



УДК 621.331

АСАНОВ А.А., КГУСТА им. Н.Исанова, Бишкек, Кыргызская Республика,
e-mail Asanov52@mail.ru
ASANOV A.A., KGUSTA im. N.Isanova, Bishkek, Kyrgyz Republic.

МУРАТОВ А.М., КУПС, Алматы, Республика Казахстан? e-mail kups1@mail.ru
MURATOV A.M., KUPS, Almaty, The Republic of Kazakhstan.

АСЕМХАНУЛЫ А., КУПС, Алматы, Республика Казахстан, e-mail Asanov52@mail.ru
ASEMKHANULY A., KUPS, Almaty, The Republic of Kazakhstan.

Ж.К.НИЯЗОВА, КУПС, Алматы, Республика Казахстан, e-mail Asanov52@mail.ru
NIYAZOVA J.K., KUPS, Almaty, The Republic of Kazakhstan.

ДИНАМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ОДИНОЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

DYNAMIC PROCESS OF A SINGLE DRIVER TRANSPORT FACILITIES

Макалада унаа дөңгөлөктөрүнүн жүрүү мүмкүнчүлүктөрү каралган, тоскоолдуктарды жетелөөчү дөңгөлөктүн кыртыш менен болгон чиркештүүлүгү аркылуу жоюп өтүүсү изилденген.

Өзөк сөздөр: машиненин өтүүчүлүгү, жүрүүчү бөлүгү, дөңгөлөк, тоскоолдуктар.

В статье рассматриваются вопросы проходимости движителей, исследуется условие преодоление движителем порогового препятствия по сцеплению колес с грунтом и преодоление его одним ведущим колесом.

Ключевые слова: Проходимость транспортной машины, движитель, колесо, препятствия.

The article deals with the issues of patency of propulsion, examines the condition for the propulsion of the threshold obstacle to the adhesion of wheels with the ground and overcoming it with one driving wheel.

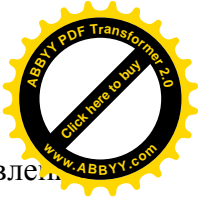
Key words: maneuverability of the transport vehicle, propulsion, wheel, obstacles.

Для работы транспортных средств в условиях бездорожья, временного ухудшения почвенно-грунтовых условий, болот и на снегу необходимо повысить их касательную силу P_k тяги и сохранить значения показателей тягово-сцепных свойств, полученных в обычных условиях. Тягово-сцепные свойства оцениваются тремя измерителями: коэффициентом f сопротивления качению машины, коэффициентом $\varphi_{сц}$ сцепления движителей с грунтом и буксованием δ при различных значениях измерителей опорно-временных свойств.

Движитель преобразует мощность N_c движителя и касательные силы инерции M_i/r_k вращающихся частей силовой передачи в касательную силу P_k тяги машины. Проходимость машины тем выше, чем больше касательная сила P_k тяги, которую способен развить движитель, и чем меньше сила P_f сопротивления перекачиванию машины.

Проходимость машины определяется соотношением касательной силы P_k и силы R сопротивления движению.

$$P_k = R = P_f + P_{II} + P_w + P_i + T_\alpha \text{ при } \delta \leq 3 - 20\%,$$



где P_u – сила инерции; P_W – сила сопротивления воздуха; P_i – сила сопротивления подъема пути; T_α – тяговое сопротивление рабочего орудия.

Поэтому тягово-сцепные свойства машины оцениваются КПД их движителей. КПД колесных движителей определяют по выражению [1]

$$\eta_K = \frac{(P_K - P_f)v}{P_K v_T} = \frac{G_{cy} \varphi_{ucn} - (f_{II} - f_{zucm})G}{\varphi_{ucn} G_{cy}} (1 - \delta), \quad (1)$$

где P_K и P_f – касательная сила тяги и сила сопротивления качению машины; G_{cy} и G – соответственно сцепной вес и общая нормальная нагрузка на колеса машины; φ_{ucn} – коэффициент использования сцепного веса машины; f_n и f_{zucm} – коэффициенты сопротивления качению машины, учитывающие потери на смятие почвы и гистерезисные потери в шинах.

Из формулы (1) видно, что для повышения КПД ведущих колес машины, т.е. для повышения их тягово-сцепных свойств, существуют следующие способы.

1. Увеличение сцепного веса G_{cy} до значения общей нормальной нагрузки G на колеса. При $G_{cy}=G$ КПД ведущих колес (это возможно когда все колеса ведущие: схемы 4x4, 6x6 и т.п.).

$$\eta_K = \frac{\varphi_{ucn} - (f_{II} + f_{zucm})}{\varphi_{ucn}} (1 - \delta) = \left(1 - \frac{f_{II} + f_{zucm}}{\varphi_{ucn}} \right) (1 - \delta) \quad (2)$$

2. Увеличение значения коэффициента φ_{ucn} использования сцепного веса машины. Из формулы (2) следует, что при повышении φ_{ucn} увеличивается значение η_K даже при постоянном значении δ и f .

3. Уменьшение коэффициента δ буксования, т.е. увеличение КПД $\eta_K=(1-\delta)$, учитывающего потери от буксования ведущих колес. Коэффициент буксования машины [2]

$$\delta = 1 - \frac{v_D}{v_T},$$

где v_D – действительная скорость движения машины; v_T – теоретическая скорость движения машины.

4. Уменьшение силы сопротивления качению. Сила сопротивления качению машины – это сумма сил сопротивления качению одиночного колеса. Поэтому коэффициент сопротивления качению машины [2]

$$f = f_{II} + f_{zucm} = \sum P_{fi} / \sum Q_i = \sum f_i Q_i / \sum Q_i,$$

где $\sum P_{fi}$ – сумма сил сопротивления качению отдельных колес; $\sum Q_i$ – равнодействующая нормальных реакций грунта на все колеса.

При одинаковых нормальных нагрузках на все колеса при $Q_i = Q = \text{const}$

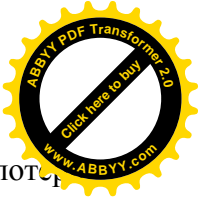
$$f = \sum f_i / i,$$

где f_i – коэффициент сопротивления качению одного колеса; i – число колес.

При одинаковом коэффициенте f_i сопротивления качению всех колес, т.е. при $f_i = \text{const}$, $f = f_i$.

Сопротивление перекачиванию машин. Явление сопротивления качению колеса изучалось с давних времен выдающимися учеными: Леонардо да Винчи, Г.В. Лейбницем, Кулоном, Лоренцем, Дюпюи, Гранвуанэ, О. Рейнольдсом, Н.П. Горячкиным, М.Н. Летошневым, В.А. Желиговским, И.В. Крагельским, Ю.А. Ишменским и др. [3,5,6,7,8,9,10,11].

Исторически сложилось так, что большинство формул для определения условий силы P_f сопротивления перекачиванию получено исходя из моделей взаимодействия абсолютно жесткого колеса и деформируемого грунта. Это формулы Гранвуанэ [9], В.П.



Горячкина [10], В.В. Гуськова [8] и др., которые учитывают только гистерезисные потери в деформируемом грунте. Затем стали появляться формулы, учитывающие роль восстанавливающих и других деформаций грунта в уменьшении силы P_f . Появились формулы А.К. Бирули, П.А. Ульянова, Е.М. Гутьяра и др.

В 60-х годах прошлого века появились работы (А.Ф. Полетаев, Р.В. Вирабов, А.Ю. Ишменский и др.), в которых количественно показана роль скольжения контактирующих поверхностей и потери от скольжения в пятне контакта.

Вопрос о потерях, связанных со сжатием и разрушением микронеровностей на трассе движения применительно к колесу и грунту, впервые был поставлен И.П. Ксеновичем и В.А. Скотниковым [11] в 1979 г. Было показано, что заднее колесо, разрушающее профиль колеи переднего, может испытывать значительное сопротивление перекачиванию.

Движение машины по неровным грунтовым поверхностям. Как было отмечено раньше, неровности грунтовых поверхностей отличаются исключительным многообразием форм, размеров и спектральной плотности. Соответственно и характер движения машины по неровностям различен. Наиболее полно исследовано движение по неровностям, вызывающим дополнительные динамические нагрузки и колебания машины, но не являющимся препятствием для движения [12,13,14,8].

Неровности поверхности движения вызывают дополнительные сопротивления движению, снижают тяговые возможности машины, повышают расход топлива, снижают срок службы ходовой части [12]. Значительно меньше исследованы возможности движения машин по крупным неровностям, называемым препятствием [3,8,6]. Однако по многообразию форм и размеров и по степени воздействия на производительность машины они значительно превосходят первые.

Возможности движения строительно-дорожных машин по уклонам ограничиваются тяговыми свойствами, параметрами устойчивости к опрокидыванию и заносам, а также несущей способности грунта. Вопросы движения колесных машин по уклонам в большей мере изучены для тракторов и других сельскохозяйственных машин [1,5,6].

Теоретическое исследование этого вопроса с использованием статистических данных по дискретным препятствиям проведено М.Г. Беккером [15].

Строительным и дорожным машинам часто приходится преодолевать различные барьерные препятствия типа насыпей, кюветов [6]. Возможность движения машины в таких условиях определяется, во-первых, геометрическими параметрами машины (углы свеса, радиусы проходимости и т.д.), во-вторых, тяговыми возможностями машины по преодолению пороговых препятствий [16].

Преодоление движителем барьерных препятствий. Барьерные препятствия при большой протяженности трудно объехать. Несмотря на многообразие профилей барьерных препятствий (кюветы, насыпи, надолбы, каналы и т.д.), их можно свести к чередованию порогов (уступов) и коротких подъемов (спусков) [6]. Возможность преодоления барьерных препятствий ограничивается геометрическими параметрами машины, его тяговыми свойствами и допустимыми динамическими нагрузками.

Рассмотрим условие преодоления движителем порогового препятствия по сцеплению колес с грунтом (рис. 1). Имеет смысл вначале рассмотреть преодоление порогового препятствия одним ведущим колесом.

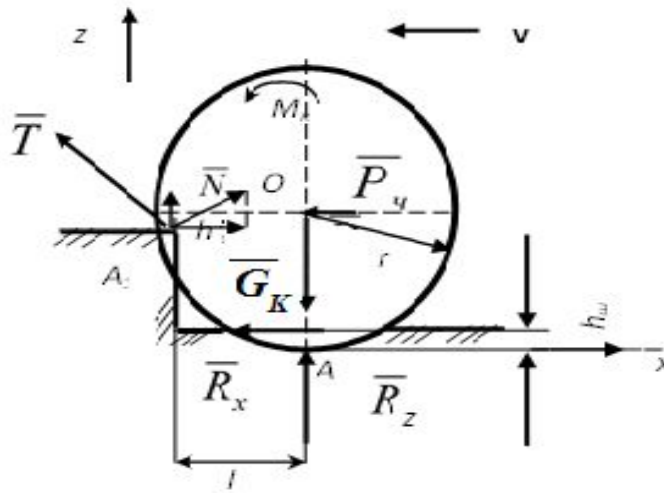


Рис. 1. Первый этап преодоления колесом порогового препятствия

Процесс преодоления колесом с пневматической шиной порога высотой $h_n < r_k$ можно разделить на два этапа [17]:

1) колесо движется по горизонтальному участку перед препятствием, имея деформацию шины h_{uu} от силы \bar{G}_K и входит в контакт с препятствием в точке A_1 , при этом шина имеет две зоны контакта с грунтом в точках A и A_1 (рисунок 1);

2) под влиянием крутящего момента M_k и толкающей силы P_x колесо поднимается на высоту, равную высоте деформации шины h_{uu} , и отрывается от опорной поверхности горизонтального участка. Точка опоры перемещается на ребро порога, где шина значительно деформируется (рис. 2).

Первый этап. На колесо действует подведенный крутящий момент M_k , тангенциальная реакция грунта T на ребре, сила тяги \bar{R}_x , толкающее усилие от корпуса автомобиля \bar{P}_x (рисунок 1). Величина нормальной реакции грунта \bar{R}_z в точке A изменяется от максимального значения \bar{G}_K до нуля. Соответственно сила тяги по сцеплению $R_{xsc} = G_K \varphi$ изменяется от максимального значения до нуля. Нормальный прогиб шины на горизонтальном участке h_{uu} , на ребре – h'_{uu} .

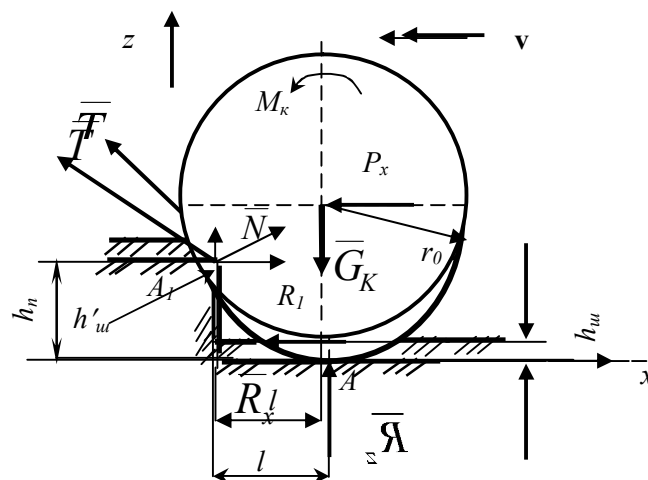


Рис. 2. Второй этап преодоления колесом препятствия
Уравнения равновесия для этой системы сил имеют вид:



$$\begin{aligned} N \sin \beta + \varphi' N \cos \beta - P_x - R_x &= 0; \\ N \cos \beta + \varphi' N \sin \beta - G_K + R_z &= 0; \\ \varphi' N(r_0 - h_{uu}) + R_z \varphi(r_0 - h_{uu}) - M_K &= 0, \end{aligned}$$

где φ – коэффициент сцепления между шиной и плоскостью качения; φ' – коэффициент сцепления между шиной и ребром порога в точке A_1 .

Из первых двух уравнений найдем

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \frac{P_x + G_K \varphi' + R_z(\varphi + \varphi')}{G_K - P_x \varphi' - R_z(1 + \varphi' \varphi)}, \\ N &= (G_K - R_z) / (\cos \beta + \varphi' \sin \beta). \end{aligned}$$

Наиболее трудным для первого этапа является момент после потери колесом контакта с грунтом, когда $R_z=0$. В результате получены формулы для определения $\operatorname{tg} \beta$ и P_x :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \sqrt{\left(\frac{1 - h'_{uu}/r_0}{1 - h_n/r_0} \right)^2 - 1}; \\ P_x &= G_K (\operatorname{tg} \beta - \varphi') (1 + \varphi' \operatorname{tg} \beta). \end{aligned}$$

Эти формулы определяют значение толкающей силы P_x , необходимой для въезда воздушного колеса на препятствие высотой $h_n < r_k$.

Второй этап. Происходит дальнейшее движение колеса на порог, когда сила R_z практически перестает действовать. Расчетным положением для преодоления порога колесом является момент потери контакта колеса с горизонтальной плоскостью (рисунок 2).

Из этого выражения видно, что возможность преодоления порога движителем определяют коэффициент сцепления колес с препятствием, эластичность шин и количество осей.

Динамическое преодоление препятствия. На грунтовых поверхностях с малым значением коэффициента сцепления φ преодоление пороговых препятствий возможно только с использованием кинетической энергии, накопленной при подходе к препятствию. Агейкин Я.С. [17] предлагает процесс динамического преодоления колесом порогового препятствия разделить на три этапа.

Первый этап характеризуется упругим ударом передних колес о стенку порога и резким снижением скорости движения. Потенциальная энергия нормального прогиба шины равна энергии удара, которая определяется по потенциальной скорости. Часть этой энергии расходуется на подъем колеса.

Второй этап начинается с подъема колес передней оси за счет кинетической энергии машины и силы тяги, развиваемой ведущим колесом. Этап заканчивается выносом центра тяжести машины за грань препятствия и машина на мгновение занимает равновесное положение.

На третьем этапе происходит перевал колес относительно ребра порога, падение передней части машины, удар колес о грунт, сжатие упругого элемента подвески и удар в ограничители хода подвески.

Необходимую для преодоления препятствия скорость находят из равенства кинетической энергии машины энергии, затрачиваемой на преодоление сопротивлений движению:

$$\frac{Gv^2 \delta}{2g} = \frac{Gv^2}{2g} \sin^2 \beta + G \left(\sum l_k \right) \operatorname{tg} \beta + Gh_n$$

где δ – коэффициент учета инерции вращающихся масс; $G \left(\sum l_k \right) \operatorname{tg} \beta$ – энергия,

затрачиваемая на преодоление сопротивлений движению при переезде препятствия последующими осями; $(Gv^2 \sin^2 \beta)/2g$ – энергия, затрачиваемая на въезд передними колесами на пороговое препятствие; Gh_n – энергия, затрачиваемая на подъем веса машины; β – угол встречи колеса с пороговым препятствием; $\sum l_k$ – длина контакта шин с грунтом.

Из этого уравнения:

$$v = \sqrt{2g [(h_n + (\sum l_k) \operatorname{tg} \beta)] / (\delta + \sin^2 \beta)}.$$

Деформация шины при динамическом преодолении порога на первом этапе определяется из равенства кинетической энергии работе, затрачиваемой на деформацию шины,

$$\frac{Gv^2}{2g} \sin^2 \beta = C_u h_u^2,$$

откуда

$$h_u = v \sqrt{\frac{G_a}{2gC_u}} \sin \beta,$$

где C_u – жесткость шины.

Предложенное исследование динамического преодоления порогового препятствия колесом не учитывает деформацию (снятие) грунта при ударе, а также энергию, затрачиваемую на преодоление сил трения между колесом и грунтом.

Одним из видов взаимодействия колеса круглым ободом с неровностями дороги является столкновение обода колеса с фронтальным выступом дороги. Крайне неприятному воздействию подвергается колесо с выступом дороги, высотой равной половине радиуса колеса. При этом направление силы ударного воздействия проходит по центру ступицы (рис. 3а). Величина силы удара зависит от массы и скорости поступательного движения транспортного средства.

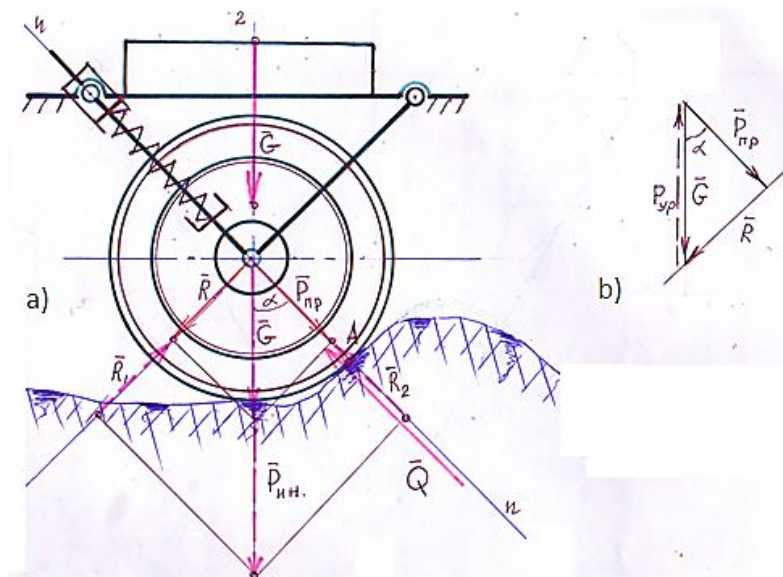


Рис. 3. Схема взаимодействия колеса с препятствием

Если величина скорости незначительна, то колесо набегает на препятствие подтягивая массу, подающую на одно колесо транспортного средства. Если транспортная скорость превышает 30км/час, то движущая масса сталкивается через колесо огромной силой, зависящей от времени, т.е. импульсной силой, проходящей по направлению нормами n-n. Противодействие силы удара Q грунта на колесо, превышающей силы веса G (рисунок 3) и силы инерции – mg , т.е.:



$$Q \gg G,$$

Передаётся раму подвески через пружину упругого элемента, которая не успевает полностью деформироваться, т.к. у пружины есть своя скорость деформации. Вследствие чего, за время $t=0,01$ сек, действие импульсной силы Q проходит до рамы подвески.

В результате упругая часть подвески только снимает пиковую часть нагрузки удара, и вся остальная часть силы Q поднимает раму подвески вертикальном направлении и происходит процесс галопирования рамы [18,19,20]. Но после удара рама подвески опускается под воздействием веса в исходное положение, затормаживая свободное колебание пружины упругого элемента, если направление действия силы веса Q и направление установки силы пружины $P_{пр}$ не совпадают, т.е. пружина будет установлена под углом к вертикальной оси подвески 2-2 или же установлена горизонтально (рис. 3b).

Общая картина процесса описывается уравнением:

$$m\ddot{x} = Q(t),$$

Первое решение которого является:

$$m \cdot V = Q \cdot t$$

Поскольку изменение V происходит за короткое время, то:

$$m \frac{x}{t} = Q \cdot t \quad \text{или}$$

$$mx = Qt^2 \quad \text{или} \quad x = \frac{Q}{m}gt^2.$$

Это значит, ударный процесс не зависит, ни от конструкции подвески, ни от параметров упругого элемента, а зависит только от отношения Q/G и времени t .

Координаты:

$$x = x_1 + x_2,$$

где: x_1 = деформация пружины, x_2 = вертикальное перемещение рамы, подвески. Они изменяются последовательно и независимо.

Для демонстрации рабочего процесса изготовлены макет конструкции рис. 4., которая в последующем будет испытана для получения общей картины процесса.

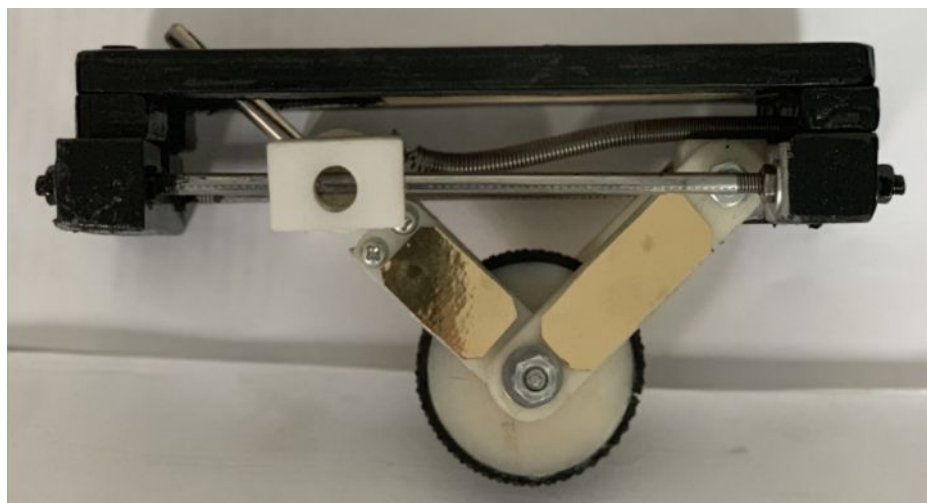


Рис. 4 Изготовленный макет колеса с подвеской

Таким образом, можно заключить, что для повышения проходимости колесных движителей транспортных средств недостаточно таких мер как увеличение диаметра колеса, изменение профиля шины, конфигурации протектора, давления воздуха в шине. Проблема может быть решена путем создания и применения различных приспособлений, в том числе, конструкции подвески. Процесс преодоления препятствия колесом в условиях бездорожья рассматривается в три этапа, характеризующихся затратами энергии на



упругий удар обода колеса о препятствие, на трение в процессе скольжения колеса и подъем веса. Однако, энергозатраты этих сил в зависимости от рельефа местности не рассматриваются, что может служить предметом дальнейших исследований.

Список литературы

1. Скотников В.А. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля [Текст] / В.А.Скотников, А.А. Машенский, А.С. Солонский. - М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
2. Конвисаров Д.В. К теории качения [Текст] / Д.В.Конвисаров // Доклады АН СССР. - 1952. - т.33. - № 3.
3. Агейкин Я.С. Вездеходные колёсные и комбинированные движители (теория и расчёт) [Текст] / Я.С.Агейкин. - М.: Машиностроение, 1972. - 184 с.
4. Бескин И.А. Транспорт для бездорожья [Текст] / И.А.Бескин. - М.: Знание, 1971.
5. Двали Р.Р. Механическая тяга в горной местности [Текст] / Р.Р. Двали, В.В.Махалдиани. - М.: Наука,1970.
6. Кнороз В.И. Оценка проходимости колёсных машин [Текст] /В.И. Кнороз, И.П. Петров. – Труды НАМИ. – 1973. - вып. 142.
7. Ишлинский А.Ю. О проскальзывании в области контакта при трении качения [Текст] А.Ю.Ишлинский. // Известия АН СССР. - 1956. - № 6.
8. Классификация микропрофиля бездорожья территории Советского Союза [Текст] – Известия ВУЗов СССР. Машиностроение. – 1975. - № 5.
9. Пинегин С.В. Трение качения в машинах и приборах [Текст] / С.В.Пинегин. - М.: Машиностроение, 1976. - 262 с.
10. Горячкин В.П. Собрание сочинений . В 3-х т. Ч. 1. [Текст] / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1968. – 720 с.
11. Скотников В.А. Проходимость машин [Текст] / В.А. Скотников, А.В. Пономарёв, А.В.Климанов. – Минск: Наука и техника, 1982. – 328 с.
12. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность–машина [Текст] / М.Г.Беккер. - М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.
13. Водяник И.И. Выбор моделей для аналитического описания взаимодействия пневматической шины с дорогой [Текст] / И.И.Водяник. - М.: Автом. Промышленность, 1980. - №10.
14. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин [Текст] / Я.Е.Фаробин. - М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
15. Щетина В.А. К вопросу исследования пороговой неровности и её влияние на перемещение неподдресоренных масс [Текст] / В.А.Щетина. - М.: Автомобильная и тракторная промышленность, 1953. - № 1.
16. Домбровский Н.Г. Строительные машины [Текст] / Н.Г.Домбровский, Ю.Л.Картвелишвили, М.И. Гальперин. - М.: Машиностроение, 1976. - 391 с.
17. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей [Текст] / Я.С.Агейкин. - М.: Машиностроение, 1981.- 231 с.
18. Муратов А. Хикаят шагающего колеса [Текст] / А.Муратов, А.Д. Омаров, А.Кайнарбеков, Р.Н. Сазанбаева. - Алматы: 2013.
19. Кайнарбеков А. Хикаят шагающего колеса [Текст] А. Кайнарбеков, А. Омаров, А. Муратов. - «LAP» LAMBERT Academic Publishing, Saarbrücken, Germany, 2014.
20. Омаров А.Д. Бездорожные транспортные средства [Текст] / А.Д. Омаров, А. Муратов, А. Кайнарбеков, К.М. Бекмамбет. – Алматы: ГУТП им. Д.А. Кунаева, 2015. -- 189с.