

РАСЧЕТ И ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СТАБИЛИЗАТОРОВ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ С РЕГУЛИРУЕМОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ

Тягунов А.Е., к.т.н. Карташов А.Б.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия, t-aleksey44@live.ru

Безопасность движения автомобиля можно охарактеризовать такими понятиями, как маневренность, управляемость и устойчивость его движения. Для улучшения управляемости и устойчивости движения автомобиля при проектировании проводится ряд различных мероприятий. В частности, с точки зрения конструкции, практически на каждом легковом автомобиле устанавливаются стабилизаторы поперечной устойчивости. Он предназначен для уменьшения поперечного крена подпрессоренной части автомобиля, вызванного движением по криволинейной траектории, сильным боковым ветром или же наклоном дороги. Так, в данной статье рассмотрен возможный вариант применения на скоростных легковых автомобилях стабилизаторов поперечной устойчивости с изменяемой жесткостью, совместно с подвеской задней оси, имеющей «подруливающую» кинематику. Рассмотрено влияние такого сочетания на устойчивость движения автомобиля и его управляемость исходя из основных принципов теории движения колесных машин. И главное приведена разработанная методика расчета механического стабилизатора поперечной устойчивости с изменяемой жесткостью, которая в свою очередь предполагает применение метода конечных элементов для расчета жесткости элементов конструкции стабилизатора. Нужно подчеркнуть, что стабилизаторы такой конструкции применяются в основном для гоночных автомобилей. Но приведенная в статье методика их расчета может быть переложена и на более сложные конструкции, применяемые в серийном автомобилестроении. Это могут быть стабилизаторы поперечной устойчивости с встроенными гидравлическими, пневматическими или электромеханическими элементами, позволяющими осуществлять регулировку крутильной жесткости стабилизатора. Данная статья является одной из немногих в русскоязычной литературе освещающих вопрос методов расчета стабилизаторов поперечной устойчивости с изменяемой жесткостью.

Ключевые слова: колесная машина, устойчивость движения автомобиля, управляемость автомобиля, стабилизатор поперечной устойчивости, методика расчета.

Введение

Тенденции современного автомобилестроения таковы, что во главе угла ставится повышение безопасности движения автомобиля. В связи с этим на современных автомобилях все большее применение находят адаптивные системы подпрессоривания, призванные повысить устойчивость движения автомобиля в различных дорожных условиях и улучшить его управляемость в угоду повышению безопасности. Такие системы очень сложны и дорогостоящи, главным образом из-за того, что они являются саморегулируемыми и, соответственно, имеют достаточно дорогую и сложную электронную начинку. Но есть и альтернатива этому решению. В частности в автоспорте, где вопрос о повышении таких качеств автомобиля, как устойчивость и управ-

ляемость, стоит не менее остро, достаточно давно применяются системы подпрессоривания, кинематика которых позволяет в значительной степени улучшить показатели устойчивости. При этом вкупе со стабилизаторами поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью, такая система также может подстраиваться под конкретные дорожные условия либо самостоятельно, либо при помощи водителя в зависимости от конструкции самого стабилизатора. Эта конструкция значительно проще, дешевле и надежнее адаптивных систем подпрессоривания, так как она лишена множества сложных элементов управления. И поскольку такие системы значительно дешевле адаптивных, которыми комплектуются автомобили высшей ценовой категории, то вопрос о повышении безопасности недорогих автомобилей может

быть решен применением на них такого рода комбинаций – подвесок с эффектом «подруливания» и стабилизаторов поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью.

Цель исследования

Целью исследования является разработка методики расчета и обоснование конструктивных параметров автомобильных механических стабилизаторов поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью.

Устойчивость движения автомобиля и стабилизатор поперечной устойчивости с изменяемой жесткостью

Прибегая к вышеизложенному методу повышения устойчивости, можно значительно повысить критическую скорость траекторной устойчивости. Стоит напомнить, что критическая скорость это скорость, при которой автомобиль теряет устойчивость движения. Она является одним из основных критериев устойчивости автомобиля. Основное влияние на величину критической скорости оказывает место расположения центра масс автомобиля и соотношение коэффициентов сопротивления шины боковому уводу. Поскольку расположение центра масс автомобиля в процессе движения фактически не меняется, то сам процесс изменения траектории движения автомобиля без участия водителя зависит лишь от упругих свойств шин и фактически от соотношения углов бокового увода (δ_1 и δ_2) шин передней и задней осей двухосного автомобиля [1].

Устойчивость и управляемость связаны между собой и обычно противопоставлены друг другу. Так под управляемостью понимают свойство автомобиля, определяющее его способность подчиняться управляющему воздействию. При этом лучшей управляемостью будет обладать автомобиль, который выполняет сигналы управления с заданной точностью при минимальных затратах нервной и физической энергии водителя. В свою очередь при хорошей траекторной и курсовой устойчивости требуется увеличение управляющего воздействия водителя для изменения траектории и направления движения автомобиля, что противоречит определению управляемости.

С практической точки зрения если наступает такое противоречие, то предпочтение следует отдавать улучшению управляемости,

нежели устойчивости, так как снижение устойчивости меньше влияет на безопасность движения, чем ухудшение управляемости [1–6]. При этом нужно понимать, что одновременно высокая чувствительность к воздействию на рулевое управление и высокая устойчивость движения и не требуются на одном автомобиле. Современный автомобиль может эксплуатироваться как в городских условиях, так и в условиях автострэд или же в условиях кольцевых гонок, где от гонки к гонке конфигурация трасс может сильно меняться. То есть при движении с большими скоростями нежелательно иметь большую чувствительность к повороту, чтобы незначительный, может быть, неосторожный поворот рулевого колеса не вызвал бы поворота автомобиля с большой кривизной траектории и не создал бы этим опасную ситуацию. В этом случае, напротив, лучше сделать акцент на повышенной устойчивости. Вместе с тем, при маневрировании, которое обычно совершается при малых скоростях, целесообразно иметь большую чувствительность, чтобы сократить энергозатраты водителя и обеспечить достаточно большие углы поворота управляемых колес при малых углах поворота рулевого колеса.

Этого эффекта отчасти можно достичь использованием на задней оси стабилизатора с регулируемой жесткостью совместно с многорычажной подвеской, обладающей эффектом «подруливания», которым можно компенсировать увод шин задней оси.

Тогда при движении автомобиля на больших скоростях, не подразумевающих резких маневров, такой стабилизатор будет настроен на минимально допустимую жесткость из условия обеспечения поперечного крена подвески части автомобиля не более чем 6° [2]. При этом подвеска будет иметь относительно свободный ход, соответствующий максимально допустимому поперечному крену автомобиля. И при появлении поперечных сил, действующих на автомобиль на некрутом скоростном повороте она будет обеспечивать подруливание и, соответственно, недостаточную поворачиваемость, повышая устойчивость движения. В этой ситуации порог чувствительности автомобиля к воздействию водителя на рулевое колесо должен быть ниже.

В случае же движения по извилистой дороге, по которой невозможно двигаться с большой скоростью, стабилизатор перево-

дится в положение максимальной жесткости для обеспечения минимального поперечного крена. При этом подвеска лишается определенной доли своей свободы (становится полузависимой) и автомобиль обретает уже меньшую недостаточную поворачиваемость (в случае с переднеприводным автомобилем) или даже избыточную (в случае с заднеприводным автомобилем). В свою очередь, это улучшит отклик автомобиля на управляющее воздействие, улучшит управляемость и уменьшит поперечный крен в крутом повороте. Также, при ухудшении дорожной обстановки, например, начались обильные осадки и коэффициент сцепления шин с дорогой резко уменьшился, всегда можно улучшить устойчивость, пожертвовав управляемостью, переведя жесткость стабилизатора на минимум.

Методика расчета механического стабилизатора поперечной устойчивости с изменяемой жесткостью

Механический стабилизатор с регулируемой жесткостью представляет собой П-образную балку, центральная часть которой работает на кручение, как торсион, а плечи стабилизатора работают на изгиб (рис. 1).

Основным параметром стабилизатора является его угловая или крутильная жесткость. Регулировка жесткости осуществляется за счет консольно закрепленных в подшипниковых опорах плеч стабилизатора. Лопатки плеч выполнены в виде треугольных пластин, исходя из условия их равнопрочности. И так как жесткость пластины в продольном направлении значительно больше чем в поперечном, то, поворачивая лопатки в подшипниковой

опоре, можно в широком диапазоне изменять их изгибную жесткость и жесткость стабилизатора в целом (рис. 1).

Для определения жесткости стабилизатора сначала необходимо определить угловую жесткость самой подвески автомобиля без применения стабилизатора и оценить достаточность этой жесткости для противодействия поперечному крену автомобиля. Угловая жесткость подвески на двойных поперечных рычагах определяется из следующей формулы [2]:

$$c_{\phi i} = 2C_{\text{сnn.i}} \cdot \left(\frac{b_{ki} d_{ki}}{a_{ki}} \right)^2,$$

где $C_{\text{сnn.i}}$ – приведенная жесткость пружин, установленных на одной оси колес, Н/м; a_{ki}, b_{ki}, d_{ki} – размеры по кинематической схеме для соответствующей оси колес, мм (рис. 2).

Тогда угловая жесткость подвески на передней и задней оси, соответственно, равны:

$$c_{\phi 1} = 2C_{\text{сnn.1}} \cdot \left(\frac{b_{k1} d_{k1}}{a_{k1}} \right)^2; \quad c_{\phi 2} = 2C_{\text{сnn.2}} \cdot \left(\frac{b_{k2} d_{k2}}{a_{k2}} \right)^2.$$

Суммарная угловая жесткость подвески автомобиля без стабилизаторов равна сумме угловых жесткостей подвесок передней и задней оси:

$$C_{\Sigma\phi} = c_{\phi 1} + c_{\phi 2}.$$

Далее определяем величину поперечного крена поддресоренной части автомобиля без стабилизаторов. Нормированным значением является угол в 6° при удельной поперечной силе равной [2]. Указанное значение удельной поперечной силы используют в основном для расчета стабилизаторов автомобилей повы-



Рис. 1. Простейший, механический стабилизатор поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью, применяемый на гоночных автомобилях

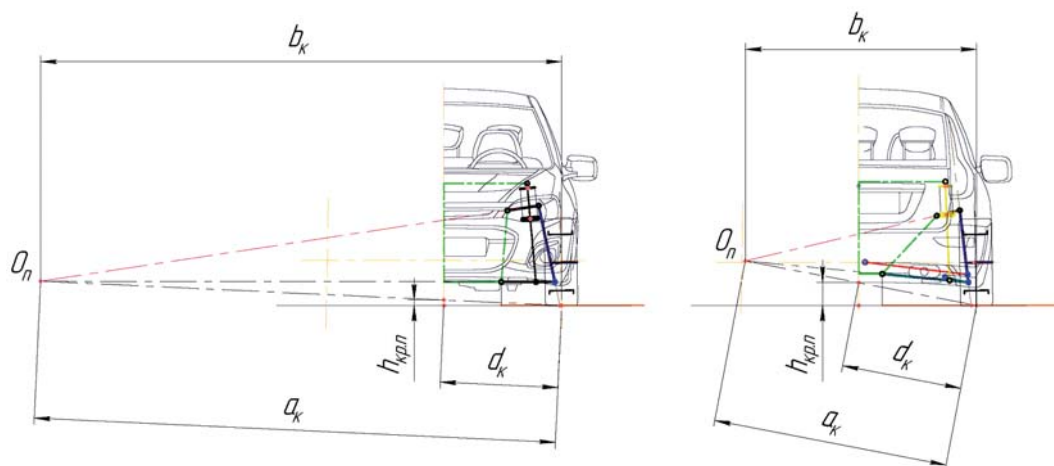


Рис. 2. Расположение центров поперечного крена подвесок на двойных поперечных рычагах для передней и задней осей

шенной проходимости с большими ходами подвески и, соответственно, большим поперечным креном. Для спортивных и высокоскоростных легковых автомобилей вместо предлагаемого нормативного значения удельной поперечной силы лучше принять значение, рассчитанное из условия максимальной воспринимаемой боковой нагрузки по коэффициенту сцепления шины с опорной поверхностью. Так за максимальную боковую силу принимаем силу, которую могут воспринимать шины автомобиля. Эта сила по модулю равна боковой реакции опорной поверхности:

$$R_{y \max} = \varphi_{y \max} R_{z \max},$$

где $\varphi_{y \max}$ – максимальный поперечный коэффициент сцепления; $R_{z \max}$ – максимальная суммарная нормальная реакция под колесами внешнего борта (от полюса поворота) автомобиля, Н.

Исходя из уравнения моментов значение этой реакции должно быть равно боковой силе или силе инерции автомобиля в повороте, определяемой исходя из условия критической скорости по заносу. В противном случае эта сила не будет являться максимальной. Так критическая скорость по заносу в повороте из условия сцепления шин с дорогой определяется как функция радиуса кривизны поворота:

$$V_{kp}(R_n) = \sqrt{\varphi_{y \max} R_n g}.$$

Сила инерции исходя из критической скорости по заносу определяется как:

$$F_{in}(R_n) = \frac{m_a V_{kp}(R_n)^2}{R_n},$$

где m_a – масса автомобиля, кг.

Имея значение боковой силы, определяем максимально возможную удельную поперечную силу, действующую на поддрессоренную часть автомобиля:

$$\mu_{\max} = \frac{P_{y \max}}{m_n g},$$

где $P_{y \max}$ – максимальная боковая сила, которую могут воспринимать шины (равна по модулю $R_{y \max}$), Н; m_n – поддрессоренная масса автомобиля, кг.

Угол поперечного крена поддрессоренной части автомобиля без стабилизаторов определяется из следующей формулы [2]:

$$\varphi = \frac{m_n g h_{kp} \mu}{c_{\Sigma \varphi} - m_n g h_{kp}},$$

где h_{kp} – плечо крена поддрессоренной части автомобиля, м.

$$h_{kp} = h_n - \frac{(h_{kpn1} l_{n2} - h_{kpn2} l_{n1})}{L},$$

где h_n – высота центра масс поддрессоренной части автомобиля, м; h_{kpn1} и h_{kpn2} – высота центров поперечного крена для передней и задней подвески (рис. 2), м; l_{n2} и l_{n1} – расстояние от передней и задней оси до центра масс поддрессоренной части автомобиля с учетом знаков – рис. 3 ($l_{n1} = \frac{m_{n1} L}{m_n}$ и $l_{n2} = \frac{m_{n2} L}{m_n}$), м; L – колесная база автомобиля, м.

$$h_n = \frac{m_a h_g (m_{\Sigma n1} + m_{\Sigma n2}) r_d}{m_n},$$

где h_g – высота центра масс автомобиля (см. рис. 3), м; $m_{\Sigma n1}$ и $m_{\Sigma n2}$ – масса неподдрессоренных элементов подвески, приходящихся на

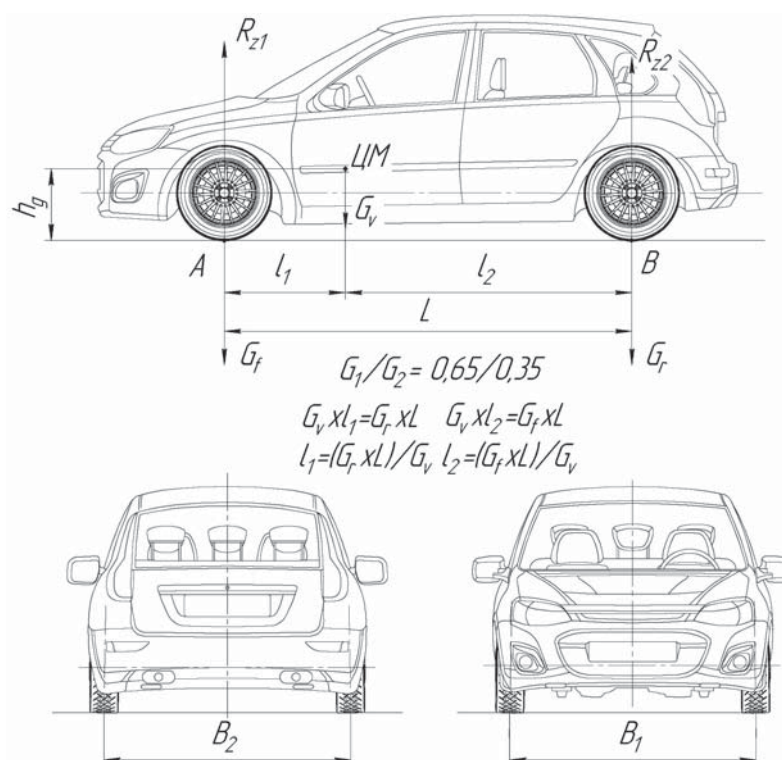


Рис. 3. Определение координат центра масс автомобиля

переднюю и заднюю оси, соответственно, кг;
 r_d – динамический радиус колеса ($r_d \approx r_{cm}$), м.

В случае если рассчитанный угол меньше 6° , то минимальная жесткость стабилизатора должна быть как можно меньше, так как угловой жесткости подвески без стабилизаторов достаточно, чтобы удовлетворять нормативному значению угла поперечного крена. Максимальную жесткость при этом рассчитаем исходя из того, что она должна быть как можно больше, но в разумных пределах, в противном случае диаметр торсионной части стабилизатора будет слишком велик. Для этого решим обратную задачу.

Так, суммарная угловая жесткость подвески со стабилизаторами неизвестна, а минимально возможный угол крена при этом зададим на порядок меньше нормативного значения, то есть $0,6^\circ$. При этом необходимо учитывать тот факт, что при очень малых углах поперечного крена (углы менее $2,5^\circ \dots 1,5^\circ$) затрудняется восприятие скорости и боковых ускорений водителем. Также стоит учесть, что при очень маленьком расчетном угле поперечного крена мы получаем очень большую угловую (крутильную) жесткость торсионной части, а она в итоге должна быть меньше максимальной жесткости плеч стабилизатора, для того чтобы в положении максимальной жесткости работала пре-

имущественно торсионная часть.

Формула суммарной угловой жесткости подвески со стабилизаторами примет вид:

$$c_{\Sigma \phi \max} = \frac{m_n g h_{кр} \mu}{\phi_{\min}} + m_n g h_{кр}.$$

Далее, вычитая из этого значения жесткости суммарную угловую жесткость подвески без стабилизаторов, получаем сумму угловых жесткостей стабилизаторов:

$$c_{\Sigma \phi \text{стб. max}} = c_{\Sigma \phi \max} - c_{\Sigma \phi}. \quad (1)$$

Максимальную жесткость переднего и заднего стабилизаторов назначим исходя из распределения массы автомобиля по осям (рис. 3), то есть для среднестатистического легкового переднеприводного автомобиля жесткость переднего стабилизатора составит примерно 60%, а заднего 40% от суммы угловых жесткостей стабилизаторов (1).

Тогда $c_{\phi \text{стб}1. \max} = 0,6 c_{\Sigma \phi \text{стб. max}}$;

$$c_{\phi \text{стб}2. \max} = 0,4 c_{\Sigma \phi \text{стб. max}}.$$

Для расчета геометрических параметров элементов стабилизаторов необходимо определить жесткости этих элементов. Так рассчитанная жесткость (1) складывается из жесткости торсиона и лопаток плеч стабилизатора:

$$\frac{1}{c_{\text{фстб}}} = \frac{1}{c_{\text{фторс}}} + \frac{1}{2c_{\text{фплеч}}}, \quad (2)$$

где $c_{\text{фторс}}$ – крутильная жесткость торсионной части стабилизатора, Н·м/рад; $c_{\text{фплеч}}$ – изгибная жесткость лопаток плеч стабилизатора, представленная в размерности (см. далее). Жесткость плеч определим с помощью конечно-элементного анализа [3]. Для этого создадим трехмерную модель предполагаемой лопатки плеча, основные геометрические размеры которой получаем из кинематической схемы (рис. 4) и условия равнопрочности (рис. 5).

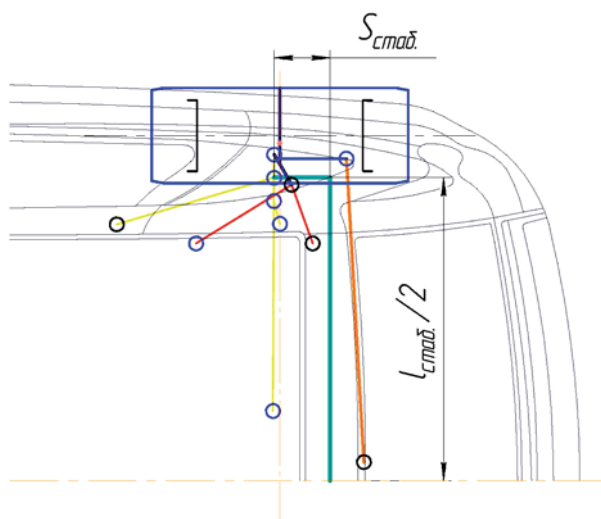


Рис. 4. Кинематическая схема подвески

Плечо стабилизатора будет иметь максимальную жесткость, когда нагрузка воспринимается ребром лопатки:

$$c_{\text{фплеч. max}} = \frac{Fl}{\text{tg} \alpha},$$

где F – сила, прикладываемая к плечу, установленному на ребро, Н; l – длина рабочей части плеча, м; $\text{tg} \alpha$ – тангенс угла изгиба плеча при действии на него силы (см. рис. 6).

$$\text{tg} \alpha = \frac{\Delta y}{l}.$$

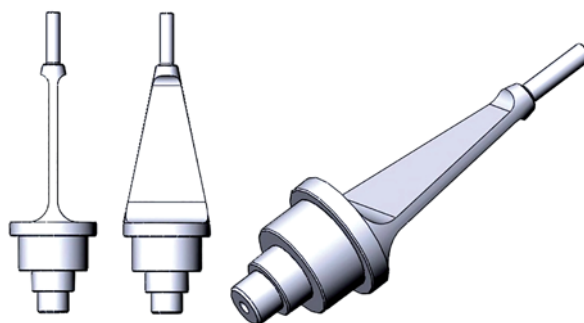


Рис. 5. Простейшая трехмерная модель плеча стабилизатора поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью

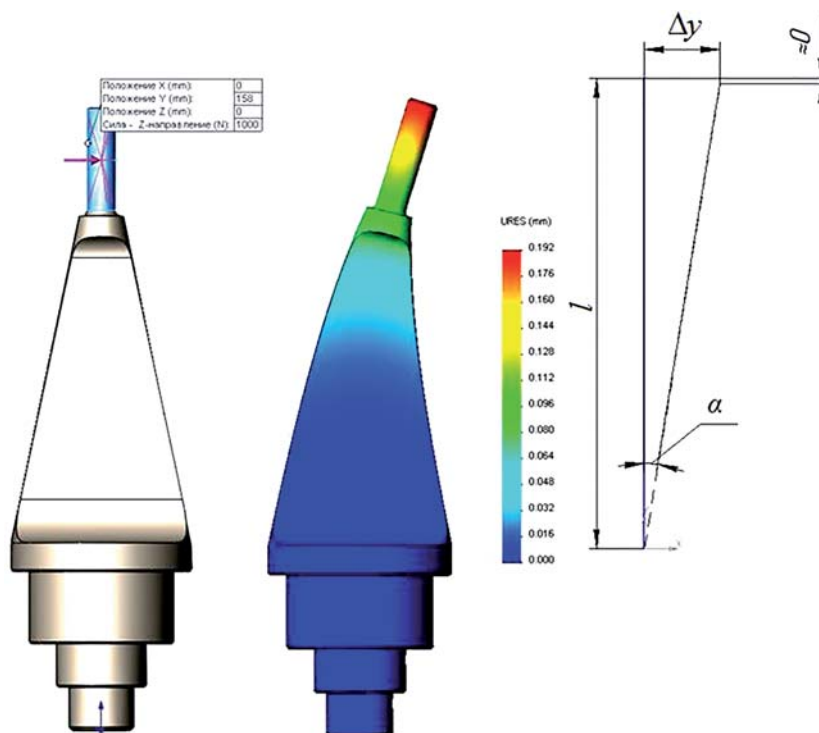


Рис. 6. Напряженно-деформированное состояние лопатки плеча стабилизатора при работе в положении максимальной жесткости

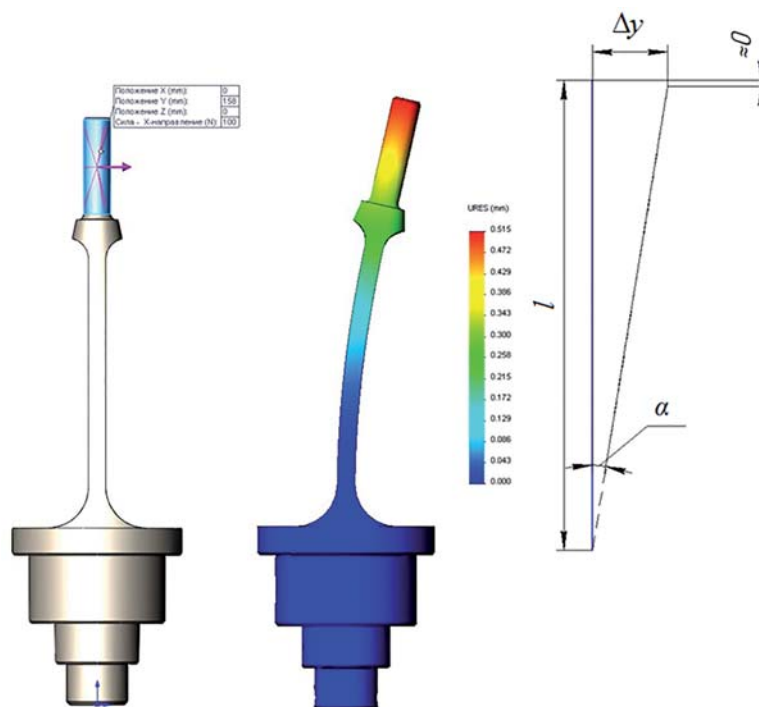


Рис. 7. Напряженно-деформированное состояние лопатки плеча стабилизатора при работе в положении минимальной жесткости

Минимальную жесткость плечо стабилизатора имеет в случае восприятия нагрузки плоской частью лопатки (рис. 7):

$$c_{\text{плеч. min}} = \frac{Fl}{\lg \alpha}.$$

Определив жесткость плеч стабилизатора, приступаем к расчету жесткости торсионной части. Крутильную жесткость торсионной части рассчитаем исходя из максимальной жесткости плеч и суммарной угловой жесткости стабилизатора, так как при минимальной жесткости плеч торсион практически не работает:

$$c_{\text{торс}} = \frac{2c_{\text{плеч. max}} c_{\text{стб. max}}}{2c_{\text{плеч. max}} - c_{\text{стб. max}}}.$$

Имея жесткость, которой должен обладать торсион, определим диаметр его рабочей части из соотношения [2]:

$$d_{\text{торс.}} = \sqrt[4]{\frac{64c_{\text{торс}} S_{\text{стаб}}^2}{\pi G l_{\text{стаб}}}},$$

где $S_{\text{стаб}}$ – размер плеча стабилизатора по кинематической схеме (рис. 5), м; $l_{\text{стаб}}$ – длина торсионной части, по кинематической схеме (рис. 4), м; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига.

В результате мы имеем основные размеры стабилизатора, а его максимальную и минимальную жесткость определяем из уравнения (2):

$$c_{\text{фстб. max}} = \frac{c_{\text{фторс}} 2c_{\text{плеч. max}}}{2c_{\text{плеч. max}} + c_{\text{фторс}}}.$$

Выводы

1. В статье представлена возможность совместного применения стабилизаторов поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью и независимых подвесок с эффектом «подруливания» на задней оси автомобиля, с целью улучшения устойчивости и управляемости движения автомобиля.

2. Предложена методика расчета основных характеристик и геометрических параметров составных элементов механических стабилизаторов поперечной устойчивости с регулируемой жесткостью исходя из обеспечения требуемого максимально допустимого крена автомобиля. Основные подходы данной методики могут быть использованы при проектировании стабилизаторов поперечной устойчивости, в конструкции которых для регулировки жесткости используются гидравлические, пневматические и электромеханические элементы.

Литература

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
2. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Жеглов Л.Ф. и др. Проектирование полноприводных колесных машин. В 3-х т. Т. 3 / Под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 432с.
3. Бруйка В.А., Фокин В.Г., Солдусова Е.А., Глазунова Н.А., Адеянов И.Е. Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. 271 с.
4. Milliken W.F., Milliken D.L. *Race car vehicle dynamics*. – fifth edition. Warrendale (USA): Society of Automotive Engineers, Inc., 1995. 891 p.
5. Allan Staniforth. *Competition car. Suspension. Design, construction, tuning*. – third edition. California: Haynes North America, Inc. 1999. 268 p.
6. Chassis Handbook. *Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. – first edition / eds. Bernd HeiЯing, Metin Ersoy. Berlin: Mercedes Druck, cop. 2011. 616 p.

References

1. Smirnov G.A. *Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin* [Theory of movement of wheeled vehicles]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1990. 352 p.
2. Afanas'ev B.A., Belousov B.N., Zheglov L.F. i dr. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of all-wheel drive vehicles]. V 3-kh t. Vol. 3. Pod red. A.A. Polungyana. Moscow: Izd-vo MGТУ im. N.E. Bauman Publ., 2008. 432 p.
3. Bruyaka V.A., Fokin V.G., Soldusova E.A., Glazunova N.A., Adeyanov I.E. *Inzhenernyy analiz v ANSYS Workbench* [Engineering Analysis in ANSYS Workbench]. Samara: Samar. gos. tekhn. un-t Publ., 2010. 271 p.
4. Milliken W.F., Milliken D.L. *Race car vehicle dynamics*. – fifth edition. Warrendale (USA): Society of Automotive Engineers, Inc., 1995. 891 p.
5. Allan Staniforth. *Competition car. Suspension. Design, construction, tuning*. – third edition. California: Haynes North America, Inc. 1999. 268 p.
6. Chassis Handbook. *Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. – first edition. eds. Bernd HeiЯing, Metin Ersoy. Berlin: Mercedes Druck, cop. 2011. 616 p.

CALCULATION AND SUBSTANTIATION OF DESIGN PARAMETERS OF AUTOMOTIVE MECHANICAL STABILIZERS OF LATERAL STABILITY WITH ADJUSTABLE RIGIDITY

A.E. Tyagunov, PhD in Engineering A.B. Kartashov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia, t-aleksey44@live.ru

The safety of the automobile can be characterized by such concepts as maneuverability, controllability and stability of its movement. To improve the controllability and stability of the automobile during the design, a number of different activities are carried out. In particular, from the point of view of design, a stabilizer of lateral stability is installed on almost every vehicle. It is designed to reduce the transverse roll of the sprung part of the automobile caused by movement along a curved path, a strong side wind or a road slope. Thus, in this article we consider a possible application of stabilizers of lateral stability with variable rigidity on high-speed vehicles, together with the suspension of the rear axle, which has "steering up" kinematics. The influence of such a combination on the stability of the vehicle's motion and its controllability is considered based on the basic principles of the theory of motion of wheeled vehicles. And most importantly, the developed technique for calculating the mechanical stabilizer of lateral stability with variable stiffness is presented, which in turn assumes the use of the finite element method for calculating the stiffness of structural elements of the stabilizer. It should be emphasized that stabilizers of this design are used mainly for racing cars. But the method of calculating them in the article can be shifted to more complex designs used in the serial automotive industry. It can be stabilizers of lateral stability with the built in hydraulic, pneumatic or electromechanical elements, allowing to carry out adjustment of torsional rigidity of the stabilizer. This article is one of the few in the Russian-language literature that covers the question of the methods of calculating stabilizers of lateral stability with variable rigidity.

Keywords: wheeled machine, stability of the automobile's movement, automobile handling, stabilizer, calculation technique.