

УДК 629.113.073

Д. В. Мишута, В. Г. Михайлов

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ И ЕГО ПОДВЕСКИ НА УСТОЙЧИВОСТЬ И УПРАВЛЯЕМОСТЬ ШТАБНОЙ МАШИНЫ

UDC 629.113.073

D. V. Mishuta, V. G. Mikhailov

EFFECT OF DESIGN PARAMETERS OF THE VEHICLE AND ITS SUSPENSION ON STABILITY AND STEER ABILITY OF A COMMAND VEHICLE

Аннотация

Приведены аналитические формулы для расчета устойчивости и управляемости штабной машины, учитывающие конструктивные параметры автомобиля и его подвески. Получены зависимости влияния конструктивных параметров автомобиля и его подвески на устойчивость и управляемость штабной машины.

Ключевые слова:

устойчивость, управляемость штабной машины, подвеска автомобиля.

Abstract

Analytical formulas for calculating stability and steer ability of a command vehicle are given, which take into account design parameters of a vehicle and its suspension. Dependencies of the effect of design parameters of the vehicle and its suspension on the stability and steer ability of a command vehicle have been obtained.

Key words:

stability and steer ability of a command vehicle, vehicle suspension.

Устойчивость и управляемость являются важными показателями штабной машины, в качестве шасси которой используются автомобили повышенной проходимости с высоким центром тяжести. Процесс опрокидывания машины при поперечном наклоне вполне можно описать аналитическими уравнениями, если учесть жесткость подвески. Процесс же вхождения в поворот в ряде случаев требует более сложной модели, описываемой дифференциальными уравнениями [1], и более оправдан для легковых автомобилей, имеющих низкое значение собственной частоты подвески, чтобы учесть вынужденные колебания автомобиля при повороте. Штабные машины, создаваемые на базе

шасси повышенной проходимости, имеют более высокую собственную частоту, особенно задней подвески (2,5...3 Гц), и меньшие значения скоростей в повороте, поэтому на них колебательный фактор сказывается меньше.

Рассмотрим следующую схему опрокидывания (рис. 1). Для упрощения учтем только одну заднюю подвеску автомобиля 6×6 с установленным кузовом-контейнером. Особенностью задней подвески шасси 6×6 является наличие четырех односкатных колес в сочетании с балансирной рессорной подвеской и задним стабилизатором поперечной устойчивости. Также учтем фактор разницы колеи колес и установки рессор.

Опрокидывание автомобиля имеет место при $R_z = 0$ относительно оси O :

$$\sum T_o = R_z \cdot B + G_a \cdot \sin \beta - G_a \cdot \cos (B/2);$$

$$R_z = \frac{G_a}{B} \left(\frac{B}{2} \cos \beta - h \sin \beta \right) = 0;$$

$$\eta_0 = \operatorname{tg} \beta \Rightarrow \varepsilon = \operatorname{arctg} \eta_0.$$

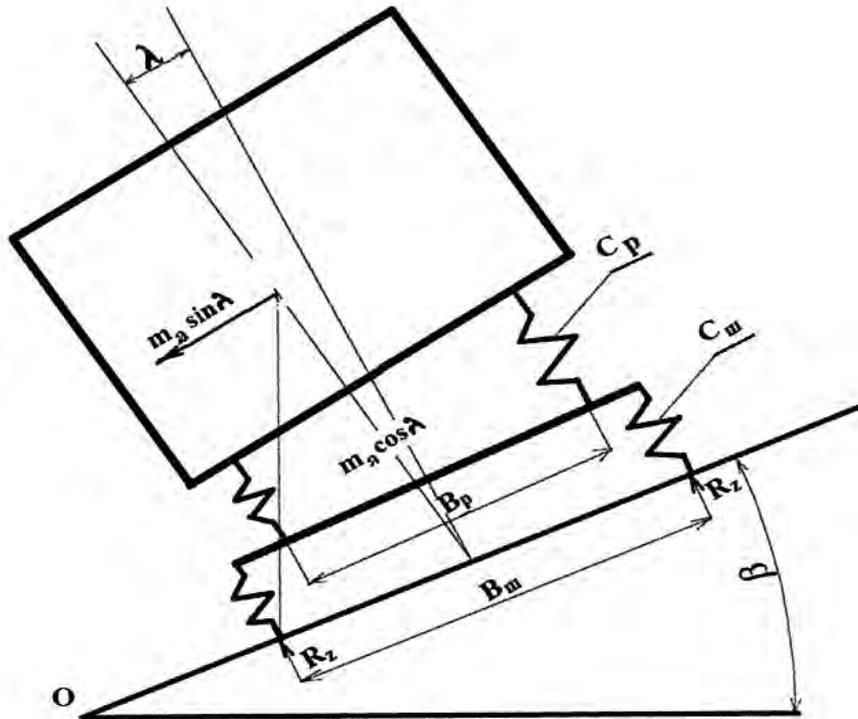


Рис. 1. Схема статической поперечной устойчивости автомобиля

Дополнительно было учтено угловое отклонение массы контейнера на рессорах и шинах из-за их угловой деформации λ при крене (разгрузке одной стороны и нагрузке другой) автомобиля:

$$\eta_0 = \frac{B}{2h} - \frac{G_a h \sin \lambda}{2C_{\text{ш}} B_{\text{ш}}} - \frac{G_a h \sin \lambda}{C_p B_p}.$$

Эти компоненты были получены из условия равенства моментов сил относительно оси O :

$$G_a h \sin \lambda = \frac{2C_p B_p \sin \lambda}{2B_p} + \frac{2C_{\text{ш}} B_{\text{ш}} \sin \lambda}{B_{\text{ш}}},$$

где B – средняя колея колес осей; B_p – длина по площадкам рессор; $B_{\text{ш}}$ – сред-

няя колея шин; h – высота центра масс автомобиля; G_a – сила тяжести автомобиля; C_p – жесткость рессоры; $C_{\text{ш}}$ – жесткость шины; λ – угол крена автомобиля на податливостях шин и рессор.

Условие опрокидывания штабной машины при повороте $R_z = 0$ прослеживается на рис. 2, б. Приведенная жесткость подвески

$$C_{\text{пр}} = \frac{\frac{B_p}{B_{\text{ш}}} + (C_p + C_{\text{стаб}}) \cdot C_{\text{ш}}}{\frac{B_p}{B_{\text{ш}}} + (C_p + C_{\text{стаб}}) + C_{\text{ш}}}.$$

$$\Delta h_g = h_g \cdot (1 - \cos \gamma),$$

где γ – угол крена.

$$\Delta B = h_{кр} \cdot \sin \gamma \approx h_{кр} \cdot \gamma,$$

если γ в рад.

$$\begin{aligned} T_{кр} &= F_y \cdot h_{кр} + G_a \cdot \Delta B = \\ &= \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр} + G_a \cdot \gamma \cdot h_{кр}. \end{aligned}$$

Восстанавливающий момент

$$T_{вост} = 2C_1 \cdot \gamma \cdot B_p.$$

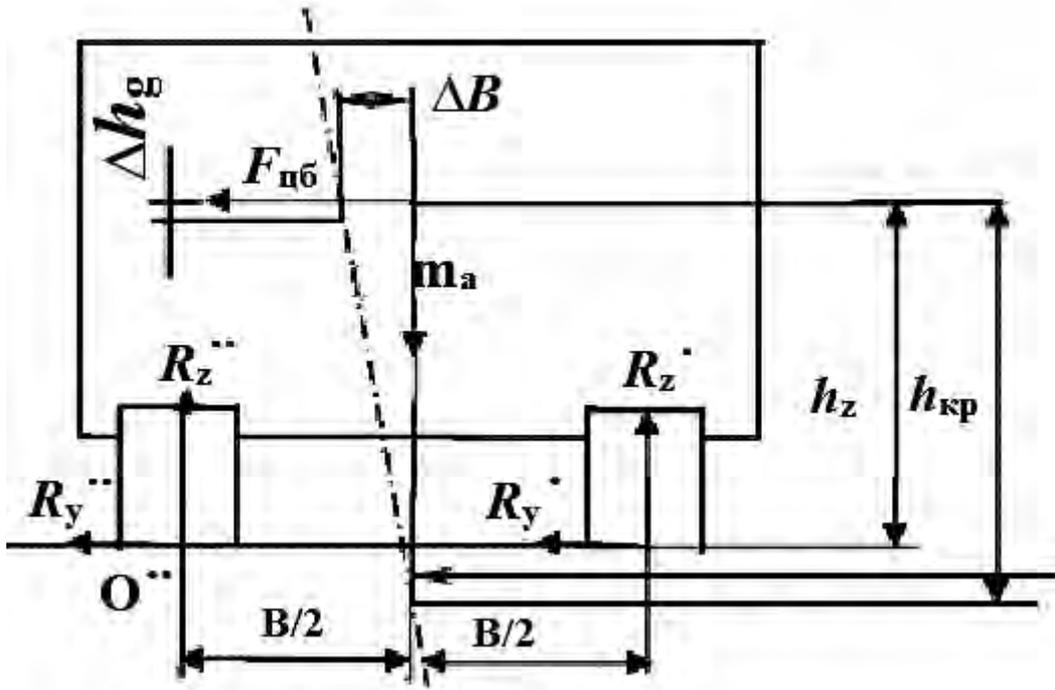


Рис. 2. Схема сил, действующих на автомобиль при повороте

Момент сил крена должен быть уравновешен силой подвески $T_{вост} = T_{кр}$.

$$2C_{пр} \cdot \gamma \cdot B_p = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр} - G_a \cdot h_{кр};$$

$$T_{вост} = 2C_p \cdot \gamma \cdot B_p = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_{кр} - G_a \cdot h_{кр},$$

$$\gamma = \frac{G_a \cdot V^2 \cdot h_{кр}}{2C_p \cdot B_p \cdot g \cdot R} - \frac{G_a \cdot h_{кр}}{2C_p \cdot B_p}.$$

Критическая скорость при опрокидывании определяется исходя из суммы моментов относительно центра точки

соприкосновения внешнего колеса с поверхностью дороги:

$$R_z \cdot B + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot h_g - G_a \left(\frac{B}{2} - \Delta B \right) = 0,$$

откуда

$$R_z = \frac{G_a}{B} \cdot \left(-\Delta B - \frac{V^2}{g \cdot R} \cdot h_0 \right) = 0.$$

Учитывая, что $\Delta B = \gamma \cdot h_{кр}$ и подставляя γ , получим

$$\frac{G_a}{B_p} \left(\begin{array}{c} \frac{G_a \cdot V^2 \cdot h_{кр}^2}{2C_{пр} \cdot B_p \cdot g \cdot R} - \frac{G_a \cdot h_{кр}}{2C_{пр} \cdot B_p} \cdot h_{кр} - \\ - \frac{V^2 \cdot h_g}{g \cdot R} \end{array} \right) = 0;$$

$$\frac{G_a \cdot V^2 \cdot h_{кр}^2}{2C_{пр} \cdot B_p \cdot g \cdot R} - \frac{V^2 \cdot h_g}{g \cdot R} = \frac{G_a \cdot h_{кр}^2}{2C_{пр} \cdot B_p};$$

$$V^2 \cdot \left(\frac{G_a \cdot h_{кр}^2}{2C_{пр} \cdot B_p \cdot g \cdot R} - \frac{h_g}{g \cdot R} \right) = \frac{G_a \cdot h_{кр}^2}{2C_{пр} \cdot B_p}.$$

Следовательно,

$$v = \sqrt{\frac{\frac{G_a \cdot h_{кр}^2}{2C_{пр} \cdot B_p}}{\left(\frac{G_a \cdot h_{кр}^2}{2C_{пр} \cdot B_p \cdot g \cdot R} - \frac{h_g}{g \cdot R} \right)}}.$$

Были выполнены расчеты статической устойчивости штабных машин по выведенной формуле и по упрощенной без последнего компонента.

Если не учитывать параметры рессор, шин и реальную длину площадок или только один компонент, получается большое расхождение с экспериментом.

Так, например, если принять $B = 2,1$ м и рассматривать одномассовую модель, то

$$\eta_0 = \frac{2,1}{2 \cdot 1,515} - \frac{14,87}{2 \cdot 110 \cdot 2,1} = 0,6608.$$

Зная коэффициент поперечной устойчивости η_0 , можно найти угол поперечной устойчивости ε :

$$\eta_0 = \operatorname{tg} \beta \Rightarrow \varepsilon = \operatorname{arctg} \eta_0 = \\ = \operatorname{arctg} 0,6608 \approx 33,45^\circ,$$

что значительно отличается от экспериментальных данных – 28° .

При использовании двухмассовой модели $\eta_0 = 0,6347$ и $\varepsilon = 31,6^\circ$. Полученное значение ближе к экспериментальным данным. Поэтому расчет следует проводить с учетом жесткостей рессор и шин и их реальных опорных размеров.

Сравнение результатов моделирования в ADAMS ($32,5^\circ$), выполненного для массы кузова-контейнера 6,2 т, и аналитического расчета ($32,47^\circ$) показало хорошую сходимость. Это дает основание для использования выведенной формулы.

Результаты расчетного исследования влияния жесткости рессор, расстояния между площадками рессор, высоты центра тяжести на устойчивость штабной машины представлены на рис. 3...5.

Полученные данные свидетельствуют о том, что основными факторами, определяющими статическую устойчивость машины, являются геометрические параметры: масса контейнера, колея колес и высота центра тяжести машины. Влияние жесткости задней подвески существенно сказывается в диапазоне 50...130 кН/см, а в диапазоне 150...250 кН/см оно незначительно – изменение угла поперечной устойчивости составляет всего $1,0^\circ$. Зависимости на рис. 3 объясняют, почему влияние стабилизаторов поперечной устойчивости слабо сказывается на параметрах устойчивости штабной машины [1]. Причиной этому служит большая жесткость задней подвески и рамы МАЗ-6317-05 при небольшой массе.

На рис. 6 представлена зависимость влияния суммарной жесткости задней подвески, включая стабилизатор поперечной устойчивости, на максимальную скорость прохождения поворота.

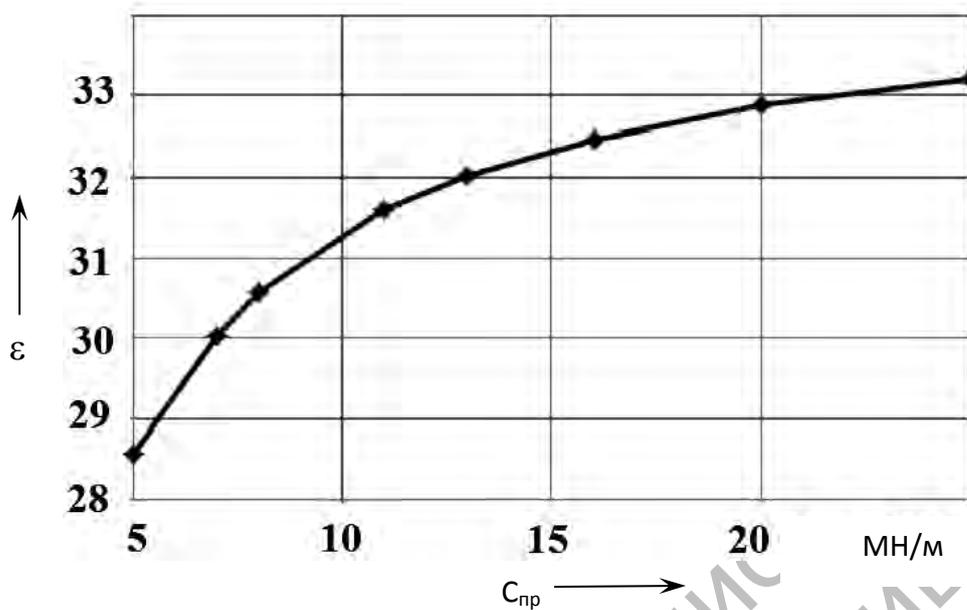


Рис. 3. Влияние жесткости задней рессоры на устойчивость штабной машины

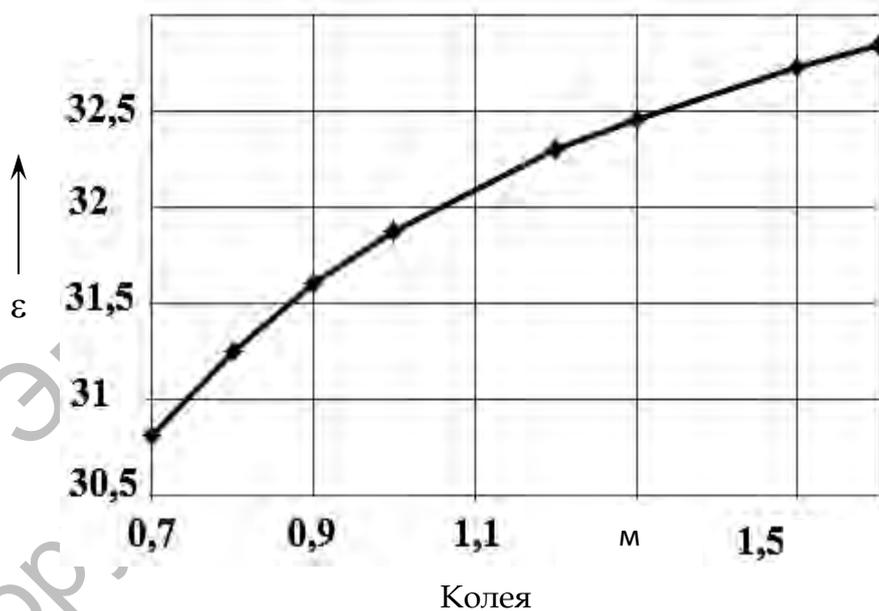


Рис. 4. Влияние расстояния площадок рессор на устойчивость штабной машины

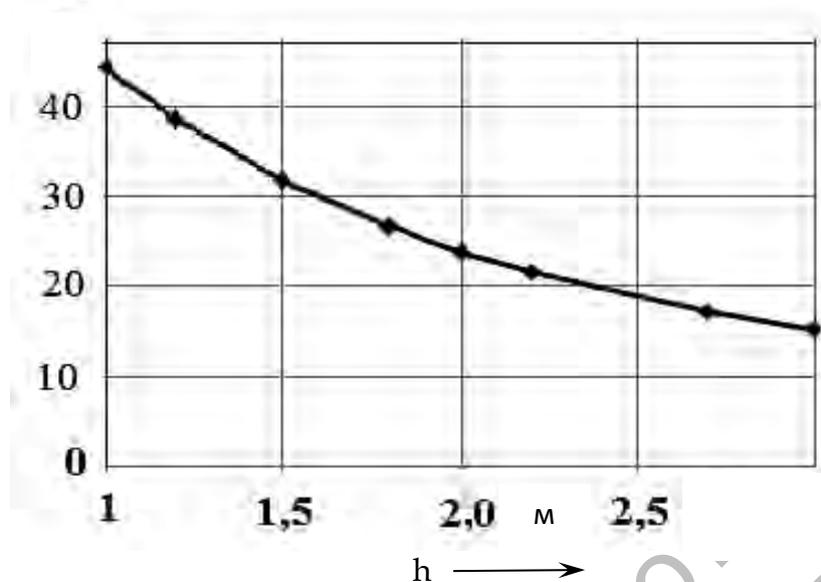


Рис. 5. Влияние высоты центра тяжести на устойчивость штабной машины

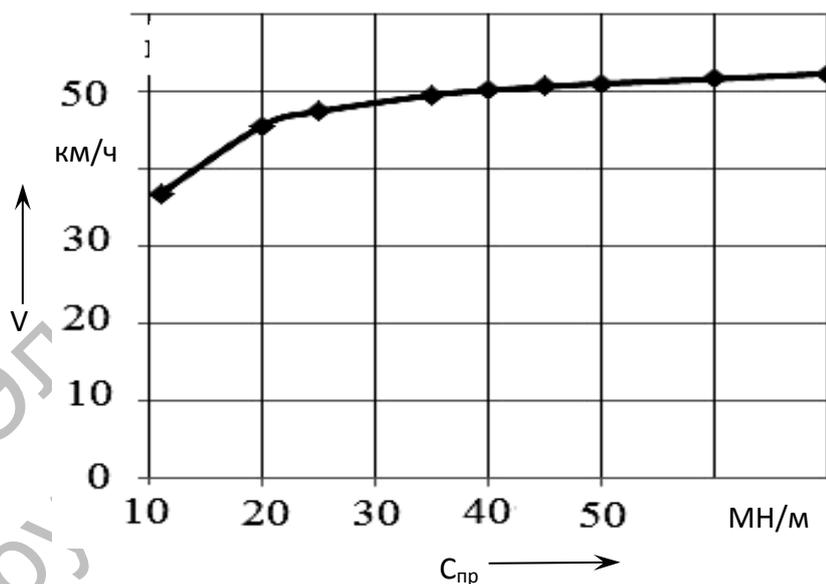


Рис. 6. Влияние жесткости задней подвески на управляемость штабной машины

Расчеты проводились с учетом приведенной жесткости задней подвески, включая стабилизатор, к ширине колес. Из графика видно, что без стабилизатора поперечной устойчивости максимальная скорость штабной машины в повороте

составляет всего 36,9 км/ч, а при использовании стабилизатора – 51,5 км/ч. Дальнейшее увеличение суммарной жесткости приводит к незначительному увеличению максимальной скорости (0,6 км/ч).

Сравнение аналитических расчетов с результатами моделирования в пакете ADAMS показывают хорошую сходимость (расхождение ~1 км/ч).

Заключение

1. Для расчетов статической устойчивости и управляемости штабной машины можно пользоваться выведенными аналитическими формулами, учитывающими конструктивные параметры автомобиля и его подвески. Это подтверждают одинаковые значения угла опрокидывания и максимальной скорости в повороте с результатами моделирования в ADAMS.

2. Полученные данные свидетель-

ствуют, что основными факторами, определяющими статическую устойчивость штабной машины, являются геометрические параметры: масса, приходящая на заднюю подвеску, колея колес и высота центра тяжести машины. Влияние жесткости задней подвески существенно сказывается только в диапазоне 50...130 кН/см, а в диапазоне 150...250 кН/см изменение угла поперечной устойчивости составляет всего 1,0°.

3. Влияние стабилизатора поперечной устойчивости более значительно сказывается на максимальной скорости в повороте (36,9 и 51,5 км/ч). Дальнейшее изменение жесткости стабилизатора уже почти не влияет на устойчивость.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Божкова, Л. В.** Влияние поперечных вынужденных колебаний кузова на потерю устойчивости автомобиля / Л. В. Божкова, Г. И. Норицина, М. С. Николаева // Автомобильная промышленность. – 2013. – № 4. – С. 21–25.

2. **Мишута, Д. В.** Расчетное исследование параметров опрокидывания и устойчивости кузова-контейнера штабной машины, установленного на шасси МАЗ-631705-374 / Д. В. Мишута // Тез. докл. Белорус.-Рос. науч.-практ. конф. по военно-техническому сотрудничеству, Минск, 16–18 мая 2012 г. – Минск : БелИСА, 2012. – С. 140–142.

Статья сдана в редакцию 24 июня 2013 года

Дмитрий Викторович Мишута, ООО «Мидивисана». Тел.: 8-375-017-385-24-24.

Владимир Георгиевич Михайлов, канд. техн. наук, ООО «Мидивисана». Тел.: 8-375-017-385-24-24.

Dmitry Viktorovich Mishuta, Chairman of the Board of Directors of ООО «Midivisana». Tel.: +375-017-385-24-24.

Vladimir Georgiyevich Mikhailov, PhD (Engineering), Chief engineer of ООО «Midivisana». Tel.: +375-297-85-09-16.