Таблица 4 – Значения частных коэффициентов аварийности  $K_{12} - K_{18}$

Расположение пешеходных переходов				
Расположение пешеходных переходов	Количество полос движения			
	1	2	3	4
В местах скопления пешеходов от 1000 и более, ч	–	3,84	3,16	–
$K_{12}^*$	4,16	3,62	3,49	–
В зоне остановочных пунктов $K_{12}$	–	2,89	2,25	1,19
$K_{12}^*$	3,21	2,74	2,57	–
На спусках с уклоном до 30 % $K_{12}$	–	2,05	1,64	1,05
$K_{12}^*$	2,44	2,14	2,05	–
На горизонтальных участках $K_{12}$	–	1,76	1,40	–
$K_{12}^*$	1,95	1,86	1,80	–

Индекс \* обозначает значение соответствующего коэффициента для узких улиц с односторонним движением

Расположение тротуаров относительно дороги	У пр. части		В 5 м		В 10 м	
	$K_{13}$	2,35		1,45		1,05
Для участков со скоплением пешеходов $K_{13}$	3,2		1,67		1,23	
<b>Освещение проезжей части и тротуаров</b>						
Особенности освещения тротуаров	Особенности освещения дороги, лк					
	0	2-3	4-5	7-8		
Тротуары не освещены $K_{14}$	2,19		1,52		1,18	
Тротуары освещены до 5 люкс $K_{14}$	1,30		1,00		–	
<b>Величина продольного уклона</b>						
Продольный уклон, %	10	15	20	25	30	35
	40					
$K_{15}$	1,00	1,12	1,29	1,50	1,72	1,95
<b>Величина радиуса кривой</b>						
Радиус кривой в плане	50 и менее		100	150	200	>200
	4,26		2,90	2,08	1,37	1
Коэффициент сцепления	1,00	1,00	1,00	0,6	0,7	0,75
	1,30	1,30	1,30	1,30	1,0	0,75

Таблица 5 – Расчет итогового коэффициента аварийности

Границы участка	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8	K9
Примыкание ул. Бейшеналиевой – ул. Рыскулова	0,74	1,21	2,46	1,04	1,51	1	1,46	1,04	1,72
Перегон ул. Рыскулова – ул. Пушкина	0,74	1,21	2,46	1,04	1,51	1	1	1	1
Пересечение ул. Бейшеналиевой – ул. Пушкина	0,74	1,21	2,46	1,04	1,51	1	1,56	1,04	1,58
Перегон ул. Пушкина – пр. Чуй	0,74	1,21	2,46	1,04	1,51	1	1	1	1
Пересечение пр. Чуй – ул. Бейшеналиевой	1	1,21	2,46	1,04	1,51	2,22	2,52	1,75	2,07
Перегон пр. Чуй – ул. Киевская	0,74	1,21	2,09	1,04	1,51	1	1	1	1
Пересечение ул. Бейшеналиевой – ул. Киевская	0,74	1,21	2,09	1,04	1,51	2,22	2,52	1,75	2,07

Границы участка	K10	K11	K12	K13	K14	K15	K16	K17	K-и
Примыкание ул. Бейшеналиевой – ул. Рыскулова	1,03	1	1,76	2,35	1,52	1,12	1	1,3	85,17
Перегон ул. Рыскулова – ул. Пушкина	1	1	1	1,45	1,52	1,12	1	1,3	11,1
Пересечение ул. Бейшеналиевой – ул. Пушкина	1,03	1	1,76	1,45	1,52	1,12	1	1,3	51,6
Перегон ул. Пушкина – пр. Чуй	1	2,16	1	1,45	1,52	1,12	1	1,3	24
Пересечение пр. Чуй – ул. Бейшеналиевой	1	1	3,84	1,67	1,18	1,12	1	1,3	1043,7
Перегон пр. Чуй – ул. Киевская	1	2,16	1	1,67	1,18	1,12	1	1,3	18,213
Пересечение ул. Бейшеналиевой – ул. Киевская	1,18	2,16	3,84	1,67	1,18	1,12	1	1,3	1672,5

Таблица 6 – График коэффициентов аварийности

График коэффициентов аварийности								
Частные коэффициенты аварийности	Значения коэффициентов							
	1		2					
Интенсивность движения $K1$	0,74	0,74	0,74	0,74	1	0,74	0,74	0
Состав транспортного потока $K2$	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	0
Ширина проезжей части $K3$	2,46	2,46	2,46	2,46	2,46	2,09	2,09	0

Продолжение таблицы 6

1	2							
Скорость движения тс К4	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	1,04	0
Число полос движения К5	1,51	1,51	1,51	1,51	1,51	1,51	1,51	0
Кол-во пешеходов на пересечении К6	1	1	1	1	2,22	1	2,22	0
Суммарная интенсивность движения на пер-нии К7	1,46	1	1,56	1	2,52	1	2,52	0
Суммарная интенсивность пешеход. движения К8	1,04	1	1,04	1	1,75	1	1,75	0
Число пересечений трансп. потоков К9	1,72	1	1,58	1	2,07	1	2,07	0
Видимость пересечения К10	1,03	1	1,03	1	1	1	1,18	0
Остановочные пункты К11	1	1	1	2,16	1	2,16	2,16	0
Расположение пешеходных переходов К12	1,76	1	1,76	1	3,84	1	3,84	0
Расстояние до тротуаров К13	2,35	1,45	1,45	1,45	1,67	1,67	1,67	0
Освещение К14	1,52	1,52	1,52	1,52	1,18	1,18	1,18	0
Продольный уклон К15	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	1,12	0
Кривые в плане К16	1	1	1	1	1	1	1	0
Ширина мостов К17	1	1	1	1	1	1	1	0
Коэффициент сцепления К18	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	0
<b>Итоговый коэффициент аварийности</b>	<b>85,17</b>	<b>11,1</b>	<b>51,58</b>	<b>24</b>	<b>1043,7</b>	<b>18,2</b>	<b>1672,5</b>	<b>0</b>
<b>Эпюра итогового коэффициента аварийности</b>	<b>85,17</b>	<b>11,1</b>	<b>51,58</b>	<b>24</b>	<b>1043,7</b>	<b>18,2</b>	<b>1672,5</b>	<b>0</b>

По результатам расчета получаем график итоговых коэффициентов (рисунок 2).

Эпюра итоговых коэфф-ов аварийности

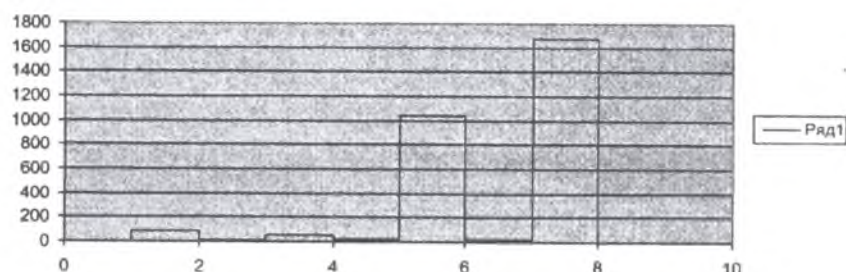


Рисунок 2 – Эпюра итоговых коэффициентов аварийности

Влияние дорожной обстановки на степень напряженности водителей при управлении автомобилями, а следовательно, и на режим движения автомобилей проявляется в значениях итоговых коэффи-

циентов аварийности, при которых наблюдаются ДТП. При организации движения на улицах города максимально возможная величина итогового коэффициента аварийности не должна превышать 30 для перегонов улиц, а для пересечений – 45. В этих случаях влияние дорожных условий на возникновения ДТП исключается.

Самыми опасными в рассмотренном примере являются 5 и 7 участки с итоговыми коэффициентами, равными 1043,7 и 1672,5 соответственно.

### Литература

1. Касмамбетова, Ч.С., Догадин, А., Шаршенбиев, Ж. Масштабы, последствия и меры профилактики ДТП в Кыргызской Республике [Электронный ресурс] / Ч.С. Касмамбетова // Национальный институт стратегических исследований Кыргызской Республики. Бишкек, 2015. 88 с. – Режим доступа: [www.nisi.kg/component/attachments](http://www.nisi.kg/component/attachments)
2. Бабков, В.Ф. Дорожные условия и безопасность движения / В.Ф. Бабков. М.: Транспорт, 1982. 285 с.

УДК 656.021.2/.8:711.432(045/046)

**БИШКЕК ШААРЫ БОЮНЧА АВТОМОБИЛИЗАЦИЯНЫН ДИНАМИКАСЫН ТАЛДОО****АНАЛИЗ ДИНАМИКИ АВТОМОБИЛИЗАЦИИ В ГОРОДЕ БИШКЕК****THE ANALYSIS OF MOTORIZATION DYNAMICS IN THE BISHKEK CITY**

Ч.О. Омурбеков

Макалада, Бишкек шаары боюнча 2005-жылдан 2016-жылдар аралыгында автомотокаражаттар паркынын өсүшүн талдоо аткарылган. Талдоо жүргүзүүдө ар кандай ыкмаларды колдонуу, коюлган маселени кеңирден изилдөөгө жол ачты. Бишкек шаарынын транспорт каражат паркынын өсүшүнүн орточо чени эсептелди.

В статье приведен анализ роста парка автомототранспортных средств в городе Бишкек в период с 2005 по 2016 год. Рассчитаны средние темпы увеличения парка транспортных средств города Бишкек.

Given the vehicle growth analysis in Bishkek during from 2005 till 2016 years. The average rates of increasing the fleet of vehicles in the city of Bishkek are calculated in this article.

**Түйүн сөздөр:** өсүү динамикасы; статистикалык берилиштер; катталган автотранспорт каражаттары; өсүү көрсөткүчү; пайыз; көрсөткүчтөрдүн өзгөрүүсүнүн орточо чени.

**Ключевые слова:** динамика роста; статистические данные; зарегистрированные автотранспортные средства; показатели роста; проценты; средние темпы изменения показателей.

**Keywords:** growth dynamics; statistics; registered vehicles; growth indicators; percentages; average rates of change in indicators.

Социально-экономическое развитие мирового сообщества предопределяет интенсивное развитие современных видов транспорта, в числе которых ведущее место занимает автомобильный транспорт. Численность автомобильного транспорта в Кыргызстане постоянно увеличивается. С каждым годом автомобили все шире используются и в народно-хозяйственных, и в личных целях.

За последние 20 лет количество автомобилей в стране выросло почти на 1000 %. С 1995 г. автопарк в Кыргызстане вырос на 936,9 % и превысил отметку в 1 000000 единиц. При этом основное количество автотранспорта (65 %) сосредоточено в столице. Помимо этого в Бишкеке ежедневно курсирует несколько тысяч

автомобилей, прибывающих из других регионов республики, ближнего и дальнего зарубежья.

Изучение статистических данных изменения зарегистрированных АМТС по городу Бишкек за 2005–2016 гг. Департамента регистрации транспортных средств и водительского состава КР показывает значительный рост активности рынка транспортных средств в городе. Согласно данным, представленным в таблице 1, по сравнению с 2005 годом число зарегистрированных единиц автототранспортных средств в городе Бишкек в 2016 г. выросло в 4,5 раза, т.е. на 452 %. Если в 2005 г. количество зарегистрированных АМТС в городе Бишкек составляло 92185 единиц, то в 2016 г. эта цифра достигла 417458 единиц.



Рисунок 1 – Динамика роста АМТС, зарегистрированных в г. Бишкек

Метод изучения многолетних изменений путем сравнения исследуемых показателей по отношению к определенному, «базовому» периоду времени позволяет сделать правильные выводы, когда тенденции изменения того или иного показателя устойчивы. Анализ данных таблицы 1 показывает, что в городе отмечается ежегодное увеличение зарегистрированных транспортных средств по отношению к 2005 г. – исходному году исследования (таблица 1). Пик роста приходится на 2013 г.



Метод сравнения показателей за два аналогичных периода времени (таблица 1), предлагает однозначный критерий поставленной цели исследования: ежегодный уровень изменения абсолютных показателей.

Таблица 1 – Рост числа автотранспортных средств, зарегистрированных в Бишкеке

Показатели	Ед. изм.	Год											
	Год	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Количество зарегистрированных АМТС	Ед.	92185	100529	104595	128076	146067	141433	160106	176834	316595	358500	383044	417458
	% к базовому 2005 г.	100	109	112,6	138,9	158,4	153,4	173,7	191,8	343,4	388,9	415,5	452,8
	% к предыдущему году	100	109	104	122,4	114	96,8	113	110,4	179	113	106,8	109

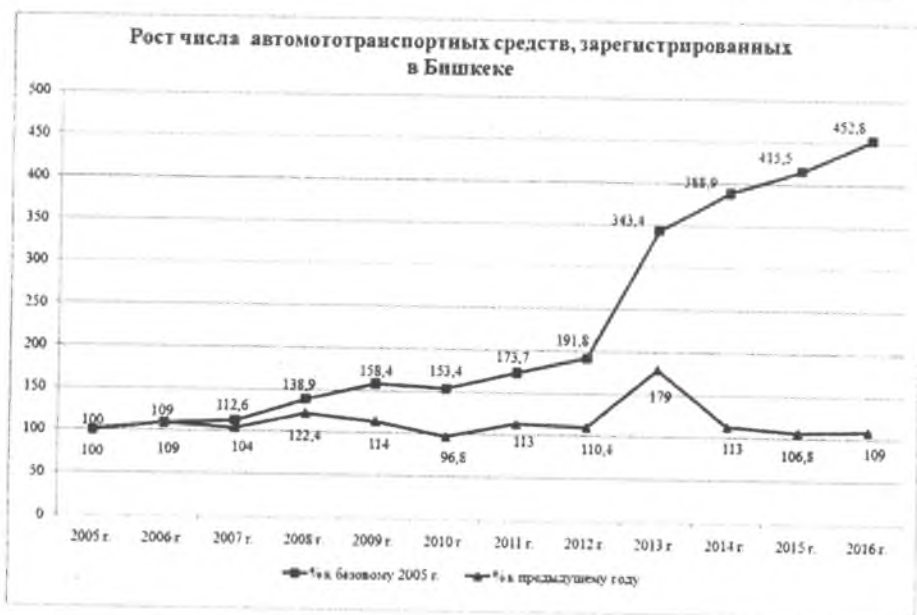


Рисунок 2 – Динамика изменения числа АМТС, зарегистрированных в г. Бишкек

Максимальный рост парка АМТС в г. Бишкек за исследуемый период, согласно данному методу, также наблюдается в 2013 г., когда численность автотранспорта возросла на 179 %, или почти в 2 раза по сравнению с предыдущим 2012 г., и на 343 % относительно 2005 г. Несколько ниже, но так же значительно возрастание рассматриваемого показателя в 2008 г. – на 139 % выше, чем в 2005 г., и на 122 % более, чем в 2007 г.

Исключение составляет 2010 г., когда из-за нестабильного положения в стране число автотранспортных средств, снятых с учета, было более зарегистрированных вновь и в результате произошло их общее уменьшение на 4634 единицы, что составляет 3 % по сравнению с 2009 г. (таблица 1). В то же время уровень транспортных средств в г. Бишкек в 2010 г. превышает аналогичные цифры 2008 г. на 13357 единиц, или более 10 % общего количества АМТС 2008 г.

Данные таблицы 1 позволяют также отметить снижение роста исследуемого показателя с 2014 г., то есть уменьшение процента прироста автотранспортных средств, зарегистрированных в г. Бишкеке по отношению к предыдущему году.

Таблица 2 – Оценка динамики роста числа автотранспортных средств по г. Бишкек по средним показателям

Показатели	Ед. изм.	2005	2006	2007	2008	2009	2010	среднее значение $P_{ср1}$	$P_{2009} : P_{ср1}$
P – количество зарегистрированных АМТС по г. Бишкек	Ед.	92185	100529	104595	128076	146067	141433	118814	1,23
Показатели		2011	2012	2013	2014	2015	2016	среднее значение $P_{ср2}$	$P_{2016} : P_{ср2}$
P – количество зарегистрированных АМТС по г. Бишкек		160106	176834	316595	358500	383044	417458	302089,5	2,54

Влияния резких изменений исследуемых показателей в отдельные годы на результаты выводов можно в значительной степени избежать, если использовать усреднение показателей, то есть проводить анализ по средним значениям. Согласно этому методу, данные за один последний период времени, допустим, за год, сравниваются со средним значением за несколько предшествующих периодов. Период усреднения принимаем 6 лет. Подсчитываем средние показатели роста АМТС за 2005–2010 и 2011–2016 годы и сравниваем их с данными последнего года, то есть в нашем случае 2010 и 2016 годы соответственно. Если рассмотреть динамику роста парка транспортных средств по средним показателям (таблица 2), то можно отметить более интенсивный рост числа АМТС по городу Бишкек в период с 2011 года по 2016 год по сравнению с периодом 2005–2010 годы в 2,5 раза:

$$P_{2009} : P_{cp1} = 1,23 < P_{2016} : P_{cp2} = 1,38.$$

$$P_{cp2} : P_{cp1} = 2,54.$$

Исходя из результатов проведенного анализа фактических данных, делаем вывод, что общая тенденция заключается в устойчивом росте числа автотранспортных средств в городе Бишкек. Следовательно, моделью изменения численности парка АМТС в столице может быть линейно возрастающая зависимость изучаемого показателя от времени.

Формула для расчета средних темпов изменения показателей в случае линейной модели выглядит следующим образом [1]:

$$k = \frac{\sum_{i=1}^n (P_i - P_{cp})(t_i - t_{cp})}{\sum_{i=1}^n (t_i - t_{cp})^2}, \quad (1)$$

где  $P_i$  – количество АМТС, зарегистрированных в городе в течение года  $t_i$ ;  $P_{cp}$  – среднее значение показателя  $P_i$  за период с 2005 по 2016 год;  $t_i$  – моменты времени (годы), для которых имеются значения анализируемого показателя  $P_i$ ;  $t_{cp}$  – середина анализируемого периода времени;  $n$  – число моментов времени, для которых имеются значения  $P_i$ .

Величины  $P_{cp}$  и  $t_{cp}$  при проведении расчета определены по формулам:

$$P_{cp} = \sum_{i=1}^n \frac{P_i}{n}, \quad (2)$$

$$t_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n}. \quad (3)$$

Результаты расчета сведены в таблица 3.

Автомобилизация – это оснащённость населения автомобилями. Автомобилизация является одним из факторов, существенно влияющих на безопасность дорожного движения и состояние автомобильных дорог. Для оценки автомобилизации используют показатель – уровень автомобилизации населения, который рассчитывается исходя из показателя среднего количества легковых автомобилей, приходящихся на 1000 жителей. Уровень автомобилизации города можно рассчитать по формуле:

$$A = \Pi_i / P,$$

где  $P$  – общая численность населения города в расчетный период (тыс. чел.).

Таблица 3 – Результаты расчета темпов роста зарегистрированных АМТС по городу Бишкек

Год	АМТС $P_i$	$P_i - P_{cp}$	$t_i$	$t_i - t_{cp}$	$(P_i - P_{cp}) * (t_i - t_{cp})$	$(t_i - t_{cp})^2$
1	2	3	4	5	6	7
2005	92185	-118267	1	-5,5	650468,5	30,25
2006	100529	-109923	2	-4,5	494653,5	20,25
2007	104595	-105857	3	-3,5	370499,5	12,25
2008	128076	-82376	4	-2,5	205940	6,25
2009	146067	-64385	5	-1,5	96577,5	2,25
2010	141433	-69019	6	-0,5	34509,5	0,25
2011	160106	-50346	7	0,5	-25173	0,25
2012	176834	-33618	8	1,5	-50427	2,25
2013	316595	106143	9	2,5	265357,5	6,25
2014	358500	148048	10	3,5	518168	12,25
2015	383044	172592	11	4,5	776664	20,25
2016	417458	162994	12	5,5	346467	30,25
Сумма	2525422	-	78	-	3683705	143
Среднее значение	210452	-	6,5	-		

$k = 3683705 / 143 = 25760$

Таким образом, согласно проведенному расчету, средние темпы увеличения парка транспортных средств города Бишкек составляют 25760 единиц в год.

При условии сохранения существующих тенденций число транспортных средств в городе Бишкек в 2020 году составит

$$П(t_i) = П_{cp} + k(t_i - t_{cp}), \quad (4)$$

где  $t_i$  – год, для которого рассчитывается число АМТС. Как и ранее, в расчетах введено «смещенное» время – если 2005 год у нас принят первым, то 2020 будет соответственно – 16. Тогда

$$t_i - t_{cp} = 16 - 6,5 = 9,5.$$

$$П_{2020} = 210452 + 25760 * 9,5 = 455172 \text{ (единиц)}.$$

Такой прогноз основан на том, что существующая тенденция роста числа транспортных средств в городе сохранится.



Рисунок 3 – Число легковых автомобилей на 1000 жителей в отдельных странах

В 2016 году парк автотранспортных средств Бишкека составлял 417458 единиц, в том числе 362971 легковых автомобилей. В настоящее время в Бишкеке проживает 1100 тысяч человек, таким образом, получаем:

$$A = 362971 / 1100 = 329 \text{ (авт. )}.$$

Таким образом, согласно проведенному расчету, в Бишкеке на 1000 жителей столицы приходится 329 авто. В целом по стране эта цифра несколько ниже и составляет 211 единиц на 1000 жителей. Но эти цифры уже сейчас больше, чем ранее планировалось как предельный уровень 200 авт./тыс. жит.

В то же время по сравнению с другими странами парк автотранспортных средств Кыргызстана не так велик (рисунок 3), а число ДТП и их жертв в расчете на 100000 автомобилей в Кыргызстане значительно выше, чем в странах с высоким уровнем автомобилизации (рисунок 4).

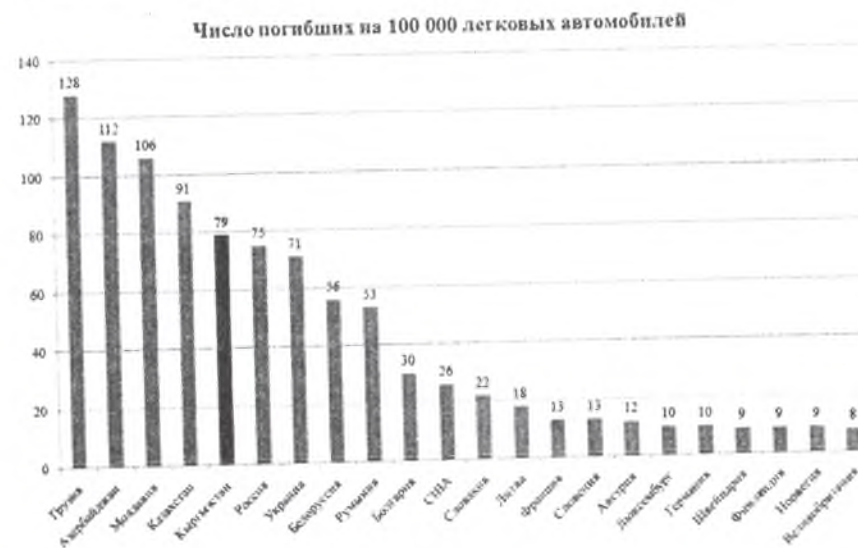


Рисунок 4 – Число погибших на 100000 легковых автомобилей в отдельных странах

Результаты анализа состояния организации дорожного движения в Бишкеке позволяют констатировать резкое отставание роста протяженности сети магистральных улиц от темпов автомобилизации. Уже в настоящее время в связи с постоянным ростом АМТС в Бишкеке увеличилась и продолжает увеличиваться нагрузка улично-дорожной сети автомобильным транспортом. Особенно перегруженным оказались центр города и центральные магистрали, что приводит к снижению скорости движения транспортного потока, возникновению заторов на них, ухудшению экологической ситуации и росту дорожно-транспортных происше-

ствий. Общая протяженность дорог Бишкека составляет 1375 км, из них только 200 км находятся в удовлетворительном состоянии, то есть асфальтобетонное покрытие этих дорог соответствует требованиям. Остальные дороги находятся в аварийном состоянии и требуют либо ремонта, либо реконструкции. Согласно генеральному плану застройки, дороги в Бишкеке рассчитаны лишь на 40–45 тысяч транспортных средств. За последние 10 лет построено лишь 14 новых дорог, т.е. с учетом иногороднего транспорта в столице на тех же дорогах сегодня эксплуатируется более 500 тысяч автомобилей.

В Бишкеке особенно ощутима диспропорция между ростом парка транспортных средств и развитием УДС, где дорожное строительство ограничивается не только финансовыми возможностями, но и существующими планировкой и застройкой. Несмотря на принимаемые меры, в условиях перенасыщения улиц и дорог транспортными средствами все негативные явления автомобилизации особенно заметны. Развитие дорожной сети должно быть жестко связано с развитием автомобилизации.

Анализ влияния уровня развития улично-дорожной сети на состояние аварийности убедительно свидетельствует о наличии определенной зависимости между этими показателями. Там, где плотность дорожной сети меньше 0,3 км дорог на 1 км<sup>2</sup> территории, резко возрастает основной показатель аварийности – число погибших людей на 100 тыс. транспортных средств (рисунок 5). То есть, если бы насыщенность транспортными средствами в нашей стране была такой же, как в западных странах, то число ДТП и пострадавших в них было бы значительно больше. Согласно мнению эксперта Всемирного банка, изучавшего вопрос безопасности дорожного движения в Кыргызстане и разработавшего проект Национальной стратегии по дорожной безопасности КР, ситуация с БДД в Кыргызстане становится все более острой и является одной из худших в мире.

Как следует из рисунок 4, в Великобритании, Норвегии, Финляндии при высоком уровне автомобилизации очень низкие показатели смертности на дорогах. Этого удалось достичь благодаря долговременной и целенаправленной политике в области безопасности дорожного движения. Безопасность дорожного движения является комплексным вопросом и требует планомерного подхода в таких областях, как дорожная инфраструктура, транспорт, образование, управление.

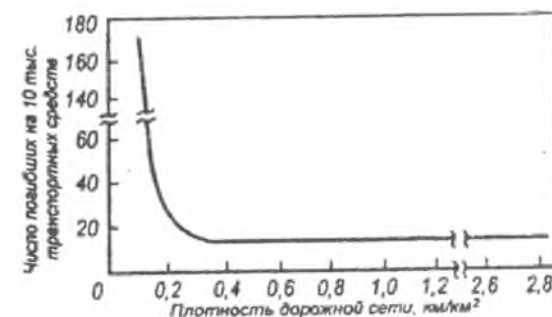


Рисунок 5 – Зависимость показателя аварийности от плотности дорожной сети

Проведенные расчеты и анализ позволяют сделать вывод, что уровень автомобилизации в Кыргызстане имеет устойчивую тенденцию к росту. Увеличение парка личных автомобилей является результатом резкого снижения качества услуг общественного транспорта. В основном это снижение обусловливается нехваткой и сокращением государственного финансирования общественного транспорта, и это вынуждает многих людей пользоваться личными автомобилями или пассажирским транспортом (микроавтобусами), чтобы удовлетворить свои потребности в передвижении. На уровень автомобилизации существенно влияет качество дорог и дорожное покрытие. А одна из основных причин низкого качества дорог и увеличения дорожно-транспортных происшествий состоит в том, что рост автомобилизации не сопровождается совершенствованием дорожно-транспортной инфраструктуры.

#### Список использованной литературы

1. Волошин, Г.Я. Анализ дорожно-транспортных происшествий. М.: Транспорт, 1987. 240 с.
2. Маткеримов, Т.Ы., Борисов, А.И., Шарова О.М. Анализ состояния и оценка уровня автомобилизации в Кыргызской Республике // Вестник КРСУ. Том 12. 2012. № 10. С. 83.
3. Список стран по количеству автомобилей на 1000 человек [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Список\\_стран\\_по\\_количеству\\_автомобилей\\_на\\_1000\\_человек](https://ru.wikipedia.org/wiki/Список_стран_по_количеству_автомобилей_на_1000_человек). 12.03.2017 г.
4. Statistical database of the UN Economic Commission for Europe (UNECE) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.w3.unece.org/pdxweb/> 12.03.2017 г.

УДК 1.629.11.012.5

**ТЕХНИКАЛЫК ТЕЙӨӨНҮН ЫРГАЛДУУЛУГУНУН  
АВТОМОБИЛДИН ШИНАЛАРДЫН МӨӨНӨТҮНӨН  
МУРДА ЖЕШИЛУУСУНО ТИЙГИЗГЕН ТААСИРИ**

**ВЛИЯНИЕ ПЕРИОДИЧНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО  
ОБСЛУЖИВАНИЯ НА ПРЕЖДЕВРЕМЕННЫЙ  
ИЗНОС АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН**

**INFLUENCE OF FREQUENCY TECHNICAL SERVICE  
ON PREMATURE WEAR OF CAR TIRES**

*Б.К. Джолдошов, К.Т. Джунуспаев*

*Бул макалада автомобилдердин шиналардын мөвнөтүнөн мурда  
жешилүүсүнө тийгизген таасири жана, техникалык тейлөөсү:*

*В данной статье рассмотрено влияние периодичности технического  
обслуживания автомобильных шин.*

*In this article are considered influence of frequency technical service of car  
tires.*

*Түйүн сөздөр: техникалык тейлөө; автомобилдердин шиналары;  
коопсуздугу.*

*Ключевые слова: техническое обслуживание; автомобильные шины;  
безопасность.*

*Keywords: technical service; car tires; safety.*

Мелкие механические повреждения покрышки – порезы, ссадины на протекторе или боковинах, а тем более мелкие порезы, проколы, разрывы каркаса, если их не устранить своевременно, приводят к тяжелым повреждениям, требующим ремонта увеличенного объема. Это объясняется тем, что при качении шины по дороге в небольшие порезы, проколы и разрывы резины и ткани каркаса набиваются пыль, песчинки, камешки и другие мелкие частицы, а также попадают влага, нефтепродукты. Песчинки и камешки при деформации катящейся шины начинают быстро перетирать резину и ткань покрышки, увеличивая размер повреждения. Влага уменьшает прочность нитей корда каркаса и вызывает их разрушение, а нефтепродукты – разрушение резины

Высокая температура шины при качении еще больше ускоряет процесс разрушения материала покрышки в местах ее повреждения. В результате небольшое отверстие от пореза или прокола постепен-

но разрастается, вызывая отслоение протектора или боковины. Частичный разрыв каркаса превращается в сквозной и приводит к расслоению каркаса и порче камеры. Небольшое механическое повреждение, своевременно не устраненное, может вызвать по мере его увеличения неожиданный разрыв шины в пути и стать причиной дорожно-транспортного происшествия. Несвоевременный ремонт больших механических и других повреждений еще больше увеличивает объем ремонта и способствует разрушению шин. Особо серьезной причиной преждевременного разрушения новых и восстановленных шин является несвоевременное их снятие с автомобиля для сдачи соответственно на первое и повторное восстановление. Если шина не прошла повторного восстановления, ресурс ее долговечности использован не полностью.

Задача предупреждения преждевременного износа и разрушения шин весьма сложна и требует умения определять его вид, безошибочно выявлять причину каждого конкретного разрушения шины. Все шины, вышедшие из эксплуатации, разделяют на две категории: с нормальным и с преждевременным износом (или разрушением). Нормальным износом или разрушением новых и первично восстановленных шин считают естественный износ, наступивший при выполнении шиной эксплуатационной нормы пробега и не исключающий ее восстановления. Нормальным износом или разрушением повторно восстановленной шины считается износ, наступивший по выполнению ею эксплуатационной нормы пробега независимо от пригодности или непригодности этой шины к последующему восстановлению. Шины с износом и разрушением, не отвечающие указанному критерию, относятся ко 2-й категории (преждевременно изношенные).

Шины с износом 1-й категории разделяются на две группы: пригодные для восстановления (сюда относятся новые и ранее восстановленные шины), и непригодные для восстановления (сюда относятся только шины, восстановленные более одного раза).

Шины с износом 2-й категории также разделяются на две группы: с износом (разрушением) эксплуатационного характера и с производственным дефектом. Износ (или разрушения) производственного характера разделен, в свою очередь, тоже на две группы: дефекты изготовления и дефекты восстановления. Детальное изучение видов износа и разрушений шин обеспечит полноценный анализ причин преждевременного отказа их в работе и проведение мероприятий, повышающих ресурс использования шин. Правильная эксплуатация

шин и систематический уход за ними являются основными условиями увеличения их срока службы. Пневматические шины предназначены для работы при определенном давлении в них воздуха. Следует учитывать, что материалы, из которых изготовлена шина, не являются абсолютно герметичными, поэтому воздух постепенно просачивается, особенно в летнее время, и давление в шине снижается. Кроме того, причинами недостаточного давления воздуха могут быть повреждение шины, неплотности золотника вентиля и деталей крепления его к ободу, несвоевременная проверка давления воздуха. Нельзя судить о внутреннем давлении в шине "на глаз" или по звуку при ударе по покрышке, так как при этом можно ошибиться на 20–30 %.

Шины с пониженным внутренним давлением имеют повышенные деформации во всех направлениях и, следовательно, при качении их протектор более склонен к проскальзыванию относительно дорожной поверхности, в результате чего рабочая поверхность шины работает на разрыв. При этом теряется эластичность, а прочность резко падает. В результате заметно снижается срок службы шин. Результатом езды с пониженным давлением воздуха в шине может явиться проворачивание покрышки на ободу. При пониженном давлении увеличивается сопротивление качению колес, и вследствие этого значительно растет расход топлива. Случайное значительное снижение давления воздуха в шине может быть своевременно обнаружено по увеличенной деформации шины, по уходу автомобиля в сторону шины с пониженным давлением и ухудшению управляемости. При этом шины быстро перегружаются и изнашиваются. При пониженном давлении воздуха уменьшается жесткость шины и повышается внутреннее трение в боковинах покрышки, что приводит к кольцевому излому каркаса.

Кольцевой излом – это повреждение покрышки, при котором нити внутренних слоев корда отстают от резины, перетираются и рвутся по всей окружности боковых стенок. Покрышка с кольцевым изломом каркаса не поддается ремонту. Внешним признаком кольцевого излома является темная полоса на внутренней поверхности шины, идущая по всей окружности. Эта полоса свидетельствует о начавшемся разрушении нитей корда. Категорически запрещается движение автомобиля на полностью спущенных шинах даже на расстоянии нескольких десятков метров, так как это вызывает тяжелые повреждения покрышек, которые не поддаются ремонту.

Увеличенное давление воздуха также приводит к снижению срока службы шин, но не так резко, как при пониженном давлении. При повышенном давлении воздуха нарастают напряжения

в каркасе. При этом ускоряется разрушение корда, увеличивается давление при взаимодействии шины с дорогой, ведущее к интенсивному износу средней части протектора. Амортизирующие свойства шины уменьшаются, и она подвергается большим ударным нагрузкам. Удар колеса о сосредоточенное препятствие (камень, бревно и др.) приводит к крестообразному разрыву каркаса шины, который восстановить невозможно.

Анализ статистических данных ДТП, совершенных на криволинейных участках горных и высокогорных дорог республики, показывает, что значительная часть их связана с потерей управляемости и устойчивости движения автомобиля, особенно на спусках многочисленных перевалов. Установлено, что 70–77 % аварий происходит вследствие бокового скольжения из-за протектора шин.

В качестве первоочередной задачи необходимо установить величины удельных боковых реакций на передние и задние оси, возникающих от возмущающих боковых реакций на передние и задние оси, в свою очередь, возникающих от возмущающих моментов центробежных, боковых сил. При этом необходимо учесть, что в общем виде уравнение момента сопротивления повороту имеет форму многочлена:

$$\sum M_c = M_{ш} + M_{\varphi} + M_f + M_L + M_g + M_{торп}, \quad (1)$$

где  $M_{ш}$  – стабилизирующий момент, обусловленный боковой эластичностью шин;  $M_f$  – момент, обусловленный сопротивлением качению колес;  $M_{\varphi}$  – момент сопротивления повороту, зависящий от трения протектора в контактной площади;  $M_g$  – момент, обусловленный трением в дифференциальной коробке;  $M_L$  – момент сопротивления повороту рулевого привода, рулевого управления;  $M_{торп}$  – момент, обусловленный разностью тормозных сил на колесах одной оси;  $z$  – общее число колес автомобиля.

Таким образом, используя теорию автомобиля, можно записать для случая поворота с торможением:

$$\frac{Y_l}{G_l} = \frac{GabV_a^2 + \sum M_c}{G_{lg}LR_{\cos\alpha}} + \frac{Ga(b^2 + p^2)}{G_{lg}L \cos\alpha} \left( \frac{1}{R} \cdot \frac{dV_a}{dt} + \frac{V_a}{2 \cos^2 \alpha} \cdot \frac{dL}{dt} \right) + \frac{I}{G_l} \cdot (P_{торп} + P_{f1}) dgL. \quad (2)$$

Аналогично рассуждая, для удельной боковой силы задней оси:

$$\frac{Y_2}{G_2} = \frac{GabV_a^2 + \sum M_c}{G_2 gLR} + \frac{G_a(ab^2 + p^2)}{G_{lg} L \cos \alpha} \left( \frac{1}{R} \cdot \frac{dV_a}{dt} + \frac{V_a}{2 \cos^2 \alpha} \cdot \frac{dL}{dt} \right) + \frac{1}{G_1} \cdot (P_{mop1} + P_{f1}) dgL. \quad (3)$$

Из выражений 1 и 2 видно, что на величину удельных боковых реакций влияет момент  $\sum M_c$ ,  $P_{mop1}$ ,  $P_f$ ,  $L$ ,  $dL/dt$ ,  $dV/dt$ .

Теперь аналитическим расчетным методом можно определить величину составляющих в порядке их значимости:

$$M_{mop1} = \frac{\sum M_{mop1}}{r_k} \left[ \frac{B_2}{2} \cdot \frac{K_2 - 1}{K_2 + 1} C_{mop} + \frac{B_1}{2} \cdot \frac{K_1 - 1}{K_1 + 1} (1 - C_{mop}) \right], \quad (4)$$

где  $\sum M_{top}$  – суммарный тормозной момент автомобиля;  $K_1, K_2$  – коэффициенты перераспределения тормозных моментов по осям;  $B_1$  и  $B_2$  – колеса;  $r_k$  – радиус качения колеса.

Шины автотранспортных средств (АТС) представляют собой дорогостоящие изделия с относительно небольшим ресурсом. Их стоимость, особенно при эксплуатации АТС в тяжелых дорожных и климатических условиях, работе в карьерах, где идет добыча полезных ископаемых, составляет значительную часть транспортных расходов. Способность нормально нагруженного колеса воспринимать или передавать касательные силы при взаимодействии с дорогой является одним из важнейших его качеств, способствующих движению автомобиля. Хорошее сцепление колеса с дорогой повышает управляемость, устойчивость, тормозные свойства, т.е. безопасность движения. Недостаточное сцепление, как показывает статистика, является причиной 5... 10 % дорожно-транспортных происшествий при движении по сухим дорогам и до 25...40 % – по мокрому.

Различают три коэффициента сцепления: при качении колеса в плоскости вращения без буксования или юза (скольжения); при буксовании или юзе в плоскости вращения колеса; при боковом скольжении колеса.

Повышение коэффициента сцепления может быть достигнуто в ущерб другим качествам шины. Пример тому – стремление повысить сцепление с мокрой дорогой расчленением рисунка протекто-

ра, что снижает прочность элементов протектора. Условия исследования предопределили необходимость использования приборов, позволяющих длительную и непрерывную фиксацию основных параметров движения. Приборы и дополнительное оборудование, установленные на автомобиле, обеспечили фиксацию времени движения и времени простоя, пути, пройденного автомобилем.

Так как графики изменения производительности автомобиля в зависимости от  $i$  и  $H$  есть совокупность эквидистантных и параллельных прямых, то производительность автомобиля с учетом указанных факторов с необходимой для инженерных расчетов точностью в общем случае движения выражается уравнением:

$$W_H = W_0 - mi - nH, \quad (5)$$

а формула оптимального веса может быть представлена в виде:

$$G_{opt} = \frac{Y_1}{\kappa_0 - mi} + X_1 - \frac{H}{\kappa_0 - mi}, \quad (6)$$

где  $W_0$  – производительность автомобиля, достигаемая на горизонтальном участке и при работе в нормальных условиях ( $H=0$ );  $m$  – коэффициент, учитывающий изменение производительности, или оптимального веса груза в зависимости от угла подъема продольного профиля дороги;  $n$  – коэффициент, учитывающий изменение производительности от высоты  $H$ ;  $\kappa_0$  – угловой коэффициент графика оптимального веса полезного груза, соответствующего  $i = 0$ .

С учетом климатических и дорожных условий в ряде стран установлены минимальные значения коэффициента сцепления в пределах 0,4...0,6. Коэффициент сцепления зависит от конструкции шины, внутреннего давления, нагрузки и других условий работы, но в большей степени от дорожных условий.

### Литература

1. Ариутин, И.В. Повышение технико-экономической эффективности автотранспортного средства в реальных условиях эксплуатации: автореферат дис. ... канд. техн. наук. М.: МАДИ, 1984. 16 с.
2. Бабков, В.Д. Дорожные условия и безопасность движения. М.: Транспорт, 1982. 288 с.
3. Зимель, Г.В. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1959. 312 с.
4. Бабков, В.Ф., Бируля, А.К., Сиденко, В.М. Проходимость колесных машин по грунту. М.: Автотрансиздат, 1959. 168 с.

5. Эксплуатация и ремонт крупногабаритных шин Э.С. Скорняков, Э.Н. Кваша, А.А. Хаменя, В.П. Бойков М.: Химия, 1991. С. 128.

6. Бусленко, Н.П. Моделирование сложных систем. М.: Наука, 1968. 354 с.

7. Новопольский, В.И., Тарновский, В.Н. Влияние основных эксплуатационных параметров на износ протектора автомобильных шин. Каучук и резина. М.: 1979, С. 39 с.

## МААРАКЕЛЕР ЮБИЛЕИ IN MEMORY

### ПОЗДРАВЛЯЕМ ЕСЕНГЕЛЬДИ БЕКСАЛИЕВИЧА БЕКСАЛОВА

Известному учёному, доктору технических наук, профессору Бексалову Есенгельди Бексалиевичу исполнилось 75 лет!

Бексалов Есенгельди Бексалович широко известен научно-технической общественности Кыргызстана как ученый и высококвалифицированный специалист в области горного машиностроения. Направление исследований Е.Б. Бексалова – разработка прогрессивной техники и технологии проходческих работ и создание высокотехнологичных машин и механизмов для горного дела и строительства. Под его руководством и при участии создан целый ряд уникальных буровых и оборочных агрегатов семейства «Аскаатеш» для гидротехнического строительства и горнодобывающей промышленности,

Деловые и творческие связи с рядом ведущих фирм мира в области техники и технологии горно-строительного производства, свободное владение немецким языком позволили ему организовать и реализовать целый ряд международных проектов. Под его руководством были разработаны и реализованы ряд конверсионных проектов в Кыргызстане и Болгарии, куда он был приглашен в качестве консультанта. Совместно с «Союзгидроспецстроем» Минэнерго СССР – ведущей организацией бывшего Союза в области гидротехнического и атомного энергетического строительства, где Е.Б. Бексалов в течение многих лет был консультантом и членом техсовета, финской фирмой «Тамрок» и Можайским заводом был разработан и реализован крупный международный проект по разработке и серийному выпуску многоцелевой гидравлической буровой установки типа СМГ-507. Совместно с всемирно известным концерном «KRUPP» из Германии был разработан,





организован и апробирован проект конверсии машиностроительного завода «Сетун» в Кыргызстане.

В 1996 г. за существенный вклад в становление и развитие горной науки Кыргызстана, подготовку инженерных и научных кадров Е.Б. Бексалов был награжден Почетной Грамотой Кыргызской Республики.

За проявленное мужество при выполнении работ по ликвидации последствий землетрясения в Ленинкане Бексалов был награжден высокой правительственной наградой – орденом «За личное мужество».

Является лауреатом ряда отечественных и международных выставок, где демонстрировались его разработки (Бишкек, Пловдив, Ганновер, Москва, Новокузнецк).

В последние годы под руководством Есенгельди Бексаловича активно и успешно реализованы в практике Кыргызстана и Казахстана разработанная им экологически безопасная ресурсосберегающая безвзрывная технология разрушения крепких пород в горном и дорожно-строительном деле.

Профессор Бексалов является автором более 100 научных работ, им подготовлены 5 кандидатов и 1 доктор технических наук.

Бексалов активен, энергичен, коммуникабелен, обладает незаурядными организаторскими способностями и пользуется заслуженным уважением ученых и специалистов Кыргызстана и полон сил для реализации новых идей и проектов.

Коллектив Института машиноведения сердечно поздравляет Бексалова Есенгельди Бексалиевича со знаменательным юбилеем и желает ему крепкого здоровья, успехов в работе, трудолюбивых учеников, творческого долголетия и семейного благополучия.

## ПОЗДРАВЛЯЕМ ЖЕНИШБЕКА УСУБАЛИЕВА

Известному учёному, кандидату технических наук, профессору Женишбеку Усубалиеву исполнилось 75 лет!

Жешишбек Усубалиев закончил Фрунзенский политехнический институт (ныне КГТУ им. И. Раззакова) в 1966 году по специальности «Автомобильный транспорт». В 1972 г. с успехом защитил кандидатскую диссертацию по специальности «Горные машины».

Ж. Усубалиев широко известный специалист в области теории механизмов и машин и деталей машин. Результаты научных исследований нашли применение в создании гидравлических бурильных машин «Импульс-9», «Импульс-586», гидравлических молотов типа «Импульс», в совершенствовании буровой головки БКГ и пневматического перфоратора ПК-70.

Ж. Усубалиевым получены 26 авторских свидетельств и патентов на изобретения, как в Кыргызстане, так и за рубежом. Многие изобретения легли в основу создания гидравлических перфораторов «Удар-2», «Удар-3», молота «Тапта». Перфораторы «Удар-2», «Удар-3» отмечены серебряной медалью ВДНХ СССР и медалью ВДНХ Киргизской ССР.

В последние годы профессор Ж. Усубалиев обосновал новое научное направление по разработке теории, расчета и конструкции водоструйной машины сверхвысокого давления для гидроабразивной обработки материалов.

По результатам научно-педагогической деятельности опубликованы 122 работы, из них 2 монографии; на кыргызском языке – учебник по теории механизмов (в соавторстве), 8 учебных пособий, русско-кыргызские словари (в соавторстве) по «Механике машин» и «Политехнический словарь», курс лекций по «Теории механизмов и машин».

Плодотворная научно-педагогическая деятельность Ж. Усубалиева была отмечена многими отраслевыми и правительственными наградами: «Отличник народного образования Киргизской ССР» (1976 г.), «Отличник ГО СССР» (1988 г.), «Заслуженный работник Национальной академии наук Кыргызской Республики» (2007 г.), «Отличник народного образования Кыргызской Республики» (2015 г.). Ж. Усубалиев – лауреат Государственной



премии Кыргызской ССР (1976 г.) и обладатель Почетной грамоты Минвуза СССР (1978 г.), Почетной грамоты ЦК ЛКСМ Киргизской ССР (1980 г.), благодарности Премьер-министра Кыргызской Республики за плодотворную работу по внедрению государственного языка (2015 г.).

Коллектив Института машиноведения сердечно поздравляет Женишбека Усубалиева со знаменательным юбилеем и желает ему крепкого здоровья, творческого долголетия, талантливых учеников и семейного благополучия.

## ПОЗДРАВЛЯЕМ МУРАТА САДЫРБЕКОВИЧА ДЖУМАТАЕВА

Джуматаеву Мурату Садырбековичу, доктору технических наук, профессору, академику Национальной академии наук Кыргызской Республики, заслуженному деятелю науки, исполнилось 60 лет!

Мурат Садырбекович является ведущим специалистом в области теории механизмов с переменной структурой (МПС), конструирования машин на их основе. Им разработаны основы структурного и кинематического анализа шарнирно-рычажных механизмов переменной структуры, раскрыты закономерности преобразования их структуры.

М.С. Джуматаевым разработаны математические модели прессов с механизмами переменной структуры для обработки металлов давлением, предложены методы описания взаимодействия рабочего органа с обрабатываемой средой. Результаты исследований и разработок использованы при создании опытных и промышленных образцов безмуфтовых прессов-автоматов, универсальных прессов и различных типов электромеханических молотков и перфораторов. М.С. Джуматаевым созданы научно-методические основы расчета ударных машин с минимальными динамическими нагрузками на опоры и привод машин. Результаты исследований реализованы в конструкциях ударных машин с двухкривошипно-ползунным ударным МПС и с разделяющимся ползуном с улучшенными динамическими характеристиками с энергией удара 5, 18 и 500 Дж.

М.С. Джуматаевым опубликовано более 130 печатных работ, в том числе 5 монографий и 7 учебных пособий для студентов машиностроительного профиля, получено 15 патентов и авторских свидетельств на изобретения. Под его руководством защищено 7 кандидатских диссертаций.

М.С. Джуматаев ведет общее руководство научно-организационной работой Института машиноведения Национальной академии наук и Инженерного центра «Шакирт» – хозрасчетного подразделения института. Под его руководством Институт машиноведения не только выстоял в трудные для науки 90-е годы, но и смог найти нишу в научно-практической реализации своих результатов. Институтом были разработаны и созданы машины для горного дела, промышленного и гидротехнического строительства. Было привлечено внебюджетных средств на сумму около 50 млн сомов.



Академик М.С. Джуматаев уделяет много внимания развитию технического образования: по совместительству заведует кафедрой «Горная электромеханика» Института горного дела и горных технологий им. У. Асаналиева, читает курс лекций по дисциплине «Горные машины и комплексы» в Кыргызском техническом университете им. И. Раззакова.

Большую работу проводит М.С. Джуматаев по аттестации высококвалифицированных кадров в качестве председателя диссертационного совета по защите докторских диссертаций при Институте машиноведения НАН КР и председателя экспертного совета по машиностроению, строительству, архитектуре, технологии и мелиорации Высшей аттестационной комиссии Кыргызской Республики.

Коллектив Института машиноведения НАН КР поздравляет Мурата Садырбековича с юбилеем, желает ему крепкого здоровья, активной плодотворной работы, новых творческих идей, перспективных проектов, надежных партнеров и плодотворной работы в осуществлении всех замыслов.

## УВАЖАЕМЫЕ АВТОРЫ!

Направляя статью в редакцию журнала «Машиноведение», автор (соавторы) на безвозмездной основе передает(ют) издательству на срок действия авторского права по действующему законодательству Кыргызской Республики исключительное право на использование статьи или отдельной ее части (в случае принятия редколлегией журнала статьи к опубликованию) на территории всех государств, где авторские права в силу международных договоров Кыргызской Республики являются охраняемыми, в том числе следующие права: на воспроизведение, на распространение, на публичный показ, на доведение до всеобщего сведения и переработку (и исключительное право на использование переведенного и/или переработанного произведения вышеуказанными способами), на предоставление всех вышеперечисленных прав другим лицам.

Одновременно со статьей автор (соавторы) направляет (ют) в редакцию подписанный **Договор о публикации статьи и Лицензионный договор** на право использования научного произведения в журнале.

Бланки договоров размещены на сайте журнала «Машиноведение» по адресу: <http://imash.kg/index.php/izdatel>.

На этом же сайте размещены **Требования к оформлению статей**.

**Убедительная просьба выполнять следующие требования:**

1. **Наименования всех направляемых авторами файлов должны иметь следующие форматы:**

- «фамилия, и.о. автора статьи, статья.docx»;
- «фамилия, и.о. автора статьи, авт. заявление.pdf»;
- «фамилия, и.о. автора статьи, рецензия.pdf».

2. **Статьи представляются в формате \*.docx.**

3. При онлайн-регистрации разрешается прикреплять ТОЛЬКО архивированные файлы в формате .zip и .rar.

4. **Авторское заявление, рецензия и другие материалы представляются в электронном виде \*.pdf, после принятия к опубликованию – в бумажном виде (распечатка в 2-х экземплярах на лазерном принтере с разрешением минимум (600 dpi.)).**

5. **Файлы направляйте по адресу: [machinery.kg@gmail.ru](mailto:machinery.kg@gmail.ru)**

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**Бакирова Назгуль Асанкановна** – преподаватель Ошского технологического университета, аспирант кафедры «Технология легкой промышленности». Тел.: (+996) 773- 141-121, e-mail: bnazka85@gmail.com.

**Бейшеналиев Алик Акынбекович** - и.о. доцента кафедры Организация дорожного движения Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова. г. Бишкек. Тел.: (+996) 555-83-85-76, e-mail: alikea@mail.ru,

**Бердикожоев Данияр Амантурович** - мастер Муниципального предприятия Бишкек асфальт сервис, г. Бишкек, ул. Чокморова, 256. Тел.: (+996 707) 88-08-48, e-mail: berdikojoev88@mail.ru.

**Джолдошов Бекжан Кумушбекович** - старший преподаватель кафедры Эксплуатация транспортных средств Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им.Н.Исанова, г. Бишкек. Тел.: (+996 312) 545698, e.mail: b.djoldoshov@mail.ru.

**Джуматаев Мурат Садырбекович** - директор Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, доктор технических наук, профессор, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, тел.+(996 312)-54-11-13.

**Джунуспаев Кубат Тенирбергенович** - преподаватель кафедры Эксплуатация транспортных средств Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им.Н.Исанова, г. Бишкек, Тел.: (+996 312) 545698, e.mail: Kuba3311@mail.ru.

**Еремьянц Виктор Эдуардович** – профессор Кыргызско-Российского Славянского университета, доктор технических наук, профессор, г. Бишкек, ул. Киевская 44, e-mail: eremjants@inbox.ru.

**Замирова Гулназ Замировна** - учебный мастер кафедры Организация дорожного движения Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Иса-

нова, г. Бишкек, Тел.: +(996) 703-36-21-51

**Зыкова Елена Павловна** – доцент Кыргызского технического университета им. И. Раззакова, кандидат технических наук, г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова, 66. Тел. : + (996 312) 59-51-98, e-mail: zykova-lena21@mail.ru

**Исманов Медербек Марипжанович** - проректор по науке Кыргызско-Узбекского университета, кандидат технических наук, доцент, г. Ош, ул. Н. Исанова, 79, e-mail: ismanov1970@mail.ru.

**Исманов Омурбек Марипжанович** - старший преподаватель Ошского технологического университета им. М.М.Адышева, 714018, г. Ош, ул. Исанова, 81, e-mail: omurbek22@mail.ru.

**Кадыров Эрмек Тургамбаевич** - старший преподаватель кафедры Организация перевозок и безопасность движения КГТУ им. И.Раззакова, г. Бишкек, пр-т Айтматова, 66. Тел.: +(996 312) 54-51-24. E-mail: kadet-dosoi@mail.ru

**Квитко Светлана Ильинична** – ученый секретарь Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, тел.+(996 312)-54-11-49, e-mail: kvitko\_si@rambler.ru.

**Мамасаидов Мухаммаджан Ташалиевич** - профессор Кыргызско-Узбекского университета, доктор технических наук, профессор, г. Ош, улица Н. Исанова, 79.

**Муктарбек уулу Куват** - доцент кафедры Технология машиностроения Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова, кандидат технических наук, г. Бишкек, пр-т Айтматова, 66. Тел.: +(996 312) 54-51-47, e-mail: kubat76@mail.ru.

**Омурбеков Чынгыз Омурбекович** - преподаватель кафедры Организация дорожного движения» Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова, г. Бишкек, Тел.: +(996) 554-99-44-94, *chyngyz.91@mail.ru*

**Райымбабаев Талай Омурбекович** – инженер лаборатории Камнедобывающих комплексов Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики. e-mail: taalay\_88\_88@mail.ru

**Советбеков Болотбек** - доцент кафедры Автомобильный транспорт Кыргызско-Российского Славянского университета им.Б.Ельцина, кандидат технических наук, г. Бишкек, пр. Чуй ба, корпус 6. Тел.: +(996 312) 36-02-60, e-mail: bolot\_s79@mail.ru.

**Стасенко Людмила Николаевна** - доцент кафедры Организация дорожного движения Кыргызского государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова, доцент, г. Бишкек. Тел.: +(996) 550-99-51-51.

**Ураимов Мамасабыр** – заведующий лабораторией Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, доктор технических наук, профессор, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, тел.+(996 312)-54-11-40, e-mail: uraimov47@yandex.ru.

**Усубалиев Женишбек** – главный научный сотрудник Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, профессор, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23. Тел.: +(996 312) 54-97-51. E-mail: kdk\_318@mail.ru.

**Эликбаев Канатбек Токтобаевич** – заведующий лабораторией Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23. Тел.:+(996 312) 54-97-51. e-mail: kdk\_318@mail.ru.

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Bakirova Nazgul Asankanovna** – lecturer and postgraduate student of the Department “Technology of light industry” of OshTU. Tel.: (+996) 773- 141-121, e-mail: bnazka85@gmail.com.

**Beishenaliev Alik Akynbekovich** - the assistant of professor of the department «The traffic organization» of the Kyrgyz state university of construction, transport and architecture named N.Isanov (*KSUCTA*), Bishkek city, Kyrgyzstan, 0555-83-85-76 alikea@mail.ru

**Berdikozhiev Daniyar Amanturovich**- Master of Municipal enterprise Bishkek asphalt Service, Bishkek, Chokmorov Street, 256. Tel. : + (996 707) 88-08-48. E-mail: berdikojev88@mail.ru.

**Djumataev Murat Sadyrbekovich** - Director of machinery researching institute of National academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Doctor of Technical Sciences, Professor, Bishkek, str. Skryabin, 23.

**Dzholdoshov Bekzhan Kumushbekovich** - the senior teacher of Operation of Vehicles (OV) department of the Kyrgyz state university of construction, transport and architecture of N. Isanov, Bishkek. Еуд t. (0312) 545698, e.mail: b.djoldoshov@mail.ru.

**Dzhunuspayev Kubat Tenirbergenovich**, the teacher of Operation of Vehicles department of the Kyrgyz state university of construction, transport and architecture of N. Isanov, Bishkek. Tel.: +(996 312) 545698, e.mail: Kuba3311@mail.ru.

**Elikbaev Kanatbek Toktobaevich** - Head of Laboratory of stone extractive complexes of machinery researching institute of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, PhD, Street, Bishkek. Scriabin, 23, tel. : + (996 312) 54-97-51. E-mail: kdk\_318@mail.ru.

**Eremyants Victor E.** - Professor of the Kyrgyz-Russian Slavic University, Doctor of Technical Sciences, Professor Str., Bishkek, Kiev 44, e-mail: eremjants@inbox.ru.

**Ismanov Mederbek Maripzhanovich** - Vice-Rector for Science of the Kyrgyz-Uzbek University, Candidate of Technical Sciences , Associate Professor, Osh, street N. Isanova, 79, e-mail: ismanov1970@mail.ru.

**Ismanov Omurbek Maripzhanovich** - Senior Lecturer of the Osh Technological University M.M.Adysheva, 714018, c/Osh, str. Isanova 81, e-mail: omurbek22@mail.ru

**Kadyrov Ermek Turgambaevich** - Senior lecturer of the department "Organization of transportation and traffic safety" KSTU named after I.Razzakov, Bishkek, Prospect Aitmatov, 66. Tel. : + (996 312) 54-51-24, e-mail: kadet-dosoi@mail.ru.

**Kvitko Svetlana Ilinichna** – scientific secretary of machinery researching institute of National academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Candidate of Technical Sciences, senior research associate, Bishkek, Scriabin St., 23, tel.:+ (996 312)-54-11-49, e-mail: kvitko\_si@rambler.ru.

**Mamasaidov Muhammajan Tashalievich** - professor of the Kyrgyz-Uzbek University, Doctor of Technical Sciences, Professor, Osh, street N. Isanov 79.

**Muktarbek uulu Kuvat** - Associate professor of the department of mechanical engineering of the Kyrgyz State Technical University of Technology named after I. Razzakov, Ph.D., Bishkek, Prospect Aitmatov, 66. Tel. : +(996 312) 54-51-47. E-mail: kubat76@mail.ru.

**Omurbekov Chyngyz Omurbekovich** - Lecturer of the department «Traffic organization» Kyrgyz State University of Construction, Transport and Architecture n.a. N. Isanov, Bishkek, Tel.: +(996 554-99-44-94, , e-mail: chyngyz.91@mail.ru.

**Raiymbabaev Talai Omurbekovich** is an engineer at the laboratory Stone-mining Complex of machinery researching institute of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic. e-mail: taalay\_88\_88@mail.ru

**Sovetbekov Bolotbek** - Associate Professor of "Road Transport" department KRSU named after B. Eltsin Ph.D., Bishkek, Chui Avenue 6a, the housing 6. Tel.: + (996 312) 36-02-60, e-mail: bolot\_s79@mail.ru.

**Stasenko Ludmila Nikolaevna** - the assistant of professor of the department «The traffic organization» of the Kyrgyz state university of construction, transport and architecture named N.Isanov, Bishkek city, 0550-99-51-51.

**Uraimov Mamasabyr** - Head of the Laboratory of machinery

researching institute of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Doctor of Technical Sciences, Professor, Bishkek, str. Skryabin, 23, tel.: + (996 312)-54-11-40, e-mail: uraimov47@yandex.ru.

**Usubaliev Jenishbek** - Chief Researcher of the Institute of machinery researching institute the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, PhD, Professor, Bishkek, str. Scriabin, 23. Tel. : + (996 312) 54-97-51. E-mail: kdk\_318@mail.ru.

**Zamirova Gulnaz Zamirovna** - the educational master of the department «The traffic organization» of the Kyrgyz state university of construction, transport and architecture named N.Isanov (KSUCTA), Bishkek city, Kyrgyzstan, 0703-36-21-51

**Zykova Elena Pavlovna** - Associate Professor of the Kyrgyz State Technical University named after. I. Razzakov, Candidate of technical sciences, Bishkek, Aytmatov Ave, 66. Tel.: + (996 312) 59-51-98, e-mail: zykova-lena21@mail.ru.

## ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ И ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЕЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ В ЖУРНАЛЕ «МАШИНОВЕДЕНИЕ»

Уважаемые коллеги! Обращаем ваше внимание: редколлегия сборника оставляет за собой право не включать в сборник статьи, не соответствующие требованиям (в том числе к объёму текста, к оформлению таблиц и иллюстраций).

Язык публикации статьи	Русский, кыргызский, английский
Общий объем статьи (включая заголовок, аннотация, ключевые слова, текст, литературу)	<b>Объем</b> статей: до 20 000 знаков с пробелами. При этом <b>объем статьи в листах А4</b> : от 5 до 8 страниц вместе с аннотацией. <b>Оформление:</b> шрифт Times New Roman, <b>12 кегль</b> обычный интервал между буквами; поля 2 см со всех сторон; выравнивание текста по ширине; автоматическая расстановка переносов; все латинские и греческие буквы в тексте, формулах (кроме индексов) и таблицах — курсив; цифры, скобки, функции — прямые
УДК	Перед заглавием статьи проставляется код УДК в верхнем левом углу первой страницы
Название статьи	Название статьи должно быть набрано строчными буквами, 13 кегль, полужирным шрифтом по левому краю. Приводится на кыргызском, русском и английском языках. <b>Обратите внимание, что в конце заголовка точка не ставится!</b>
Авторы. Межстрочный интервал 1	После названия научной статьи указывается: ФИО каждого автора: - сначала указывается имя, потом отчество, после него – фамилия – <b>И.И. Бакытов</b> . Шрифт – курсив, выравнивание слева
Аннотация. Межстрочный интервал 1	Приводится на <b>кыргызском, русском и английском языках</b> . 50-120 слов (как правило, это 6-8 предложений, не более 10 строк). Текст не должен быть разделен на

	абзацы. В аннотации не допускается цитирование. Аббревиатуры должны быть расшифрованы. Шрифт – обычный, размер шрифта – <b>11 пт</b> . Межстрочный интервал 1 Форматирование выравниванием по ширине страницы
Ключевые слова	Приводятся на <b>кыргызском, русском и английском языках</b> . Ключевые слова или словосочетания отделяются друг от друга точкой с запятой
Требования к содержанию статьи и ее оформлению. Межстрочный интервал 1,5	После ключевых слов нужно представить текст самой статьи. Текст может разбиваться на подглавы или придерживаться следующей логической структуры при написании: введение, методика, основная часть, выводы, литература. Статья оформляется только в текстовом редакторе Microsoft Office. Размер шрифта и интервал между строками должен быть одинаковым по всему тексту. Абзацы («красная строка») – 1 см, должны выставляться автоматически, а не с помощью клавиши "пробел". Наличие двойных или тройных пробелов не допустимо. При первом употреблении аббревиатур <b>обязательно</b> указывать их расшифровку. Убрать текст В рукописи должны применяться единицы Международной системы
Требования к таблицам, рисункам и формулам. Межстрочный интервал 1	Текст может содержать таблицы. Таблицы в тексте должны быть выполнены в редакторе Microsoft Word (не отсканированные и не в виде рисунка). Каждая таблица снабжается заголовком и вставляется в текст после абзаца с первой ссылкой на нее. Название таблицы приводится <b>над таблицей слева</b> с выравниванием по ширине. Текст в таблицах – интервал одинарный, шрифт 11 Times New Roman Все составляющие формул должны быть оформлены в макросе «Math Type» (программа Word). Рисунки должны допускать перемещение в тексте и возможность изменения размеров. Каждый рисунок снабжается надписью и вставляется в текст после абзаца с первой ссылкой на него. Форматирование названия и номера рисунка – шрифт обычный, размер – 11 пт, выравнивание по центру, интервал – одинарный.

	<p>Графические рисунки должны быть хорошего качества. Если есть надписи, то текст должен отображаться четко.</p> <p>Фотографии должны быть с разрешением минимум 300 dpi (предпочтительно 1200 dpi.). Формат рисунков и фотографий – Gif, Jpeg.</p> <p>Количество рисунков – не более 3-х, формул – не более 10 (если формул больше, то стоимость публикации увеличится). Количество таблиц не ограничено.</p> <p><b>Обратите внимание, что в конце названия таблицы и рисунка точка не ставится!</b></p>
Нумерация страниц и колонтитулы	Не используйте колонтитулы. Нумерация страниц производится внизу справа, начиная с 1-ой страницы.
Требования к источникам, используемым в статье. Оформление ссылок и списка литературы	<p>При заимствовании материала из других источников ссылка на эти источники обязательна.</p> <p>Ссылки в тексте оформляются квадратными скобками.</p> <p>Источники указываются в порядке цитирования в тексте.</p> <p>На все источники из списка литературы должны быть ссылки в тексте.</p> <p>Список литературы оформляется по ГОСТ 7.05-2008.</p> <p>Библиографическая ссылка. Общие требования и правила составления</p>
Сведения об авторе(ах)	<p>Рукопись должна быть подписана авторами с указанием (<b>обязательно</b>):</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– фамилия, имя, отчество всех авторов полностью (на русском и английском языке);</li> <li>– полное название организации – место работы каждого автора в именительном падеже, страна, город (на русском и английском языке). Если все авторы статьи работают в одном учреждении, можно не указывать место работы каждого автора отдельно;</li> <li>– адрес электронной почты для каждого автора;</li> <li>– почтовый адрес и номер телефона для контактов с авторами статьи (можно один на всех авторов).</li> </ul> <p><b>опционально</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– должность, звание, ученая степень;</li> <li>– другая информация об авторах.</li> </ul>
Условия публикации	<p>Журналу присвоен международный индекс ISSN.</p> <p>Все статьи обязательно подлежат редакции (научной и технической).</p> <p>В конце рукопись подписывается научным редактором.</p> <p>Редакционная коллегия журнала оставляет за собой право отказать в публикации авторам статей, не соответствующих уровню журнала.</p>

	<p>Публикация оплачивается организацией, представившей статью, или автором.</p> <p>Стоимость одной страницы формата А4 составляет 150 сомов</p>
--	---

Наименования всех направляемых авторами файлов должны иметь следующие форматы:

- «фамилия, и.о. автора статьи, статья.docx»;
- «фамилия, и.о. автора статьи, авт. заявление.pdf»;
- «фамилия, и.о. автора статьи, рецензия.pdf».

Статьи представляются в формате \*.doex.

При онлайн-регистрации разрешается прикреплять ТОЛЬКО архивированные файлы в формате .zip и .rar.

Авторское заявление, рецензия и другие материалы представляются в электронном виде \*.pdf, после принятия к опубликованию – в бумажном виде (распечатка в 2-х экземплярах на лазерном принтере с разрешением минимум (600 dpi.)).

Файлы направлять по адресу: machinery.kg@gmail.ru



## МАЗМУНУ

### МЕХАНИЗМДЕР ЖАНА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯТЫ

- Исманов О.М.* Уруп-бурулуучу механизми менен кол перфораторлору өзгөрмө түзүлүш механизми негизинде машина жаратуу тармагындагы жаңы багыт.....3
- Зыкова Е.П.* Пресстеп-жыйнагычтын таңгактоочу ийилчээк жибин (байланышынын) эсептөө методикасы.....12

### МАШИНАЛАРДЫН ДИНАМИКАСЫ ЖАНА БЕКЕМДҮҮЛҮГҮ

- Еремьянц В.Э.* Ийримуунактуу-термелгичтүү ургу машиналардын динамикасына уруу учурунда ылдамдыктын калыбына келтирүү коэффициентинин таасири .....19
- Бакирова Н. А., Джуматаев М. С.* Асинхрондук электроркыймылдаткычтын математикалык модели .....27

### ТОО ЖАНА ЖОЛ КУРУУЧУ МАШИНЕЛЕР

- Ураимов М., Квитко С.И.* Бургулоочу аспабы өзүнчө буралчу гидравликалык перфораторду жасоо жана сыноо жыйынтыктары .....35
- Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Райымбабаев Т.О.* Жогорку жана өтө жогорку басымдагы тыгыздоочу түзүлүштөрдөгү эксперименталдык жана аналитикалык саркындынын көлөмүн аныктоо .....42

### Мамасаидов М.Т., Исманов М.М.

- Таш кесүүчү машинанын чынжырдуу жумушчу органынын конструкциясын негиздөө жана жаңы үлгүсүн жаратуу .....54

## УНААЛАР

- Муктарбек уулу К., Советбеков Б., Кадыров Э.Т., Бердикожоев Д.А.* Айдоочулар менен жөө жүрүүчүлөрдүн ортосундагы көрүү байланышын кошумча маалымат каражаттарын колдонуу менен жакшыртуу .....63
- Муктарбек уулу К., Кадыров Э.Т.* Бишкек шаарынын эл ташуучу транспортторунун актуалдык көйгөйлөрү .....68
- Стасенко Л.Н., Бейшеналиев А.А., Замирова Г.З.* Жол – көчө тармактарынын авариялык коркунучун компьютердик технологиялардын жардамы менен баалоо.....82
- Өмүрбеков Ч. Ө.* Бишкек шаары боюнча автомобилизациянын динамикасын талдоо .....92
- Джолдошов Б.К., Джунуспаев К.Т.* Техникалык тейлөөнүн ыргалдуулугунун автомобилдин шиналардын мөөнөтүнөн мурда жешилүүсүнө тийгизген таасири .....102

## МААРАКЕЛЕР

- Поздравляем *Есенгельди Бексалиевича Бексалова* .....109
- Поздравляем *Женишбека Усубалиева* .....111
- Поздравляем *Мурата Садырбековича Джуматаева* .....113
- Авторлор тууралуу маалыматтар .....116
- «Машинатаану» басмалоо үчүн макалалардын мазмунуна жана бүткөн түрүнө келтирүүгө талаптар.....122

## СОДЕРЖАНИЕ

## ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

- Исманов О.М.* Ручные перфораторы с ударно-поворотным механизмом – новое направления в области создания машин на основе механизмов переменной структуры ..... 3
- Зыкова Е.П.* Методика расчета гибкой нити (связи) упаковщика пресс-подборщика ..... 12

## ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ МАШИН

- Еремьянц В.Э.* Влияние коэффициента восстановления скорости при ударе на динамику кривошипно-коромысловых ударных машин ..... 19
- Бакирова Н. А., Джуматаев М. С.* Математическая модель асинхронного двигателя ..... 27

## ГОРНЫЕ И СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ

- Ураимов М., Квитко С.И.* Результаты создания и испытания гидравлического перфоратора с независимым механизмом поворота ..... 35
- Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Райымбабаев Т.О.* Экспериментальное и аналитическое определение количества утечек в уплотнительных устройствах высокого и сверхвысокого давления ..... 42
- Мамасаидов М.Т., Исманов М.М.* Обоснование конструкции и создание нового образца цепного рабочего органа камнерезной машины ..... 54

## ТРАНСПОРТ

- Муктарбек уулу К., Советбеков Б., Кадыров Э.Т., Бердикожоев Д.А.* Улучшение зрительного контакта между пешеходами и водителями с применением дополнительных средств информирования ..... 63
- Муктарбек уулу К., Кадыров Э.Т.* Современные проблемы развития общественного транспорта города Бишкек ..... 68
- Стасенко Л.Н., Бейшеналиев А.А., Замирова Г.З.* Компьютерные технологии при оценке аварийности участков улично-дорожной сети ..... 82
- Өмүрбеков Ч. Ө.* Анализ динамики автомобилизации по городу Бишкек ..... 92
- Джолдошов Б.К., Джунуспаев К.Т.* Влияние периодичности технического обслуживания на преждевременный износ автомобильных шин ..... 102

## ЮБИЛЕИ

- Поздравляем *Есенгельди Бексалиевича Бексалова* ..... 109
- Поздравляем *Женишбека Усубалиева* ..... 111
- Поздравляем *Мурата Садырбековича Джуматаева* ..... 113
- Сведения об авторах ..... 116
- Требования к содержанию и оформлению статей для публикации в журнале «Машиноведение» ..... 122

## CONTENTS

### THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES

<i>Ismanov O.M.</i> Hand drills with impact-rotary mechanism - a new direction in the field of machines based on variable structure mechanisms.....	3
<i>Zykova E.P.</i> Method for calculating the flexible thread (connection) of the packer of the baler .....	12

### DYNAMICS AND STRENGTH OF MACHINES

<i>Eremiants V.E.</i> Influence of the speed recovery coefficient after impact on dynamics crank-rocker impact machines.....	19
<i>Bakirova N.A., Djumataev M.C.</i> Mathematical model of an induction motor.....	27

### MINING AND ROAD CONSTRUCTION MACHINES

<i>Uraimov M., Kvitko S.I.</i> Results of creation and test of hydraulic perforator with the independent mechanism of turn .....	35
<i>Usubaliev J., Elikbaev K.T., Raiymbabayev T.O.</i> Experimental and analytical determination of the amount of leakage in sealing devices and ultra-high pressure .....	42
<i>Mamasaidov M.T., Ismanov M.M.</i> The substantiation of the design and the creation of a new sample of the chain working organ of the fire-proof machine .....	54

## TRANSPORT

<i>Muktarbek uulu K., Sovetbekov B., Kadyrov T.T., Berdikozhoyev D.A.</i> Improvement of the eye contact between the driver and the pedestrian while crossing the crosswalk .....	63
<i>Muktarbek uulu K., Kadyrov E.T.</i> Existing problems of public transport development of the city Bishkek .....	68
<i>Stasenko L.N., Beishenaliev A.A., Zamirova G.Z.</i> The computer technologies in assessing the accident rate of sections of the road network.....	82
<i>Omurbekov Ch.O.</i> The analysis of motorization dynamics in the Bishkek city .....	92
<i>Dzholdoshov B. K., Dzhunuspayev K. T.</i> Influence of frequency technical service on premature wear of car tires .....	102

## ANNIVERSARY

Поздравляем <i>Есенгельди Бексалиевича Бексалова</i> .....	109
Поздравляем <i>Женишбека Усубалиева</i> .....	111
Поздравляем <i>Мурата Садырбековича Джуматаева</i> .....	113
Information about the authors.....	116
Requirements for the contents and formatting of articles for the publication in Machine science's Journal.....	122

**МАШИНОВЕДЕНИЕ**  
**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ**

**5**

Подписано в печать 25.09.17  
Формат 60x84  $\frac{1}{8}$ . Печать офсетная.  
Объем 16,5 п.л. Тираж 100 экз.

