

ВЫБОР УГЛОВОЙ ЖЕСТКОСТИ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

В практике конструирования подвески автомобилей ее угловую жесткость выбирают из следующего условия: угол поперечного крена кузова λ не должен превышать $6-7^\circ$ при удельной поперечной силе $\mu = 0,4$ [1].

Так как для некоторых грузовых автомобилей значение удельной поперечной силы $\mu = 0,4$ не может быть достигнуто по причине опрокидывания, то для упрощения и по аналогии с работой [2] введем понятие "креновая жесткость":

$$C_{\mu} = \frac{\mu}{\lambda} \geq 3,3 \dots 3,8 \text{ рад}^{-1}. \quad (1)$$

Экспериментальные значения креновой жесткости для пяти моделей легковых автомобилей, по данным работы [2], равны $3,3-6,21 \text{ рад}^{-1}$. Для грузовых автомобилей экспериментальные значения креновой жесткости приведены в табл. 1 и равны $3,1-8,3 \text{ рад}^{-1}$.

Сравнение экспериментальных данных по креновой жесткости с условием (1) показывает, что в целом, за исключением одного случая, условие (1) удовлетворяется.

Т а б л и ц а 1

Экспериментальные данные по креновой жесткости грузовых автомобилей

Модель автомобиля	μ	λ°	C_{μ} , рад ⁻¹	Источ-ник	Характер загрузки
МАЗ-53352	0,306	4,5	3,9	Данные НАМИ	Из условия объема массы груза $0,8 \text{ т/м}^3$
МАЗ-515Б+МАЗ-941	0,306	5,8	3,2	То же	То же
МАЗ-8926 (прицеп)	0,306	3,2	5,5	— " —	— " —
ГАЗ-63А на шинах 9,75-18	0,297	5	3,4	[3]	Высокогабаритный груз
ГАЗ-63А на шинах 11,00-18	0,325	5	3,7	[3]	То же
ГАЗ-51	0,437	5	5,0	[3]	— " —
КрАЗ 6х4 (без стабилизатора)	0,29	2	8,3	[4]	— " —
МАЗ, 4х2, полная масса 16 т, стабилизатор в задней подвеске	0,306	3,7	4,7	Данные НАМИ	Загрузка песком
Самосвал 4х2, полная масса 16 т	0,306	3,1...2,9	5,7...6,1	[5]	—
Самосвал 4х2, полная масса 16 т, стабилизатор	0,306	2,60-2,65	6,6-6,8	[5]	—

Требование (1) к креновой жесткости может быть преобразовано в требование к приведенной угловой жесткости:

$$\sum_{i=1}^n C_{\lambda i} \geq (4,3 \dots 4,8) Gh_{кр}, \quad (2)$$

где $C_{\lambda i}$ — приведенная угловая жесткость подвески и шин i -й оси; n — количество осей; G — вес подрессоренной массы; $h_{кр}$ — плечо крена подрессоренной массы.

При создании на базе универсальных некоторых специализированных грузовых автомобилей, например контейнеровозов, рефрижераторов, увеличивается плечо крена подрессоренных масс. Соответствующим увеличением угловой жесткости подвески может быть обеспечено условие (2).

Однако при этом остается неясным, как изменяется собственная частота поперечных угловых колебаний автомобиля. Известно, что эта частота должна быть достаточно высокой, чтобы при крутых обгонах, объездах, быстрых поворотах рулевого колеса условия для совпадения периода собственных колебаний и времени действия возмущения наступали возможно реже [1].

Парциальная собственная частота поперечных угловых колебаний ω_{λ} при линейной характеристике подвески приближенно определяется по формуле

$$\omega_{\lambda} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n C_{\lambda i} - Gh_{кр}}{M\rho_x^2}}, \quad (3)$$

где M — подрессоренная масса; ρ_x — радиус инерции подрессоренных масс относительно оси крена.

Из формулы (3) можно вывести условие

$$\sum_{i=1}^n C_{\lambda i} \geq \omega_{\lambda g}^2 M\rho_x^2 + Gh_{кр}, \quad (4)$$

где $\omega_{\lambda g}$ — допустимая парциальная частота поперечных угловых колебаний ω_{λ} .

Удовлетворяя одновременно условиям (2) и (4) (при линейной характеристике подвески), можно обеспечить автомобилю удовлетворительные статические и динамические крены подрессоренных масс.

К сожалению, вычислить условие (4) очень сложно вследствие трудностей определения допустимой частоты поперечных угловых колебаний $\omega_{\lambda g}$. При проектировании специализированных грузовых автомобилей на базе универсальных это затруднение можно в первом приближении обойти, задав условие равенства частот ω_{λ} специализированного и универсального автомобилей. Тогда условие (4) с учетом формулы (3) может быть преобразовано к виду

$$\sum_{i=1}^n C_{\lambda i} \geq \left(\sum_{i=1}^n \bar{C}_{\lambda i} - \bar{G} \bar{h}_{кр} \right) \frac{M \bar{\rho}_x^{-2}}{M \bar{\rho}_x^2} + G h_{кр}, \quad (5)$$

где \bar{G} , $\bar{C}_{\lambda i}$, $\bar{h}_{кр}$, \bar{M} , $\bar{\rho}_x$ — параметры универсального автомобиля или близкого аналога. Максимальные значения радиуса инерции $\bar{\rho}_x$ и плеча крена $\bar{h}_{кр}$ можно определить с учетом эксплуатационных грузов, для которых, по данным эксплуатации, универсальный автомобиль имеет допустимые статические и динамические крены.

На примере конкретного грузового автомобиля рассмотрим влияние ряда факторов на частоту поперечных угловых колебаний ω_{λ} . Возьмем универсальный грузовой автомобиль, у которого уменьшением объемной массы груза при неизменных ширине и длине кузова увеличивается высота плеча крена и радиус инерции относительно оси крена.

Сначала зададимся условием, что приведенная угловая жесткость $\sum_{i=1}^n C_{\lambda i} = \text{const}$. Тогда при уменьшении объемной массы груза за изменение частоты поперечных угловых колебаний может быть выражено коэффициентом уменьшения частоты $K_{\omega_{\lambda}}$, который показывает отношение частот для уменьшенной и исходной объемных масс груза и определяется по формуле

$$K_{\omega_{\lambda}} = \sqrt{\frac{\rho_x^2}{\rho_x^2 + \tilde{\rho}_{xгр}^2} \frac{G_{гр}/G}{G_{гр}/G}}, \quad (6)$$

где ρ_x — исходный радиус инерции поддресоренных масс относительно оси крена; $\tilde{\rho}_{xгр}^2$ — приращение квадрата радиуса инерции груза относительно оси крена; $G_{гр}$ — вес груза.

Для случая, когда креновая жесткость $C_{\mu} = \text{const}$, выражение для коэффициента уменьшения частоты $K_{\omega_{\lambda}}$ преобразуется к виду

$$K_{\omega_{\lambda}} = \sqrt{\frac{(h_{кр} + \tilde{h}_{гр} G_{гр}/G) \rho_x^2}{(\rho_x^2 + \tilde{\rho}_{xгр}^2 G_{гр}/G) h_{кр}}}, \quad (7)$$

где $\tilde{h}_{гр}$ — приращение высоты центра масс груза относительно исходной; $h_{кр}$ — исходное плечо крена.

Приращение квадрата радиуса инерции груза $\rho_{xгр}^2$, входящее в формулы (6) и (7), при принятых выше условиях можно определить по формуле

$$\tilde{\rho}_{x_{гр}}^2 = 2(h_{гр} + \frac{1}{3}h_0)\tilde{h}_{гр} + 1 \cdot \frac{1}{3}\tilde{h}_{гр}^2, \quad (8)$$

где $h_{гр}$ — высота центра масс исходного груза над осью крена;
 h_0 — высота центра масс исходного груза над полом кузова.

Результаты вычислений коэффициента уменьшения частоты $K_{\omega\lambda}$ по формулам (6), (7) и (8) для грузового автомобиля полной массой 16 т, имеющего данные согласно табл. 2, представлены на рис. 1 (линии 1 и 2).

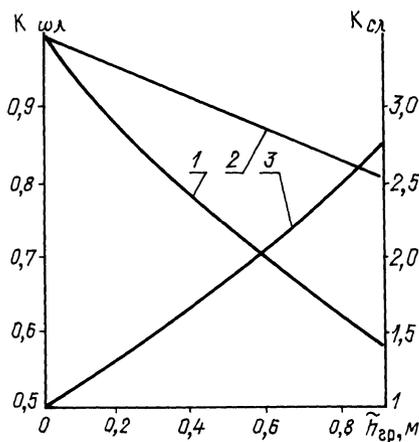


Рис. 1. Зависимость коэффициента уменьшения частоты $K_{\omega\lambda}$ и коэффициента увеличения приведенной жесткости $K_{c\lambda}$ от приращения высоты центра масс груза $\tilde{h}_{гр}$:
 1 — $K_{\omega\lambda}$ при $\Sigma C_{\lambda i} = \text{const}$; 2 — $K_{\omega\lambda}$ при $C_{\mu} = \text{const}$; 3 — $K_{c\lambda}$ при $\omega_{\lambda} = \text{const}$.

На рисунке максимальное приращение высоты центра масс груза $\tilde{h}_{гр}$ взято из условия максимально допустимой высоты грузового автомобиля (3,8 м).

Т а б л и ц а 2

Исходные данные для расчета

Обозначение параметра	Единицы	Значение параметра
$G_{гр}$	кН	97,5
G	кН	133
$h_{кр}$	м	0,720
ρ_x^2	м ²	1,05
$h_{гр}$	м	0,837
h_0	м	0,187

П р и м е ч а н и е. Данные соответствуют случаю загрузки автомобиля песком.

Из рисунка видно, что при угловой жесткости $\Sigma C_{\lambda i} = \text{const}$ частота поперечных угловых колебаний при увеличении высоты центра масс груза на 1 м (за счет уменьшения объемной массы груза) может уменьшиться на 43 %. Если же с изменением высоты центра масс груза обеспечивать креновую жесткость $C_{\mu} = \text{const}$, то соответствующее уменьшение частоты поперечных угловых колебаний составит только 20 %.

Можно поставить дополнительно вопрос: как должна изменяться приведенная угловая жесткость $\Sigma C_{\lambda i}$ с уменьшением объемной массы груза рассматриваемого автомобиля для обеспечения $\omega_{\lambda} = \text{const}$. Для ответа на этот вопрос на рисунке построена зависимость коэффициента $K_{c\lambda}$, показывающего увеличение приведенной угловой жесткости к исходной, от приращения высоты центра масс груза $\dot{h}_{\text{гр}}$. Из этой зависимости следует, что при увеличении высоты центра масс груза на 1 м (за счет уменьшения объемной массы) для обеспечения условия $\omega_{\lambda} = \text{const}$ необходимо увеличение приведенной угловой жесткости почти в 3 раза.

Таким образом, при проектировании специализированных автомобилей с повышенным центром масс грузов на базе универсального выбор угловой жесткости подвесок в первом приближении можно производить на основе выполнения условий (2) и (5).

При распределении общей угловой жесткости подвески автомобиля между осями необходимо учитывать характеристики плавности хода, управляемости и устойчивости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, 1972, с. 192.
2. Результаты стендовых исследований характеристик подвески легковых автомобилей, влияющих на показатели управляемости/С.Я. Марголис, М.А. Носенков, О.Д. Златовратский. — Экспресс-информация "Конструкции автомобилей". М.: НИИНавтопром, 1980, № 2, с. 18—21.
3. Д о б р и н А.С. Оценочные параметры автомобилей против опрокидывания. — Автомоб. пром-сть, 1971, № 3, с. 28—30.
4. Исследование устойчивости движения автомобилей против опрокидывания/А.П. Солтус, С.С. Малков, В.А. Рубцов и др. — Экспресс-информация "Конструкции автомобилей". М.: НИИНавтопром, 1977, № 11, с. 8—14.
5. S c h u b e r t K. Möglichkeiten und Grenzen einer theoretischen Bewertung der Eigenschaften schwerer Nutzfahrzeuge. — VDI — Ber., 1980, N 367, S. 21—29.