

Для усиления сигналов от фотоприемников необходим усилитель с симметричным входом и высоким входным сопротивлением. Для построения усилителя с симметричным входом используются три интегральных операционных усилителя. Фотоприемники подключаются к усилителям, преобразующим ток фотодиодов в напряжение. Выходное напряжение с преобразователя «ток-напряжение» поступает на усилители с симметричными входами. Два из них работают как неинвертирующие усилители, частично охваченные обратной связью, третий операционный усилитель (ОУ) суммирует выходные сигналы первых двух. Высокое входное сопротивление достигается введением обратной связи в неинвертирующих ОУ.

Величина коэффициента усиления  $K_u$  находится в диапазоне 10 – 2000. Увеличение  $K_u$  до 104 приводит к ухудшению стабильности усилителя и увеличивается дрейф постоянного выходного напряжения. Далее сигнал с суммирующего усилителя через фильтр поступает на усилитель с коэффициентом  $K_u = 2$ , на входы этого усилителя поступают так же сигналы от датчика синхронизации, установленного на обтюраторе. После усиления сигнал через активный фильтр поступает на регистрирующую аппаратуру.

В данной работе был выполнен анализ лазерных источников света и их пригодности для использований в анализаторах состава смесей выпускных газов автомобильных ДВС, проведены исследования расходимости луча газового лазера. Произведены подбор фотоприемных устройств для анализатора выпускных газов, а также анализ работы фотодиода и снятие его характеристик. Представлена экспериментальная лабораторная установка для определения параметров выпускных газов автомобиля.

#### Литература

1. Реди Дж. Промышленное применение лазеров. – М.: Мир, 1991.
2. Промышленное применение лазеров. Под ред. Г. Кебнера, пер. с англ., М.: Машиностроение, 1988.

### **Влияние параметров и условий качения эластичных колес на их силовые и кинематические характеристики**

Балабина Т.А., Баловнев Н.П., Иванов В.А., Чепурной С.И.

*Университет машиностроения*

*8(495)2230523 – доб. 1390, tmm@mami.ru*

*Аннотация.* В статье из рассмотрения явлений, происходящих в контакте эластичного колеса с жестким основанием, рассматриваются вопросы кинематики и механики качения эластичных колес, имеющих цилиндрическую и тороидальную форму беговой дорожки, по жесткой поверхности при прямолинейном и криволинейном движении, с уводом и без него, по жестким барабанам; выявлены неизвестные ранее закономерности, особенности влияния параметров и условий качения колес на их силовые и кинематические характеристики.

*Ключевые слова:* колесо, качение, сопротивление качению, трение, криволинейное движение, увод, барабан.

Анализ работ, посвященных исследованию колесных машин, показывает, что в настоящее время существуют нераскрытые или малоисследованные вопросы, связанные с методами определения нагруженности трансмиссии, оценкой долговечности ее деталей и узлов, влиянием конструктивных параметров машин, динамики изменения силовых и кинематических характеристик шин на тяговые и эксплуатационные показатели в различных условиях эксплуатации.

Характерной особенностью колесных машин является наличие у них эластичных колес, во многом определяющих надежность, экономичность, тягово-эксплуатационные показатели, нагрузочный режим трансмиссии, устойчивость и управляемость, проходимость машин. Это определяет то внимание, которое уделялось и уделяется теории качения, исследованию

кинематических и силовых параметров колес, проблеме их износостойкости и т.п.

Теория качения стала обширным разделом машиноведения, базирующимся как на теории упругости и, в частности на ее контактной задаче, так и на разработке приближенных методов решения задач, особенно связанных с качением по деформируемому грунту. Однако и в этой области имеется много неясностей, неопределенностей, неисследованных вопросов: имеющиеся зависимости зачастую содержат ряд эмпирических коэффициентов или имеют ограниченный диапазон применения, что затрудняет, а порой делает и невозможным их использование.

В связи с этим неизбежно встает вопрос о расширении и углублении фундаментальных закономерностей механики взаимодействия эластичных колес с опорной поверхностью и их применении к разработке и совершенствованию методов анализа работы и конструкции колесных машин.

Вывод зависимостей, характеризующих кинематические и силовые параметры эластичных колес, в приводимых ниже работах основан на том, что реализация касательной силы в контакте колеса с опорной поверхностью сопровождается тангенциальными смещениями точек беговой дорожки в зоне контакта и потерей скорости (проскальзыванием) колеса. При этом удельные касательные силы (тангенциальные напряжения) пропорциональны этим тангенциальным смещениям.

На основании рассмотрения физической картины явлений в контакте выводятся основные зависимости [1, 2, 3], характеризующие прямолинейное качение эластичного колеса по жесткому основанию: мощность потерь на трение в контакте, продольная касательная сила, радиус качения, относительная потеря скорости, коэффициент сопротивления качению. С использованием выведенных уравнений получено простое выражение для аналитического определения коэффициента тангенциальной эластичности, обеспечивающего его расчет с высокой точностью.

Из рассмотрения механики взаимодействия колеса с опорной поверхностью при наличии углов развала и увода выведены зависимости [4] для расчета силовых и кинематических параметров колеса, а также установлено оптимальное, с точки зрения минимальной боковой силы и мощности потерь на трение в контакте, соотношение между углами установки колеса.

При анализе процесса криволинейного качения колеса [5, 6, 7] использован метод обращения движения, при котором ось колеса останавливается, а основание вращается с угловой скоростью вокруг центра поворота в направлении, противоположном действительному направлению поворота плоскости вращения колеса. При этом наличие разности скоростей колеса и основания в продольном и поперечном направлении обуславливает смещение точек беговой дорожки колеса в этих направлениях. В результате появляются соответствующие тангенциальные напряжения, силы, моменты сопротивления повороту и потери на трение в контакте.

К числу конструктивных параметров шин, влияющих на эксплуатационные качества колесных машин, относится кривизна беговой дорожки шины в поперечном направлении. Для анализа влияния тороидальности шин на силовые и кинематические параметры колес использовались зависимости [8, 9, 10], полученные для цилиндрического колеса, путем их применения к различным продольным сечениям с бесконечно малой шириной тороидального колеса.

С целью последующего детального анализа работы колесной машины на барабанном стенде был выполнен анализ процесса качения колеса по барабану [11, 12, 13, 14, 15].

Механика взаимодействия эластичных колес с жесткими барабанами аналогична случаю качения эластичных колес по жесткой плоской поверхности. Используя изложенный в начале статьи подход, выведены зависимости для относительной потери скорости, отношения угловых скоростей колеса и барабана в функции, реализуемой в контакте касательной силы.

Рассмотренные вопросы кинематики и механики взаимодействия эластичных колес с жесткими барабанами, с твердой и деформируемой поверхностью при прямолинейном и

криволинейном качении, с уводом и без него, позволили выявить неизвестные ранее закономерности, особенности влияния параметров и условий качения колес на их силовые и кинематические характеристики. Предназначенным для практического использования зависимостям придана компактная форма с минимальным числом легко определяемых параметров.

Полученные зависимости позволяют рассчитывать для различных условий движения удельные касательные силы в контакте, координаты границы зон сцепления и скольжения, продольные и боковые силы, моменты сопротивления движению, момент сопротивления повороту, погонную и полную мощность потерь на трение в контакте и ряд других параметров.

Выполненные исследования позволяют сделать следующие основные выводы:

При прямолинейном качении по твердой опорной поверхности:

- наименьший коэффициент сопротивления качению соответствует движению колеса в середине нейтрального режима;
- при малых касательных силах, реализуемых в контакте колеса с опорной поверхностью, вид принимаемого закона распределения нормальных давлений не приводит к существенной разнице в определении продольной силы, потерь на трение в контакте, гистерезисных потерь, скольжения;
- мощность потерь на трение в контакте (а стало быть, и износ колеса) с увеличением угла увода возрастает по зависимости, близкой к квадратичной;
- выбором соотношения углов увода и развала можно уменьшить боковую силу и потери на трение в контакте. В частности, при определенном соотношении углов увода и развала (т.е.  $\delta = \gamma a / 3r$ ) боковая сила становится равной нулю, а мощность потерь на трение (а стало быть, и износ) минимальна;
- эффект увеличения боковой силы с приложением к колесу тормозного момента (при постоянном угле увода) проявляется в большей мере для шин, обладающих большей тангенциальной эластичностью в продольном направлении, т.к. в этом случае та же по величине продольная сила приводит к большему искажению симметричности эпюры нормальных давлений;
- при небольших крутящих или тормозных моментах в зоне контакта колеса с опорной поверхностью, имеющего тороидальную форму беговой дорожки, возможно существование одновременно продольных сечений, выполняющих роль ведущих, и сечений, выполняющих роль тормозящих; это приводит к увеличению сопротивления качению и обуславливает неравномерность износа беговой дорожки по ее ширине;
- при уменьшении радиуса кривизны беговой дорожки в поперечном направлении (особенно при  $\rho < (2...3)r$ ) неравномерность распределения продольных тангенциальных напряжений, потери на трение в контакте и неравномерность износа возрастают;
- тороидальность колеса при его качении с уводом оказывает существенное влияние на боковую силу и стабилизирующий моменты; для вытянутой в продольном направлении площадки контакта боковая сила меньше, а стабилизирующий момент больше, чем для площадки, вытянутой в поперечном направлении;
- коэффициент сопротивления качению ведомого колеса по жесткому барабану возрастает в  $a_B (1 + r/r_B) / a_{пл}$  раз по сравнению с качением по плоской жесткой поверхности;
- увеличение сопротивления качению по барабану приводит к различию коэффициентов сопротивления боковому уводу, определяемых на барабане и при движении колеса по плоской поверхности.

При криволинейном качении колеса:

- уменьшение радиуса поворота увеличивает мощность потерь на трение в контакте, боковую силу и особенно резко стабилизирующий момент;
- при одном и том же угле увода его положительному значению соответствует большая боковая сила, чем при отрицательном угле;
- выведенные зависимости позволяют для любого радиуса поворота получить оптимальное соотношение углов развала и увода, обеспечивающее минимальные значения боковой си-

лы, потерь на трение в контакте, момента сопротивления повороту;

- наличие тороидальности беговой дорожки колеса уменьшает момент сопротивления повороту (по сравнению с цилиндрическим колесом), с одновременным некоторым увеличением боковой силы.

Всё вышеизложенное в подробном виде, с выводом аналитических зависимостей, включая также вопросы, связанные с качением колеса по деформируемой поверхности, представлено в работе [16].

### Литература

1. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н. Анализ кинематических и силовых соотношений при качении колеса по жесткому основанию. Механика машин. - М, Наука, 1980, с.101-106.
2. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н. Анализ силовых соотношений при качении колеса по жесткому основанию. Механика машин. - М., Наука, 1980, с.106-112.
3. Мамаев А.Н., Вирабов Р.В., Балабина Т.А. Общие вопросы взаимодействия эластичного колеса с жестким основанием. - Материалы международной н/т конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ».- М., МГТУ «МАМИ», 2010, с. 71-85.
4. Давыдов Е.В., Мамаев А.Н., Шутин Г.В., Филин Ю.А. Влияние углов установки эластичных колес на сопротивление качению при прямолинейном движении. Сб. избр. трудов. 4-й международ. научный симпозиум "Современное автотракторостроение и высшая школа России", посвященный 140-летию МГТУ «МАМИ». М., МГТУ «МАМИ», 2005 г., с. 292 – 302. ISBN S-94099-036-3.
5. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н. Исследование контактных явлений при криволинейном качении тороидального колеса. Изв. ВУЗов, Машиностроение, 1980, №2, с.33-38.
6. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н. Определение сил и моментов, действующих на тороидальное колесо при криволинейном качении. Изв. ВУЗов, Машиностроение, 1980, №3, с.30-34.
7. Давыдов Е.В., Мамаев А.Н., Маринкин А.П., Филин Ю.А., Шутин Г.В., Юрьев Ю.М. Влияние условий качения эластичных колес на износ их беговой дорожки. Сб. избр. трудов. 4-й международ. научный симпозиум "Современное автотракторостроение и высшая школа России", посвященный 140-летию МГТУ «МАМИ». М., МГТУ «МАМИ», 2005 г., с. 302 –315. ISBN S-94099-036-3.
8. Мамаев А.Н. Особенности качения с уводом эластичных тороидальных колес. Первая Всесоюзная конференция «Проблемы шин и резинокордных композитов» (17-19 окт.1989г.). М., НИИШП, 1989, с.22-28.
9. Мамаев А.Н., Сазанов И.В., Назаров Ю.П. Определение силовых характеристик эластичного колеса при качении с уводом по криволинейной траектории. Второй Всесоюзный симпозиум «Проблемы шин и резинокордных материалов. Прочность и долговечность» (23-25 окт.1990). - М., НИИШП, 1990, с.192-198.
10. Мамаев А.Н. Исследование влияния геометрии эластичного колеса и кривизны траектории его движения на сопротивление качению. Автореферат кандидатской диссертации. - М., МАМИ, 1980, с.21.
11. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н., Португальский В.М., Чепурной С.И. Кинематические и силовые соотношения, характеризующие качение эластичного колеса по опорным барабанам. - М., ЦНИИТЭИавтопром, 1987, №1643-ап 87.
12. Мамаев А.Н., Вирабов Р.В., Португальский В.М., Чепурной С.И. Определение силовых и кинематических характеристик эластичного колеса при качении по жесткому барабану. - Материалы международной н/т конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ».- М., МГТУ «МАМИ», 2010, с. 69-70.
13. Мамаев А.Н. Сопротивление качению ведомого колеса по жесткому барабану. - Материалы международной н/т конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ».- М., МГТУ «МАМИ», 2010, с. 56-58.



14. Мамаев А.Н., Абузов В.И. Качение эластичного колеса по двум жестким барабанам. - Материалы международной н/т конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». - М., МГТУ «МАМИ», 2010, с. 59-60.
15. Мамаев А.Н., Абузов В.И. Качение эластичного колеса по двум жестким барабанам. – Автомобильная промышленность, 2012, № 10, с. 19.
16. Мамаев А.Н. Механика взаимодействия эластичного колеса с опорной поверхностью. – М., НИИЭУавтопром, № 42-ап 01 от 21.11.2001, - 193 с.

### **Определение соотношения углов развала и схождения эластичных колес, обеспечивающего наименьшее сопротивление качению**

Балабина Т.А., к.т.н. Мамаев А.Н., Чепурной С.И.  
Университет машиностроения,  
8(495)2230523 – доб. 1390, [tmm@mami.ru](mailto:tmm@mami.ru)

*Аннотация.* В статье из рассмотрения явлений, происходящих в контакте эластичного колеса с жестким основанием, рассматриваются вопросы кинематики и механики качения эластичных колес, установленных с развалом и схождением.

*Ключевые слова:* колесо, сопротивление качению, увод, схождение, трение, боковая сила.

Управляемые колеса транспортных средств устанавливаются таким образом, что плоскость колеса составляет определенный угол с вертикальной плоскостью (т.н. угол развала) и одновременно располагается под углом к направлению движения машины (угол схождения - увода).

Наличие указанных углов приводит к возникновению боковой силы, увеличению проскальзывания в контакте и к повышению износа беговой дорожки колеса. В связи с этим возникает вопрос об оптимальном с точки зрения уменьшения сопротивления качению и износа беговой дорожки колеса соотношении углов схождения и развала.

В зависимости от соотношения радиальной и боковой жесткости колеса, действующей на него вертикальной нагрузки и угла развала возможны различные варианты формы пятна контакта цилиндрического колеса с жестким основанием. Для колесных машин с современными эластичными шинами угол развала не превышает нескольких градусов, а радиальная деформация шин такова, что форма пятна контакта близка к прямоугольной, и искажение симметричности распределения нормальных давлений в среднем поперечном сечении незначительно.

Для решения поставленной задачи будем использовать метод обращения движения, который заключается в следующем. Системе «колесо – опорная поверхность» мысленно сообщается дополнительная скорость « $-V$ », т.е. скорость, равная по величине и противоположная по направлению скорости оси колеса. В результате колесо останавливается (продолжая вращаться с прежней угловой скоростью), а опорная поверхность движется со скоростью « $-V$ ». При этом механизм взаимодействия колеса с опорной поверхностью не изменяется.

Рассмотрим вначале отдельно случаи качения колеса с развалом и с уводом при отсутствии продольной касательной силы в контакте, а затем более общий случай, когда колесо катится с уводом и развалом с одновременной реализацией продольной касательной силы [1].

При качении с развалом в контакте колеса с жестким основанием возникают боковые смещения беговой дорожки, обусловленные наклоном плоскости колеса.

Величина этих боковых смещений может быть найдена из геометрических соображений. Рассмотрим какое-либо продольное сечение колеса 1-1 (рисунок 1). Точка поверхности колеса, расположенная в этом сечении после входа в контакт с опорной поверхностью, движется (в обращенном механизме) по прямой 1'-1'. При этом, если бы не было опорной поверхности, дальнейшая траектория этой точки представляла бы дугу окружности в плоскости