

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

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

1-1. Проекция этой траектории на плоскость контакта описывается уравнением:

$$W_y \sin \gamma = \frac{a^2 - x^2}{2r} \sin \gamma \approx \gamma \frac{a^2 - x^2}{2r},$$

где: $W_y = (a^2 - x^2)/2r$ – прогиб колеса в рассматриваемом сечении на расстоянии x от средней точки (в продольном направлении);
 a – полудлина площади контакта.

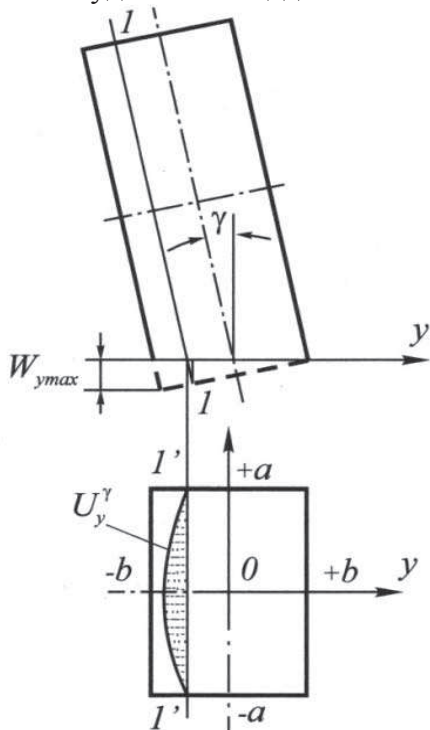


Рисунок 1

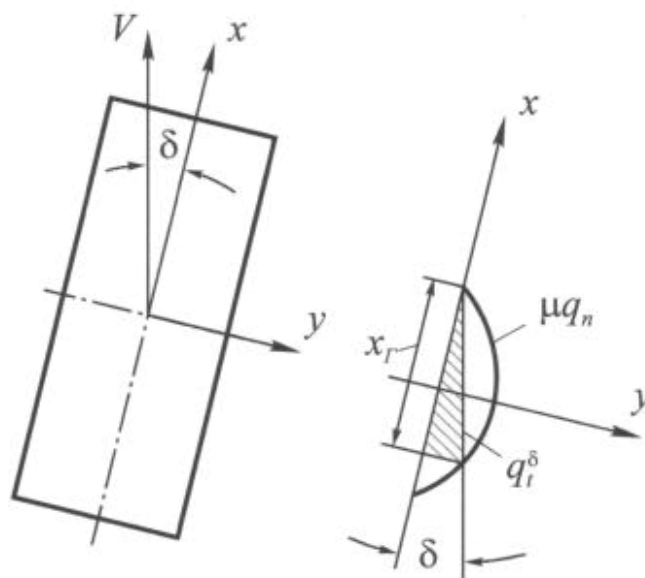


Рисунок 2

Таким образом, траектория движения точки в свободном состоянии должна была бы проецироваться на опорную поверхность на расстоянии $W_y \sin \gamma$ от прямой 1-1. Однако сцепление с опорной поверхностью препятствует этому. В результате происходит боковое смещение точки в противоположном направлении. Боковое тангенциальное смещение элементов поверхности колеса, обусловленное развалом, на участке сцепления изменяется по закону:

$$U_y^\gamma = -\gamma(a^2 - x^2)/2r,$$

как показано на рисунке 1. Пользуясь этой формулой, считаем угол положительным, если расстояние между плоскостями левого и правого управляемых колес возрастает с удалением от опорной поверхности.

При прямолинейном качении эластичного колеса с уводом плоскость колеса располагается под углом δ к вектору скорости оси колеса (рисунок 2). За счет этого вступающие в зону контакта элементы поверхности колеса в обратном движении с остановленной осью колеса в результате сцепления с дорогой движутся в зоне контакта по прямой, параллельной вектору скорости оси в действительном движении. При этом на участке сцепления точки зоны контакта поверхности колеса получают боковые тангенциальные смещения, изменяющиеся (рисунок 2) по уравнению:

$$U_y^\delta = (a-x) \operatorname{tg} \delta \approx \delta(a-x).$$

При качении колеса с уводом и развалом полное боковое смещение точки поверхности колеса будет равно сумме боковых смещений, обусловленных углами увода и развала, т.е.:

$$U_y = U_y^\gamma + U_y^\delta = (a-x) \cdot \left(\delta - \gamma \frac{a+x}{2r} \right).$$

Принимая [2, 3], что возникающие в контакте на участке сцепления удельные касатель-

ные силы (тангенциальные напряжения) пропорциональны тангенциальным смещениям точек беговой дорожки $q_t = \lambda U$ (где λ - коэффициент тангенциальной жесткости), получим, что величина удельных боковых касательных сил, обусловленных развалом и схождением колеса, будет равна:

$$q_{t_y} = \lambda_y U_y = \lambda_y (a - x) \cdot \left(\delta - \gamma \frac{a + x}{2r} \right) = \lambda_y (a - x) \delta^*,$$

где: $\delta^* = \delta - \gamma \frac{a + x}{2r}$,

λ_y - коэффициент тангенциальной жесткости колеса в боковом направлении.

Следует иметь в виду, что в последних выражениях углы δ и γ подставляются каждый со своим знаком.

При реализации продольной касательной силы в контакте появляются продольные удельные касательные силы, величины которых, как было показано в [2, 3], определяются зависимостью $q_{t_x} = \lambda_x U_x = \lambda_x \xi_x (a - x)$.

По мере перемещения точки поверхности колеса в глубь контакта удельные боковые и продольные касательные силы растут до тех пор, пока результирующая удельная касательная сила $q_t = \sqrt{q_{t_x}^2 + q_{t_y}^2}$ не достигнет величины μq_n , предельной по сцеплению (здесь μ - коэффициент трения скольжения, q_n - нормальное давление в контакте), после чего начинается скольжение элементов поверхности колеса в зоне контакта.

Координата x_T (рисунок 2) границы участка сцепления и скольжения определяется из равенства: $q_{t(x=x_T)} = \mu \cdot q_{n(x=x_T)}$.

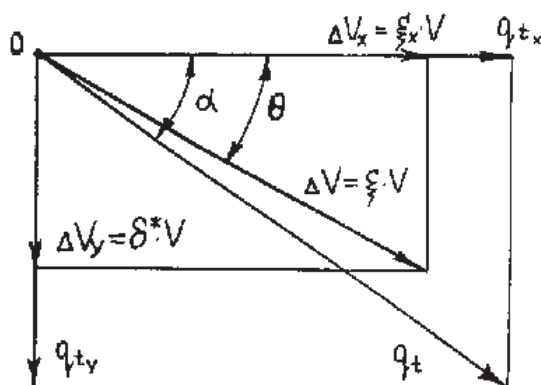


Рисунок 3

Сложность описания рассматриваемого процесса при неодинаковости коэффициентов тангенциальной жесткости колеса λ_x и λ_y в продольном и поперечном направлениях состоит в том, что в этом случае суммарные касательные q_t на участке сцепления не совпадают с относительной скоростью ΔV в контакте (рисунок 3) и с касательными напряжениями на участке скольжения $q_t^{CK} = \mu q_n$ [4]. Относительная скорость ΔV и суммарные касательные напряжения на участке сцепления направлены под углами θ и α к скорости колеса. При этом:

$$tg\theta = \frac{\xi_y}{\xi_x} \approx \frac{\delta^*}{\xi_x} \quad \text{и} \quad tg\alpha = \frac{q_{t_y}}{q_{t_x}} = \frac{\lambda_y \xi_y}{\lambda_x \xi_x} \approx \frac{\lambda_y \delta^*}{\lambda_x \xi_x},$$

где: $\xi_y = \Delta V_y / V \approx \delta^*$ и $\xi_x = \Delta V_x / V$ - составляющие относительной разности скоростей $\xi = \Delta V / V$ в зоне контакта соответственно в боковом и продольном направлениях.

В зависимости от соотношения жесткостей возможны различные соотношения θ и α : при $\lambda_y > \lambda_x$ $\alpha > \theta$; при $\lambda_y = \lambda_x$ $\alpha = \theta$; при $\lambda_y < \lambda_x$ $\alpha < \theta$. На участке скольжения касательное напряжение $q_t^{CK} = \mu q_n$ и относительная скорость ΔV совпадают по направлению. Таким образом, в ка-

кой-то момент времени происходит изменение направления действия касательного напряжения (угол между направлением касательного напряжения и скоростью оси колеса изменяется от α до θ). Причем начало этого процесса начинается после того, как касательное напряжение достигает величины, предельной по сцеплению, и происходит срыв. Ввиду того что продолжительность изменения направления суммарного касательного напряжения после срыва неизвестна, будем исходить из упрощающего допущения о мгновенном изменении q_t в точке срыва - на границе участков сцепления и скольжения.

Как уже отмечалось, на участке скольжения касательное напряжение $q_t^{CK} = \mu q_n$ совпадает по направлению со скоростью скольжения и его продольная и боковая составляющие могут быть рассчитаны по следующим формулам:

$$q_{t_x}^{CK} = \mu q_n \frac{V_x^{CK}}{V^{CK}} = \mu q_n \frac{\xi_x}{\xi}; \quad q_{t_y}^{CK} = \mu q_n \frac{V_y^{CK}}{V^{CK}} = \mu q_n \frac{\delta^*}{\xi},$$

где: $V^{CK} = \xi V = V \sqrt{\xi_x^2 + \delta^2}$; $V_x^{CK} = \xi_x V$; $V_y^{CK} = \delta^* V$.

Возникающие в контакте продольная и боковая силы определяются как:

$$F_x = \int_{-b}^{+b} t_x dy = 2bt_x; \quad F_y = \int_{-b}^{+b} t_y dy = 2bt_y,$$

здесь:
$$\left. \begin{aligned} t_x &= \int_{-a}^{x_0} q_{t_x}^{CK} dx + \int_{x_0}^{+a} q_{t_x} dx \\ t_y &= \int_{-a}^{x_0} q_{t_y}^{CK} dx + \int_{x_0}^{+a} q_{t_y} dx \end{aligned} \right\} \text{ - соответственно погонные продольная и боковая силы.}$$

Вследствие несимметричности распределения по площадке контакта продольных и боковых тангенциальных напряжений в плоскости контакта возникает момент:

$$M_z = M_{t_x} + M_{t_y},$$

где: $M_{t_x} = \int_{-b}^{+b} t_x y dy$ - момент, обусловленный несимметричностью распределения продольных напряжений;

$M_{t_y} = \int_{-b}^{+b} m_y dy$ - момент, обусловленный несимметричностью боковых напряжений:

$m_y = \int_{-a}^{x_0} q_{t_y}^{CK} x dx + \int_{x_0}^{+a} q_{t_y} x dx$ - элементарный момент, возникающий в продольном сечении

из-за несимметричности распределения поперечных напряжений.

Мощность потерь на трение скольжения в контакте будет равна:

$$P_{тр} = \int_{-b}^{+b} t \xi V dy = \xi V \int_{-b}^{+b} \sqrt{t_x^2 + t_y^2} dy,$$

где: $t = \sqrt{t_x^2 + t_y^2}$ - погонная сила, действующая в продольном сечении колеса.

Как отмечалось в [5, 6], выбор закона распределения нормальных давлений q_n не оказывает существенного влияния на расчетные величины действующей в контакте силы, относительной потери скорости колеса, мощности потерь на трение в контакте. В частности, при продольной касательной силе $F_x < 0,5 \mu F_z$ (F_z - вертикальная нагрузка на колесо) удобнее использовать упрощенный трапецеидальный закон (что в соответствии с экспериментами ближе к шинам низкого давления). В этом случае (при отношении верхней и нижней сторон ос-

нования трапеции $c=0,8$ $x_T \approx -0,9a$, что значительно упрощает расчетные формулы:

$$\left. \begin{aligned} t_x &= 1,8\lambda_x a^2 \xi_x; & t_y &= 1,8\lambda_y a^2 (\delta - \gamma a / 3r); \\ F_x &= 3,6\lambda_x a^2 b \xi_x; & F_y &= 3,6\lambda_y a^2 b (\delta - \gamma a / 3r); \\ P_{тр} &= 3,6a^2 b V \sqrt{\xi_x^2 + \delta^2} \sqrt{\lambda_x^2 \xi_x^2 + \lambda_y^2 (\delta - \gamma a / 3r)^2} \end{aligned} \right\}.$$

Из представленных зависимостей следует, что даже при равных значениях углов развала γ и увода (схождения) δ влияние угла развала на величину боковой силы и интенсивность изнашивания боковой дорожки колеса значительно менее заметно, чем влияние угла увода и ξ_x .

Выбором соотношения углов δ и γ можно уменьшить величины боковой силы F_y и мощности $P_{тр}$ потерь на трение в контакте. В частности, при $\delta = \gamma a / 3r$ боковая сила становится равной нулю и $P_{тр} = P_{тр\min} = F_x V \sqrt{\xi_x^2 + \delta^2}$.

В выведенные зависимости входит коэффициент боковой жесткости λ_y . Для его определения рассмотрим качение колеса при $F_x \rightarrow 0$ и малых углах увода. В этом случае $x_T \rightarrow a$,

$$t_y \approx \frac{2aq_{t_y}}{2} \approx 2\lambda_y \delta a^2; \quad F_y \approx 4\lambda_y \delta b a^2.$$

С другой стороны $F_y = K_y \delta$, где K_y - коэффициент сопротивления боковому уводу.

Для рассматриваемого случая ($F_x \rightarrow 0$, $x_T \rightarrow a$) эту зависимость запишем в виде $F_y^0 = K_y^0 \delta$.

В результате имеем $4\lambda_y \delta a^2 = K_y^0 \delta$, откуда $\lambda_y = K_y^0 / 4a^2 b$

При этом значение коэффициента боковой жесткости K_y^0 определяется экспериментально.

Использование выведенных зависимостей позволяет проанализировать влияние таких факторов, как режим качения и соотношение продольной и боковой жесткости колеса на сопротивление боковому уводу. В частности, эта задача решалась применительно к пневматическим шинам низкого давления [4].

Можно отметить, что эффект увеличения боковой силы при $\delta = \text{const}$ с приложением к колесу тормозной силы проявляется в большей мере для шин, имеющих $\lambda_x / \lambda_y < 1$, т.е. обладающих большей тангенциальной эластичностью в продольном направлении. Обусловлено это тем, что в этом случае та же по величине продольная сила приводит к большему искажению симметричности эпюры нормальных давлений. Такое соотношение характерно для шин радиальной конструкции.

При анализе зависимости $F_y = f(F_x)$ для конкретных шин (165SR-13 (МИ-166) и 6,45-14(М-158)) в полученные уравнения подставляли значения коэффициентов тангенциальной жесткости в продольном и поперечном направлениях, рассчитанные по известным для данных условий нагружения экспериментальным значениям коэффициентов тангенциальной эластичности γ_F и сопротивления боковому уводу K_y^0 : $\lambda_x = 0,25r_k^c / a^2 b s \gamma_F$, $\lambda_y = 0,25K_y^0 / a^2 b$.

Сравнение расчетных величин с экспериментальными данными для шины 165SR-13 (МИ-166) свидетельствует об удовлетворительном схождении теоретических и экспериментальных результатов [4].

Выводы

1. Анализ полученных зависимостей показывает, что влияние угла схождения (увода) на величину боковой силы и интенсивность изнашивания боковой дорожки колеса значительно больше, чем влияние угла развала.
2. Выбором соотношения углов увода и развала можно уменьшить величины боковой силы и потерь на трение в контакте. В частности, при угле увода $\delta = \gamma a / 3r$ боковая сила становится равной нулю и мощность потерь на трение в контакте (а стало быть, и износ) мини-

мальна.

3. Получена простая зависимость, позволяющая рассчитывать коэффициент боковой жесткости через коэффициент сопротивления боковому уводу, найденному для ведомого колеса, что существенно уменьшает объем экспериментальных работ по определению F , M , P .
4. Проанализировано влияние режима качения и соотношения продольной и боковой жесткостей колеса на сопротивление боковому уводу; эффект увеличения боковой силы при постоянном угле увода с приложением к колесу тормозного момента 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.

Литература

1. Virabow R.V., Mamaev A.N., Dobromirov V.N., Markov J.L. The influence of the angle setting of elastic wheels on the wear of their treads. Proceedings of the international simposium on the tribology of Friction materials. YAROFRI-91, 10-12 Sept., 1991, vol.II, pp.176-181, Jaroslavl, USSR.
2. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н. Определение мощности потерь на трение в контакте фрикционной пары колесо с пневматической шиной – жесткое основание. - Межвуз.сб.научных трудов «Бесступенчато-регулируемые передачи», Ярославль, 1978, с.61-67.
3. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н. Анализ кинематических и силовых соотношений при качении колеса по жесткому основанию. - Механика машин, М., Наука, 1980, вып.57, с.101-105.
4. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н., Маринкин А.П., Юрьев Ю.М. Влияние режима качения эластичного колеса на величину боковой силы при боковом уводе. - Вестник машиностроения, 1986, №1, с.33-35.
5. Мамаев А.Н., Вуколова Г.С., Дмитриева Л.Н. Влияние вида принимаемого закона распределения нормальных давлений в контакте колеса с жестким основанием на расчетные силовые и кинематические параметры колеса. Сб. научных трудов, посвященных 60-летию воссоздания МАМИ.-М., МГТУ «МАМИ», 1999.
6. Алешина М.О., Вуколова Г.С., Мамаев А.Н. Влияние вида принимаемого распределения нормальных давлений в контакте колеса с жестким основанием на расчетные силовые параметры колеса. Депон. в НИИЭИавтопром, №36-ап00 от 03.04.2000 г.

Математическая модель процессов теплообмена в системе выпуска отработавших газов бензинового двигателя

Белл С.С., д.т.н. проф. Ерохов В.И.
Университет машиностроения
sergebellfils2@mail.ru , +79639960765

Аннотация. В статье рассмотрены теоретические процессы теплообмена в системе выпуска отработавших газов бензинового двигателя. Представлены результаты расчетов математической модели процессов теплообмена, из которых можно заключить, что детальный анализ динамики горения топлив предполагает строгий учет всех физических процессов, в том числе процессов конвективного теплообмена между свежим газом и продуктами горения и конструктивными элементами оболочки.

Ключевые слова: процесс теплообмена; автомобильные отработавшие газы

Теория и методика решения задачи

Процесс переноса теплоты в выпускном тракте автомобиля осуществляется тремя способами: теплопроводностью, конвекцией и излучением. Эти формы теплообмена глубоко различны по своей природе и характеризуются своими законами [1, 2]. Поэтому изучение закономерностей сложного теплообмена представляет собой довольно трудную задачу (рисунки 2).