

Impact Factor:

ISRA (India) = 1.344	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 0.829	PIHC (Russia) = 0.234	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 1.042	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 2.031	

SOI: [1.1/TAS](#) DOI: [10.15863/TAS](#)

International Scientific Journal Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2017 Issue: 02 Volume: 46

Published: 23.02.2017 <http://T-Science.org>

Elena Valentinovna Holovina
Candidate of Technical Sciences, Docent
Classic Private University,
Kremenchug, Ukraine
elenholz@gmail.com

Oleksandr Mykolayovych Mienailov
Senior lecturer
Classic Private University,
Kremenchug, Ukraine

SECTION 7. Mechanics and machine construction.

CONDITION FOR TURN OF MULTIAXLE TRUCK

Abstract: The issues reviewed related to multi-axle trucks cornering ability. Dependency relation of moment resistance to spot wheel turn about an axis from the angle of turn of directive wheel was represented and it was proved that resistance value of curvilinear motion essentially depends on the wheelbase size. Experiments confirmed that the static multi-axle truck rotation requires the value of turning moment created by the directive wheels to be higher than or equal to the total torque resistance curvilinear motion of the wheels.

Key words: moment of resistance to curvilinear motion, turning moment, the total high-speed drag torque, angle of rotation of directive wheel.

Language: Russian

Citation: Holovina EV, Mienailov OM (2017) CONDITION FOR TURN OF MULTIAXLE TRUCK. ISJ Theoretical & Applied Science, 02 (46): 87-91.

Soi: <http://s-o-i.org/1.1/TAS-02-46-18> **Doi:**  <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2017.02.46.18>

УСЛОВИЕ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПОВОРОТА МНОГООСНОГО АВТОМОБИЛЯ

Аннотация: Рассмотрены вопросы, связанные с обеспечением поворачиваемости многоосных автомобилей. Представлена зависимость момента сопротивления повороту колеса на месте относительно вертикальной оси от угла поворота управляемого колеса и показано, что величина момента сопротивления криволинейному движению существенно зависит от величины базы тележки. Экспериментально подтверждено, что для статического поворота многоосного автомобиля необходимо, чтобы величина поворачивающего момента, созданного управляемыми колесами, была больше или равна суммарному моменту сопротивления криволинейному движению всех колес.

Ключевые слова: момент сопротивления криволинейному движению, поворачивающий момент, суммарный скоростной момент сопротивления, угол поворота управляемого колеса, угловая жесткость шины.

Введение

При проектировании автомобиля обязательно возникает вопрос о том, какой должна быть из условий компоновки максимальная база тележки, которая обеспечила бы необходимую поворачиваемость многоосного автомобиля.

В связи с этим, предлагается условие, выполнение которого обеспечит выполнение поворота автомобиля.

Вопросами поворота многоосного автомобиля занимались Аксенов П.В., Фаробин Я.Е., Подрыгалю М.А., Волков В.П. и др., [1-5]. Автор работы [2] утверждает, что для обеспечения поворота автомобиля отношение базы тележки к базе автомобиля должно придерживаться значений 0,34-0,29. Авторы работы [3] предлагают значение базы

балансирной тележки определять через предложенный коэффициент управляемости автомобиля. Вопросу обеспечения поворота четырехосного автомобиля уделено на так много внимания.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является проверка условия обеспечивающего статический поворот многоосного автомобиля. Для проверки использовалась физическая модель многоосного автомобиля с двумя передними управляемыми осями, выполненная в масштабе 1:5.

Основной материал статьи

При статическом повороте ($V=5$ км/ч) автомобиль как свободная система на плоскости дороги будет совершать поступательное и



Impact Factor:

ISRA (India) = 1.344	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 0.829	ПИИЦ (Russia) = 0.234	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 1.042	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 2.031	

вращательное движение с учетом увода по той траектории, которая будет обеспечивать наименьшее сопротивление. То есть поворачивающий момент будет выражаться:

$$M_{нов} \geq \sum M_p + \sum M_v, \quad (1)$$

где $M_{нов}$ – момент сопротивления повороту;

$\sum M_p$ – суммарный момент сопротивления криволинейному движению;

$\sum M_v$ – суммарный скоростной момент сопротивления.

Так как $V=5$ км/ч, то $\sum M_v = 0$.

Выражение (1) примет вид:

$$M_{нов} \geq \sum M_p. \quad (2)$$

Выражение (2) будет условием поворота автомобиля.

Для подтверждения этого условия была разработана физическая модель автомобиля КрА37140Н6 с двумя передними управляемыми осями в масштабе 1:5. Компоновочная схема модели показана на рис. 1.

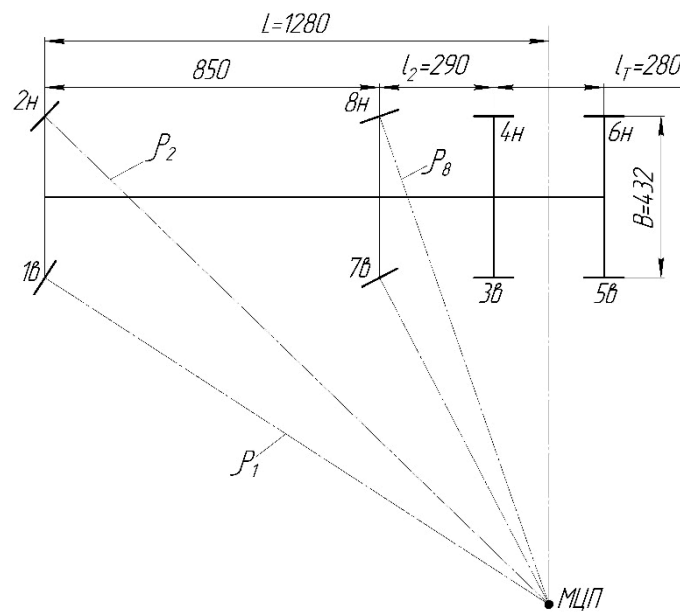


Рисунок 1 – Компоновочная схема модели четырехосного автомобиля.

Конструкция модели позволяет сделать из нее трехосную схему, убрав вторую управляемую ось, и изменять величину базы тележки l_T , передвигая третью ось (слева) к первой управляемой оси, рис. 2.

Для подтверждения теоретического положения (2) проводились экспериментальные исследования при максимально возможной базе модели. Исследования проводились при давлении в шинах $p = 0,1$ МПа, ширине отпечатка шины $v = 0,07$ м, длине отпечатка шины $a = 0,12$ м, нагрузке на колесо в статике $Rz0 = 500$ Н, коэффициенте сцепления $\varphi = 0,6$.

Поворачивающий момент создается управляемыми колесами за счет угловой деформации шины при повороте. Поэтому, будет верным уравнение:

$$M_{нов} = \sum c_{oi} \cdot \alpha_i \cdot n, \quad (3)$$

где c_{oi} – угловая жесткость шины;

α_i – угол поворота управляемого колеса;

n – количество управляемых колес.

Impact Factor:

ISRA (India) = 1.344	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 0.829	ПИИЦ (Russia) = 0.234	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 1.042	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 2.031	

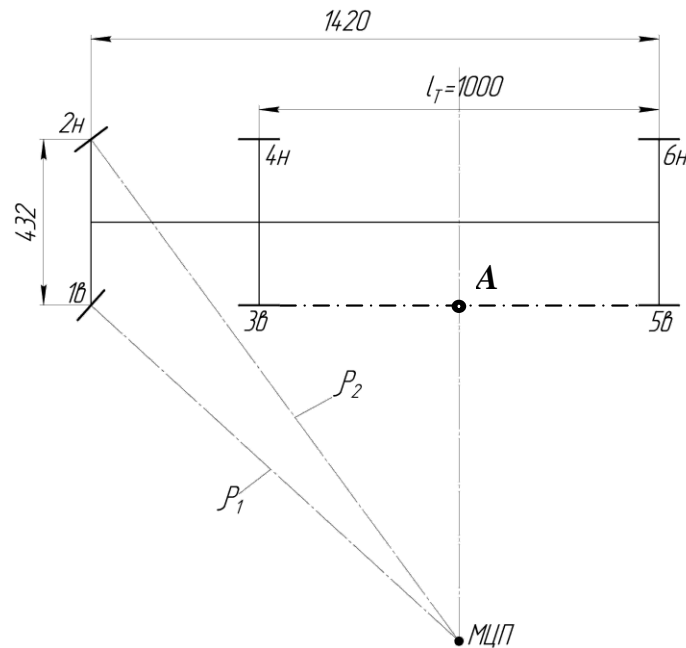


Рисунок 2 – Компоновочная схема модели трехосного автомобиля.

На рис. 3 представлен график зависимости момента сопротивления повороту колеса на месте относительно вертикальной оси от угла поворота управляемого колеса.

На графике четко видно три участка. Участок (OB), где представленная зависимость имеет линейный характер – это зона упругих

деформаций: участок (BA) – зависимость нелинейная, участок (AC) – прямая линия, так как момент сопротивления ограничен коэффициентом сцепления с опорной поверхностью.

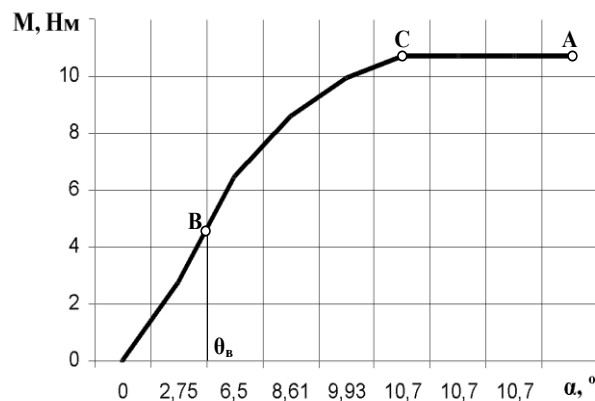


Рисунок 3 – График зависимости момента сопротивления повороту колеса на месте на месте относительно вертикальной оси от угла поворота.

Формула (3) действует при углах поворота управляемых колес $\alpha \leq 5^\circ$, т.е. в зоне упругих деформаций, (участок OB на рис.3).

При углах поворота, находящихся в зоне BC рис. 3, поворачивающий момент определяется по графику $M = f(\theta)$. Если угол поворота находится в

зоне участка CA (рис.3), где поворачивающий момент ограничен коэффициентом сцепления шины с опорной поверхностью, то значение $M_{нов}$ определяется по графику или формуле [5]:

Impact Factor:

ISRA (India) = 1.344	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 0.829	ПИИЦ (Russia) = 0.234	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 1.042	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 2.031	

$$M_i = \frac{R_{zi}}{4} \cdot \sqrt{a_i^2 + b_i^2} \quad (4)$$

На рис. 4 показаны зависимости поворачивающего момента и момента

сопротивления криволинейному движению от кинематического радиуса кривизны траектории для модели с базой $l_m = 1$ м.

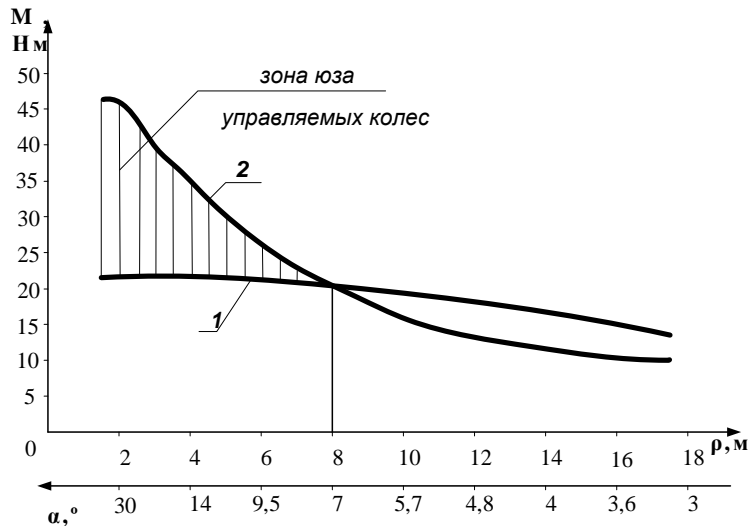
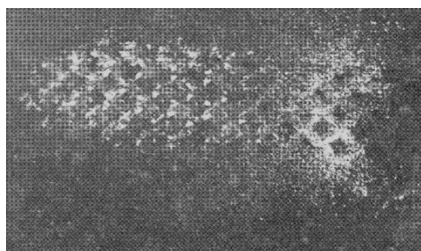


Рисунок 4 – Зависимость поворачивающего момента (кривая 1) и момента сопротивления криволинейному движению (кривая 2) от радиуса кривизны траектории.

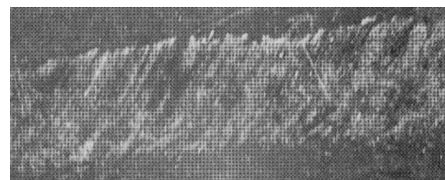
Из рис. 4 видно, что на интервале углов поворота внутреннего управляемого колеса $7^\circ \geq \alpha_{в1} \leq 31^\circ$, которому соответствует кинематический радиус кривизны траектории $1,79 \text{ м} \geq \rho_{в1} \leq 8 \text{ м}$ суммарный момент сопротивления криволинейному движению (кривая 2) больше поворачивающего момента (кривая 1) $\Sigma M_\rho > M_{пов}$. При этих углах поворота управляемые колеса модели движутся юзом и одновременно вращаются вокруг своей горизонтальной оси. Как только $\Sigma M_\rho = M_{пов}$ (точка пересечения кривой $\Sigma M_\rho = f(\rho_{el})$ с кривой $\Sigma M_{пов} = f(\rho_{el})$, рис.4) юз управляемых колес

модели исчезает, что подтверждается экспериментально.

При движении модели прямолинейно отпечаток протектора внутреннего управляемого колеса на опорной поверхности был четким без искажения. Это видно на рис. 5 а. При движении модели по криволинейной траектории в интервале углов управляемых колес $7^\circ \leq \alpha_{в1} \leq 31^\circ$ ($1,79 \text{ м} \geq \rho_{el} \geq 8 \text{ м}$), отпечаток рисунка протектора нечеткий, видно, что колеса двигаются юзом, рис.5 б.



а)



б)

а – прямолинейно;

б – при движении по криволинейной траектории в интервале углов управляемых колес $7^\circ \leq \alpha_{в1} \leq 31^\circ$

Рисунок 5 – Отпечаток протектора при движении модели.

Impact Factor:

ISRA (India) = 1.344	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 0.829	ПИИЦ (Russia) = 0.234	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 1.042	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 2.031	

Выводы

Из проведенных расчетов и экспериментальных замеров на физической модели можно сделать вывод, что при статическом повороте, пока поворачивающий момент будет меньше момента сопротивления криволинейному движению, автомобиль будет двигаться по траектории с радиусом значительно большим, чем задает водитель, т.е. присутствует увеличение недостаточной поворачиваемости. Экспериментально подтверждено, что для

статического поворота многоосного автомобиля необходимо выполнение условия – величина поворачивающего момента, созданного управляемыми колесами должна быть больше или равна суммарному моменту сопротивления криволинейному движению всех колес.

References:

1. Aksenov PV (1989) *Mногоосные автомобили* / Aksenov P.V. – 2-e izd., pererab. i dop. – M. Mashinostroenie, 1989. – 280 p.
2. Farobin YE (1970) *Теория поворота транспортных машин*. / Ya.E Farobin. – M.: «Mashinostroenie», 1970. – 175 p.
3. (2008) *Динамика автомобиля* / Podrigalo M.A., Volkov V.P., Boboshko A.A., Pavlenko V.A., Fayst V.L., Klets D.M., Redko V.V. – Harkov: Izd-vo HNADU, 2008. – 423 p.
4. (1993) *Теория движения боевых колесных машин* / [Antonov D.A., Bepalov S.I., Lazarenko V.P., Makovey V.S., Timofeev V.D., Shishkin V.A.]. – M.: Izdanie akademii bronetankovyih voysk, 1993. – 385 p.
5. Redchits VV (1973) *Определение максимального момента, необходимого для поворота управляемых колес автомобиля на месте* / V.V. Redchits // *Avtomobilnaya promyshlennost.* – 1973. – №9. – p. 17 – 19.
6. Antonov OS (1970) *Армейские автомобили. Теория*. / O.S. Antonov, Yu.O. Kononovich, E.I. Magidovich, V.S. Prozorov – M.: Vidannya MO SRSR, 1970. – 526 p.
7. Redchits VV (1974) *О явлении относительного поворота контактного отпечатка движущегося колеса* / V.V. Redchits // *Avtomobilnaya promyshlennost.* – 1974. – №3. – p. 28 – 30.
8. Redchits VV (2006) *Влияние задней тележки на радиус поворота трехосных автомобилей* / V.V. Redchits, E.V. Golovina, M.B. Korsun. // *Avtomobile ta traktorobuduvannya. Visnik NTU «HPI».* – 2006. – №6. – p. 105 – 112.
9. Redchits VV (2006) *Расчет рациональных углов поворота управляемых колес четырехосного автомобиля* / V.V. Redchits, E.V. Golovina, M.B. Korsun // *Novi tehnologiyi. Naukoviy visnik KUEITU.* – 2006. – №4(14) – p. 71 – 79.
10. Redchits VV (2008) *Динамическая поворачиваемость трехосного автомобиля*. / V.V. Redchits, E.V. Golovina, K.I. Gorash // *Novi tehnologiyi. Naukoviy visnik KUEITU.* – 2008. – №3(21) – p. 96 – 110

