

Ю. В. Суrowегин

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПРОГИБА ШИН И ДЕЙСТВИЯ ПРИ ЭТОМ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС МОСТОВ НА ПОПЕРЕЧНЫЙ КРЕН БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ПОВОРОТЕ

Своеобразны условия движения большегрузных автомобилей — им приходится работать как в условиях бездорожья с частыми поворотами, крутыми спусками и подъемами до 15° [1], так и на хороших дорогах в общем транспортном потоке. В связи с этим такие автомобили должны обладать эксплуатационными свойствами, обеспечивающими устойчивость и управляемость их движения в разнообразных дорожных условиях.

Конструктивными особенностями автомобилей большой грузоподъемности, и особенно полноприводных, является значительное увеличение веса неподрессоренных масс по отношению к собственному весу автомобиля. В табл. 1 приведены значения этого веса — мостов и колес с шинами в сборе (не учтен вес подвесок и других мелких деталей). Из таблицы видно, что если для автомобилей грузоподъемностью 2—4 т он составляет 24,6—30%, то для автомобилей большой грузоподъемности — 35—43,6%. Вес вращающихся масс мостов, особенно у полноприводных автомобилей, по отношению к неподрессоренным составляет 65—70%.

На рассматриваемых автомобилях чаще всего применяются шины больших габаритов низкого давления, имеющие значительные режимы деформации. Так, по данным работы [2], они составляют 15—16%.

Учитывая вышеизложенное, была поставлена задача — оценить влияние гироскопических моментов вращающихся масс мостов и полного прогиба шин на поперечный крен, а следовательно, и на поперечную устойчивость автомобиля при его поворотах. Большинство авторов при рассмотрении устойчивости движения автомобилей и при составлении дифференциальных уравнений движения моментами инерции вращающихся масс и прогибами шин пренебрегают, а это может привести к ошибкам.

Для определения величин гироскопических моментов и соответствующего перераспределения вертикальных нагрузок на колеса раздельно рассмотрим кинематику управляемого и неуправляемого мостов двухосного автомобиля при его повороте и при этом на данном этапе делаем следующие допущения:

- 1) автомобиль совершает плоскопараллельное движение;

Значения веса мостов и колес с шинами для грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Вес в снаряженном состоянии, кг	Полный вес, кг	Шина (размеры)	Вес заднего моста, кг	Вес переднего моста, кг	Вес колеса в сборе с шиной на количество колес	Удельный вес переднего и заднего мостов, %	Удельный вес колес с шинами, %	Удельный вес неподдресоренных масс, %
<i>Грузовые автомобили</i>									
УАЗ-451Д	1500	2450	8,4-15	95	49	36×4	9,6	9,6	19,2
ГАЗ-51А	2710	5350	7,5-20	245	128	62×6	13,7	13,7	27,4
ГАЗ-53Р	2950	6100	8,25-20	250	130	84×6	13,3	17,1	30,4
УРАЛ-355М	3400	7050	825-20	516	176	93×6	20,3	16,4	36,7
ГАЗ-53	3250	7400	825-20	271	141	84×6	12,7	15,5	28,2
ЗИЛ-164А	4100	8725	9,00-20 260-20	370	258	95×6	15,3	13,9	29,2
ЗИЛ-130	4300	9525	260-20	432	230	98,5×6	15,4	13,3	29,0
МАЗ-200	6400	13 625	12,00-20	880	360	137×6	19,4	12,8	32,2
МАЗ-500	6500	14 225	12,00-20	740	323	137×6	16,4	12,7	29,1
УРАЛ-377 (6×4)	7275	15 000	14,00-20	590+590	400	172×6	21,6	14,4	36,0
КРАЗ-219Б	11 300	23 530	12,00-20	820+820	390	145×10	18	12,8	30,8

Марка автомобиля	Вес в снаряженном состоянии, кг	Полный вес, кг	Шина (размеры)	Вес заднего моста, кг	Вес переднего моста, кг	Вес колеса в сборе с шиной на количество колес	Удельный вес переднего и заднего мостов, %	Удельный вес колес с шинами, %	Удельный вес неподдресоренных масс, %
<i>Автомобили-самосвалы</i>									
ЗИЛ-ММЗ-585А	4175	7900	26,00-20	370	258	95×6	15,1	13,6	28,7
МАЗ-205	6600	12 825	12,00-20	880	360	137×6	18,8	12,5	31,3
МАЗ-503	6750	13 900	12,00-20	740	823	137×6	15,8	12,2	28,0
КРАЗ-222Б	12 050	22 200	12,00-20	820+820	390	145×10	16,7	12,1	28,8
МАЗ-525	24 380	49 520	17,00-32	6000	1500	520×6	30,8	12,8	43,6
БелАЗ-540	21 000	48 000	18,00-25	2370	1960	520×6	20,6	14,9	35,5
<i>Автомобили повышенной проходимости</i>									
ГАЗ-69Л	1525	2175	65-16	90	120	29,6×4	13,75	10,9	24,65
ГАЗ-63	3200	5350	10,00-18	250	287	100×4	16,8	12,5	29,3
ГАЗ-66	3440	5770	12,00-18	250	330	106,5×4	16,9	12,4	29,3
ЗИЛ-157к	5800	10 450	12,00-18	345+345	285	110×6	18,5	11,4	29,9
УРАЛ-375Т	8400	13 200	14,00-20	590+590	645	172×6	21,8	12,3	34,1
МАЗ-502	7700	11 925	15,00-20	880	780	215×4	21,6	11,7	33,3
КРАЗ-214Б	12 300	19 570	85,00-20	847+847	875	215×6	20,6	10	30,6
МоАЗ-522А	17 000	35 000	26,5-20	1985	2235	690×4	24,8	16,2	41,0

2) углы наклона шкворня и углы установки колес принимаем равными нулю;

3) пренебрегаем уводом шин;

4) радиусы качения колес правой и левой стороны равны между собой.

Управляемые колеса совершают в горизонтальной плоскости составное движение: колеса поворачиваются относительно осей шкворней с угловыми скоростями $\dot{\theta}^n$ и $\dot{\theta}^в$, а сами оси вместе с передним мостом вращаются относительно мгновенной оси вращения автомобиля с угловой скоростью ω .

В результате этих движений колеса в горизонтальной плоскости будут совершать мгновенное вращение с угловой скоростью $\bar{\omega}_1 = \bar{\omega} + \bar{\Theta}$ и оси вращения будут параллельны осям векторов $\bar{\omega}$ и $\bar{\Theta}$ (они при наших допущениях тоже параллельны между собой). Положение этих осей (рис. 1) определится из пропорций:

$$\frac{\dot{\theta}^n}{\omega} = \frac{OC_{V1}}{C_{V1}D}; \quad \frac{\dot{\theta}^в}{\omega} = \frac{OC_{V2}}{C_{V2}\Gamma}, \quad (1)$$

где индексы n и $в$ соответственно обозначают наружное левое и правое внутренние колеса, а 1 и 2 переднюю и заднюю оси.

При малых углах поворота с достаточной точностью при подсчете гироскопических моментов можно принять для упрощения расчетов [3]:

$$\omega = \frac{v\theta}{L},$$

где θ — средний угол поворота управляемых колес; v — скорость автомобиля; L — база автомобиля.

Гироскопические моменты колес в сборе, тормозных барабанов и других вращающихся деталей определяются выражением:

$$M_{гир1}^n \approx M_{гир1}^в \approx (I_{к1} + I_{б1} + I_{пр1}) (v\theta + L\dot{\theta}) \frac{v}{r_{к1}L}, \quad (2)$$

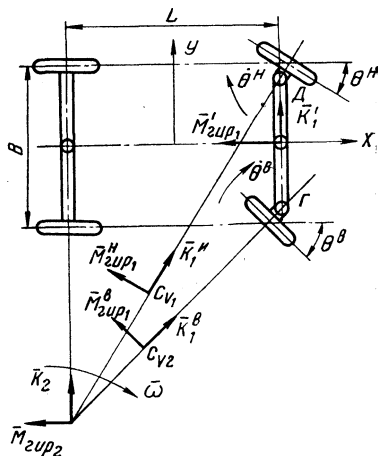


Рис. 1. Схема гироскопических моментов вращающихся масс мостов при повороте двухосного автомобиля.

где $I_{к1}$, $I_{б1}$, $I_{пр1}$ — соответственно моменты инерции колеса в сборе, тормозного барабана и прочих вращающихся деталей; $r_{к1}$ — радиус качения управляемых колес; $\dot{\Theta}$ — угловая скорость поворота управляемых колес.

$M_{гир1}^н$ и $M_{гир1}^в$ представляют собой моменты, стремящиеся кратчайшим путем установить ось собственного вращения, проходящую по осям колес параллельно соответственно осям векторов $\bar{\omega}_1^н$ и $\bar{\omega}_1^в$.

При повороте также будет возникать гироскопический момент от изменения положения осей собственного вращения дифференциала и полуосей с карданами, определяемый выражением:

$$M'_{гир1} = (I_{диф1} + I_{п1}) \frac{v^2 \theta i_{кр1}}{r_{к1} L}, \quad (3)$$

где $I_{диф1}$, $I_{п1}$ — соответственно моменты инерции дифференциала в сборе и полуосей относительно оси моста; $i_{кр}$ — передаточное отношение колесного редуктора.

Общий гироскопический момент определится векторной суммой:

$$\bar{M}_{гир1} = \bar{M}_{гир1}^н + \bar{M}_{гир1}^в + \bar{M}'_{гир1};$$

$M_{гир1x}$ вызывает изменение радиальных нагрузок на правое и левое колеса на величину: $\Delta z_{гир1} = M_{гир1x} / B_1$, где $M_{гир1x} = (M_{гир1}^н + M_{гир1}^в) \cos \theta + M'_{гир1}$.

Учитывая, что при небольших θ $\cos \theta \approx 1$, получаем:

$$\Delta z_{гир1} = \frac{v [A_1 (v \theta + L \dot{\theta}) + D_1 v \theta]}{B_1}, \quad (4)$$

где $A_1 = \frac{2(I_{к1} + I_{б1} + I_{пр1})}{r_{к1} L}$; $D_1 = \frac{(I_{диф1} + I_{п1}) i_{кр1}}{r_{к1} L}$;

B_1 — ширина колес передней оси.

Из уравнений (2), (3) и (4) видим, что гироскопические моменты и изменение вертикальных нагрузок на правое и левое колеса зависят от: а) конструктивных параметров автомобиля; б) скорости движения; в) угла поворота управляемых колес; г) угловой скорости поворота управляемых колес.

Учитывая обозначения A_1 и D_1 , сделанные для переднего моста, получим следующее выражение для гироскопического момента, действующего на задний мост при повороте:

$$M_{гир2} = v^2 \theta (A_2 + D_2). \quad (5)$$

Тогда изменение радиальных нагрузок на задние правые и левые колеса будет равно:

$$\Delta z_{\text{гир}2} = \frac{v^2 \theta}{B_2} (A_2 + D_2), \quad (6)$$

а оно зависит от: а) конструктивных параметров автомобилей; б) скорости движения; в) угла поворота управляемых колес (фактически радиуса поворота).

При рассмотрении вышеизложенных вопросов использовалась теория гироскопов, когда угловая скорость вращения гироскопических масс значительно больше угловой скорости, с которой поворачивается ось этих масс.

При малых скоростях с изменением скорости движения и угловой скорости поворота сам вектор кинетического момента будет изменяться по величине в зависимости от времени. В этом случае, подсчитывая моменты, необходимо использовать динамические уравнения Эйлера, к которым присоединяются кинематические уравнения Эйлера. Движение тела будет описываться шестью нелинейными дифференциальными уравнениями первого порядка. Это значительно затрудняет расчеты, и их нецелесообразно вести, так как гироскопические моменты при малых скоростях будут незначительны.

Аналитические расчеты показывают, что величина $\Delta z_{\text{гир}1}$ и $\Delta z_{\text{гир}2}$ для полноприводных автомобилей большой грузоподъемности при экстремальных режимах движения на поворотах составляют 6—7% от величины статической нагрузки, и в процессе изучения динамики поворота автомобиля этим пренебрегать нельзя.

Во время неустановившегося поворота управляемый мост дополнительно наклонится, как это видно из зависимости (4), благодаря действию гироскопического момента, возникающего за счет относительного поворота управляемых колес. По данным А. С. Добрина, в обычных условиях эксплуатации угловая скорость поворота управляемых колес не превышает 0,1—0,2 рад/сек, а ее максимальная величина доходит до 0,5 рад/сек.

Для большегрузных автомобилей, у которых поворот управляемых колес осуществляется гидравлическими цилиндрами, максимальная угловая скорость их поворота зависит от производительности гидравлического насоса. Так, для автомобиля МоАЗ-522А ее максимальная величина может быть 0,45 рад/сек. Поэтому при определении гироскопических моментов переднего управляемого моста это необходимо учитывать.

Динамика крена подрессоренных масс и крена автомобиля за счет разного прогиба шин правой и левой стороны может быть описана такими дифференциальными уравнениями:

$$I_{\text{п}} \ddot{\beta}_{\text{п}} = m_{\text{п}} g h_{\text{кр}} (\beta_{\text{п}} + \beta_{\text{ш}}) + m_{\text{п}} [\omega v - \dot{v}_v - (r_{\text{к}} + h_{\text{кр}}) \ddot{\beta}_{\text{ш}}] - M_{\text{п}}; \quad (7)$$

$$I \ddot{\beta}_{\text{ш}} = mgh\beta_{\text{ш}} + m_{\text{п}} gh_{\text{кр}} \beta_{\text{п}} + mh(\omega v - \dot{v}_y) - \\ - m_{\text{п}} h_{\text{кр}}(r_{\text{к}} + h_{\text{кр}}) \ddot{\beta}_{\text{п}} + M_{\text{Гир1}} + M_{\text{Гир2}} - M_{\text{ш}},$$

где $I_{\text{п}}$ — момент инерции подрессоренных масс автомобиля относительно неподдресоренных; $\ddot{\beta}_{\text{п}}$ — угловое ускорение крена подрессоренных масс относительно неподдресоренных; $m_{\text{п}}$ — подрессоренная масса; g — ускорение свободного падения; $h_{\text{кр}}$ — плечо крена; $\beta_{\text{п}}$ — угол крена подрессоренных масс относительно неподдресоренных; $\beta_{\text{ш}}$ — угол крена автомобиля из-за разного прогиба шин правой и левой стороны; v_y — ускорение автомобиля в боковом направлении; $r_{\text{к}}$ — расстояние от опорной поверхности до оси крена; $\ddot{\beta}_{\text{ш}}$ — угловое ускорение крена автомобиля за счет прогибов шин; $M_{\text{п}}$ — восстанавливающий момент подвесок; I — момент инерции автомобиля относительно продольной оси, проходящей по опорной поверхности; m — масса автомобиля; h — высота центра тяжести автомобиля; $M_{\text{ш}}$ — восстанавливающий момент шин.

Система уравнений (7), (8) неоднородна. Решая ее в общем виде с учетом уравнений, описывающих движение автомобиля в боковом направлении и его поворот, при дополнительно сделанных допущениях, получим дифференциальное уравнение 8-го порядка. Его решение довольно сложно, так как система содержит много коэффициентов, затрудняющих его анализ.

При нахождении приближенного решения по $\beta_{\text{п}}$ и $\beta_{\text{ш}}$ можно воспользоваться результатами, полученными в работе [3]. Тогда с учетом допущений, незначительно влияющих на $\beta_{\text{п}}$ и $\beta_{\text{ш}}$, они с момента начала поворота управляемых колес могут определяться по таким зависимостям:

$$\beta_{\text{п}} = C_1 e^{-\frac{d_1}{2}t} \sin\left(\sqrt{d_2 - \frac{d_1^2}{4}}t + C_2\right) + L_1 e^{k_1 t} + L_2 e^{k_2 t} + L_3 t + L_4; \quad (9)$$

$$\beta_{\text{ш}} = C_3 e^{-\frac{p_1}{2}t} \sin\left(\sqrt{p_2 - \frac{p_1^2}{4}}t + C_4\right) + T_1 e^{k_1 t} + T_2 e^{k_2 t} + T_3 t + T_4, \quad (10)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4 — постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий; $d_1, d_2, L_1, k_1, L_2, k_2, L_3, L_4, p_1, p_2, T_1, T_2, T_3, T_4$ — величины, определяемые начальными условиями и коэффициентами решаемой системы. Значения $\beta_{\text{п}}$ и $\beta_{\text{ш}}$ для установившегося поворота легко определить из формул (7), (8).

Проведенные расчеты на примере автомобиля МоАЗ-522А показали, что углы $\beta_{\text{п}}$ и $\beta_{\text{ш}}$ близки между собой как при неустановившемся, так и при установившемся поворотах.

На графике (рис. 2) показаны величины углов крена $\beta_{п}$ и $\beta_{ш}$ в зависимости от радиуса поворота при скоростях 5, 7, 10 м/сек для автомобиля МоАЗ-522А. Показан суммарный угол крена подпрессоренных масс при скорости автомобиля 10 м/сек.

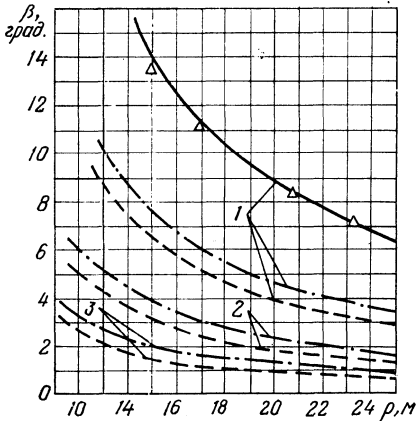


Рис. 2. Величины углов крена $\beta_{п}$ и $\beta_{ш}$ в зависимости от радиуса поворота автомобиля МоАЗ-522А при скоростях:

1 — $v=10$ м/сек; 2 — $v=7$ м/сек; 3 — $v=5$ м/сек. — · — угол крена подпрессоренных масс относительно неподпрессоренных; — — — угол крена мостов; — — — — суммарный угол крена подпрессоренных масс при $v=10$ м/сек (средние данные экспериментов).

Суммарный угол крена подпрессоренных масс значительно увеличивается из-за разного прогиба шин правой и левой стороны, на который в свою очередь оказывают влияние гироскопические моменты вращающихся масс мостов.

Определение критических скоростей по условиям опрокидывания показало, что они снижаются на 16—20% при учете рассматриваемых кренов, причем влияние крена мостов на это снижение за счет разного прогиба шин соизмеримо с влиянием крена подпрессоренных масс.

Литература

- [1] Бартницкий П. И. Сопротивление дороги движению автомобиля в карьерах. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 9. [2] Кнороз В. И., Шелухин А. С. Особенности работы крупногабаритных шин. — «Автомобильная промышленность», 1968, № 8. [3] Чудаков Е. А. Теория автомобиля. Изб. труды. М., 1961.