

SECTION 7. Mechanics and machine construction.

Valentin Vladimirovich Redchis

Professor, Candidate of Technical Sciences

Kremenchug University of Economics, Information Technology and Management,
Ukraine**Elena Valentinovna Holovina**

Docent

Kremenchug University of Economics, Information Technology and Management,
Ukraineelenholz@gmail.com**RELATIONSHIP THREE THEORIES OF PNEUMATIC TYRE**

Abstract: Proved analytically and experimentally confirmed a interrelation of three theories: rolling pneumatics M.V. Keldysh, withdrawal and angular deformation of tires.

Key words: curvature of the trajectory, the angle of relative rotation of contact sheets, angular and lateral stiffness of tire, coefficient of resistance withdrawal.

УДК 629.113.075:629.114.4

ВЗАИМОСВЯЗЬ ТРЕХ ТЕОРИЙ КАЧЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ

Аннотация: Аналитически доказана и экспериментально подтверждена закономерная взаимосвязь теорий: качения пневматика М.В. Келдыша, увода и угловой деформации шины.

Ключевые слова: кривизна траектории, угол относительного поворота контактного отпечатка, угловая и боковая жесткости шины, коэффициент сопротивления уводу.

В настоящее время существует три теории качения пневматической шины по криволинейной траектории: теория увода, теория качения пневматика М.В. Келдыша и теория угловой деформации. Теория Келдыша В.М. и теория угловой деформации основаны на деформационном явлении в контактном отпечатке без учета скольжения. Теория увода основана на силовой зависимости боковой силы от угла увода. Одновременное использование трех теорий значительно расширит круг задач, возникающих при проектировании автомобилей и даст возможность повысить точность их решения.

Анализ исследований известных ученых по управляемости, устойчивости, автоколебаниям управляемых колес («шимми») показал, что ни одна из трех теорий качения пневматической шины по криволинейной траектории в отдельности не позволяет решить полностью все задачи, выдвигаемые практикой проектирования колесных машин. При анализе было замечено, что должна существовать закономерная (аналитическая) взаимосвязь между теорией увода, теорией угловой деформации пневматической шины при движении по криволинейной траекторией и теорией качения пневматика М.В. Келдыша (уравнение неголономных связей).

Основное уравнение теории угловой деформации шины (1) из [1]:

$$\theta = \frac{a + 2x}{4R}, \text{ рад.} \quad (1)$$

где a – большая ось контактного отпечатка, м;

x – смещение центра кривизны траектории относительно центра отпечатка, м;

R – радиус кривизны траектории, м.

Все величины необходимые для определения момента сопротивления криволинейному движению, определяются в статике.

На участке линейной зависимости графика $M = f(\theta)$ при определении угловой жесткости шины c_ω :

$$M = c_\omega \cdot \theta, \text{ Нм} \quad (2)$$

Относительная угловая скорость поворота контактного отпечатка в плоскости дороги определяется (3):

$$\omega_{\text{отн}} = \frac{d\theta}{dt} = \frac{d(a+2x)}{4R \cdot dt} = \frac{V}{2R}, \text{ рад/с} \quad (3)$$

где V – скорость центра колеса, м/с.

Мощность, затраченная только на криволинейное движение колеса, определяется (4):

$$N_{\text{кр}} = M \cdot \omega_{\text{отн}} = c_\omega \cdot \frac{a+2x}{4R} \cdot \frac{V}{2R} = \frac{c_\omega \cdot V \cdot (a+2x)}{8R^2}. \quad (4)$$

Выразив радиус кривизны траектории R через угол θ из (1) и подставив в (4) получим:

$$N_{\text{эв}} = \frac{2 \cdot c_\omega \cdot V \cdot \theta^2}{(a+2x)}. \quad (5)$$

При $x = 0$:

$$N_{\text{эв}} = \frac{2 \cdot c_\omega \cdot V \cdot \theta^2}{a}. \quad (6)$$

Мощность, затраченная на качение колеса только от увода, определяется по (7) из [2]:

$$N_{\text{ув}} = V \cdot K_y \cdot \delta^2. \quad (7)$$

Зависимости (6) и (7) хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Сравнивая (6) и (7) получим

$$\delta = \theta. \quad (8)$$

Т.е., угол относительного поворота контактного отпечатка есть не что иное как угол увода при криволинейном движении, из (6) и (7):

$$K_y = \frac{2 \cdot c_\omega}{a}, \text{ Н/рад}. \quad (9)$$

Проверим (9) по независимым экспериментальным данным.

По данным А.С. Литвинова для шины 260-508(9.00-20) при $R_z = 12000$ Н, $p_{\text{ш}} = 0,35$ МПа, $K_y = 56500$ Н/рад., $c_\omega = 4814$ Нм/рад., $a = 0,177$ м. Рассчитанное значение коэффициент сопротивления увода по (9) $K_y = 54396$ Н/рад.

Доктор технических наук А.П. Солтус в работе [3 стр.410] проверил зависимость (9) на автомобиле, оборудованном передней осью специальной конструкции. Результаты приведены в таблице 1.

Таблица 1

Сравнительная оценка расчета коэффициента сопротивления уводу по (9) с экспериментальными данными [3]. №	Модель и размерность шины	Нагрузка на шину, кН	Давление воздуха, МПа	Коэффициент K , Н/рад.		
				эксперимент	Расчет по (9)	Относительная погрешность, %
1	И - Н142Б 9.00 – 20P	22	0,72	96048	96060	0,0125
2	И – П184 1220 × 400 - 533	26	0,3	98542	98535	0,0071

Как видно, взаимосвязь теории увода и теории угловой деформации пневматической шины, движущейся по криволинейной траектории или с наклоном к вертикальной плоскости, осуществляется через уравнения (5), (6), (8), (9).

Уравнение (10) [4] неголономных связей М.В. Келдыша определяет кривизну траектории средней линии шины от действия внешней боковой силы (инерции или другой), приложенной к центру колеса, при отсутствии скольжения в отпечатке:

$$\frac{1}{R} = \alpha_k \cdot \lambda - \beta_k \cdot \varphi - \gamma_k \cdot \chi, \quad (10)$$

где λ , φ – боковая и угловая деформации шины, соответственно – м, рад.;

χ – угол наклона колеса к вертикальной плоскости, рад.;

α_k , β_k , γ_k – кинематические коэффициенты шины, зависящие от ее конструкции, давления, нагрузки и коэффициента сцепления.

Уравнение (10) редко использовалось в теории управляемости и устойчивости автомобилей в связи с большой трудностью определения кинематических коэффициентов.

Теория угловой деформации шины позволила определить эти коэффициенты простым расчетно-экспериментальным методом [5, стр.129-134]:

$$\alpha_k = \frac{16 \cdot \theta_B^2}{a^2 \left(\frac{1}{\cos 2\theta_B} - 1 \right)}, \frac{1}{i^2}; \quad (11)$$

$$\beta_k = \frac{2 \cdot c_{\omega} \cdot \alpha_k}{a \cdot c_{uy}}, \frac{1}{i}; \quad (12)$$

Допустив, что $\varphi = 0$, $\chi = 0$ в (10), радиус кривизны траектории средней линии шины определяется (13):

$$R_k = \frac{c_{uy}}{\alpha_k \cdot F_y}, \text{ м} \quad (13)$$

где θ_B – максимальный угол поворота колеса на месте, при определении угловой жесткости c_{ω} , при котором существует, практически, линейная зависимость между моментом и углом поворота колеса, рад.;

a – большая ось контактного отпечатка, м;

c_{uy} – боковая жесткость шины, Н/м;

F_y – боковая сила, приложенная в центре колеса, Н.

Определив радиус кривизны траектории средней линии шины R_k по (13), с помощью (1) можно определить угол увода (угол относительного поворота отпечатка

относительно вертикальной оси (8)). Зная θ можно определить по (2) момент сопротивления криволинейному движению.

Из выше сказанного можно сделать выводы:

1. Теория увода взаимосвязана с теорией угловой деформацией пневматической шины, движущейся по криволинейной траектории или с наклоном к вертикальной плоскости, через уравнения (5), (6), (8), (9).

2. Теория качения пневматика М.В. Келдыша (уравнение (10)) взаимосвязана с теорией угловой деформации, уравнение (1), зависимостями (11), (12), (13).

На базе соединения и взаимосвязи трех теорий была создана математическая модель и алгоритм [6, 7] для определения показателей управляемости и устойчивости на стадии проектирования при маневре «переставка», «вход в круг $R = 35$ м», «рывок руля», момента сопротивления повороту управляемых колес на различных скоростях движения, времени запаздывания реакции поворота продольной оси автомобиля на поворот рулевого колеса, др.

Основной недостаток всех трех теорий - слабо изученное явление «сгеер» (псевдоскольжение) в контактном отпечатке.

References:

1. Редчиц В.В. О явлении относительного поворота контактного отпечатка движущегося колеса. Автомобильная промышленность, 1974, №3, с. 28-30.
2. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля / Иларионов В. А. – М.: Машиностроение, 1966. – 280 с.
3. Солтус Анатолий Петрович. Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей : дис. ... докт. техн. наук : спец. 05.05.03 / Анатолий Петрович Солтус. – Киев, 1994. – 476 с.
4. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси. Труды ЦАТИ, №564, 1945.
5. Редчиц В.В., Расчетно-экспериментальный метод определения кинематических коэффициентов пневматических шин в уравнении неголономных связей. / В.В. Редчиц, А.А. Голобородько, // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов ХНАДУ. – Харьков, 2001. – Вып. 7-8. – С. 129 – 134.
6. Редчиц В.В. Исследование управляемости трехосных автомобилей при маневре «переставка» / В.В. Редчиц, Е.В. Головина, О.Ф. Кораблев // Нові технології. Науковий вісник КУЕІТУ. – 2011. – №4(34) – С.80 – 87.
7. Редчиц В.В. Центр относительного поворота двухосного автомобиля. / В.В. Редчиц, Е.В. Головина // Нові технології. Науковий вісник КУЕІТУ. – 2007. – №3(17) – С.95 – 99.
8. Маневренность и тормозные свойства колесных машин. / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.] – Харьков.: Издание ХНАДУ, 2002. – 404 с.
9. Редчиц В.В. Центр относительного поворота трехосного автомобіля / В.В. Редчиц, Е.В. Головина // Нові технології. Науковий вісник КУЕІТУ. – 2012. – №4(8) – С.60
10. Теория движения боевых колесных машин. / [Антонов Д.А., Беспалов С.И., Лазаренко В.П., Маковой В.С., Тимофеев В.Д., Шишкин В.А] – М.: Издание академии бронетанковых войск, 1993. – 385 с.