

Рис. 7. Овальный профиль юбки: а — система координат; б — форма овального профиля в зависимости от величины параметра θ

По такой форме выполнены юбки большинства двигателей (табл. 8).

Таблица 8

Тип двигателя	Диаметр цилиндра в мм	Овальность юбки в мм		Отношение $\frac{a}{R_0}$	Величина θ	
		вверху	внизу		расчетная, соответствующая $\frac{a}{R_0}$	действительная
ЯМЗ-236	130	0,130	0,02	0,58—0,67	0,41—0,38	0,25
Камминс У6-200	140	0,180	0,170	0,55—0,62	0,42—0,39	0,45
Лейланд АУ-680	127	0,15	0,04	0,52—0,61	0,43—0,39	0,5
Роллс-Ройс	130	0,22	0,16	0,56—0,66	0,48—0,36	0,5

Для представления о том, как сказываются на форме овала конструктивные параметры поршня, были рассчитаны деформации поршня, нагруженного по схеме, показанной на рис. 8, а, т. е. нормальной составляющей N , действующей на поршень, и равномерно распределенной нагрузкой на юбке q . Для анализа такая схема была заменена схемой, приведенной на рис. 8, б, в которой не учитывается увеличение жесткости юбки из-за наличия бобышек. Оказалось, что форма деформированной юбки зависит от величины соотношения $\frac{a}{R_0}$. Эта форма

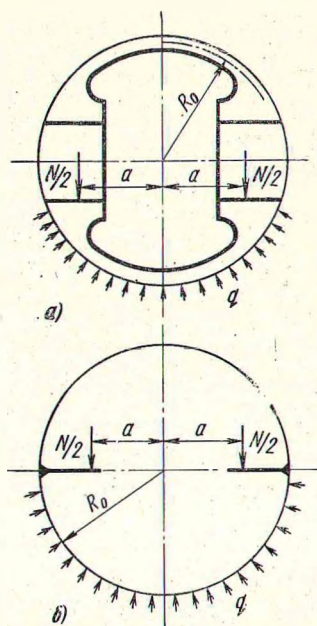


Рис. 8. Схема нагружения поршня для расчета овализации юбки

на дуге в пределах $\pm 45^\circ$ от плоскости качения шатуна (см. выше) хорошо подчиняется закономерности (14), причем величины θ в зависимости от отношения $\frac{a}{R_0}$ имеют следующие значения:

$\frac{a}{R_0}$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
θ	0,48	0,43	0,40	0,37	0,35

Данные по параметрам овалов поршней некоторых двигателей приведены в табл. 8. В этой таблице величины отношений приведены для случая равномерного распределения давления по бобышке поршня и случая распределения давления по закону треугольника. Соответственно с этим в таблице даются и два значения параметра θ , соответствующие этим значениям $\frac{a}{R_0}$. Практически выполненные формы овала юбок соответствуют несколько меньшим значениям параметра θ , чем это следовало бы принять, руководствуясь величиной $\frac{a}{R_0}$.

Как видно из табл. 8, в рассматриваемых поршнях овал юбки соответствует во всех случаях величине $\theta=0,5$ или близкой к ней, за исключением поршня дизеля ЯМЗ.

УДК 629.114.3:623.8.001.5

Исследование и выбор оптимальных параметров поперечной устойчивости прицепных автотранспортных средств

Канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ, Л. И. КАДОЛКО, А. И. СМЕЯН
Белорусский технологический институт, Минский автозавод

ОЦЕНКА угла поперечного крена седельных автопоездов является сложной задачей, в которой, как доказано исследованиями Н. А. Взятыхева [1], обязателен учет упругой связи между тягачом и полуприцепом в седельном устройстве. Методика, предложенная Н. А. Взятыхевым, не универсальна. Рекомендуемые расчетные формулы, как и в методике В. А. Рождова [2], предусматривают одноосный полуприцеп, воздействие на автопоезд передается только через ось полуприцепа, запаз-

дывание воздействия не учитывается. Кроме того, методика предусматривает лишь синусоидальное воздействие от дороги, что ограничивает ее применение.

В статье предлагается обобщенная методика, которая позволяет оценить поперечную динамическую устойчивость автомобильных прицепных средств и выбрать оптимальные по условиям поперечного динамического крена параметры автопоезда. При этом рассматривается общий случай автопоезда, имеющие-

го n осей. Воздействие от дороги передается через оси тягача и прицепного звена, учитывается запаздывание воздействия, а также связь между тягачом и прицепным звеном в поперечной вертикальной плоскости. Принятая расчетная схема показана на рис. 1.

Основные допущения состоят в следующем: неподрессоренные массы не учитываются, так как их момент инерции относительно оси крена мал по сравнению с поддрессоренными,

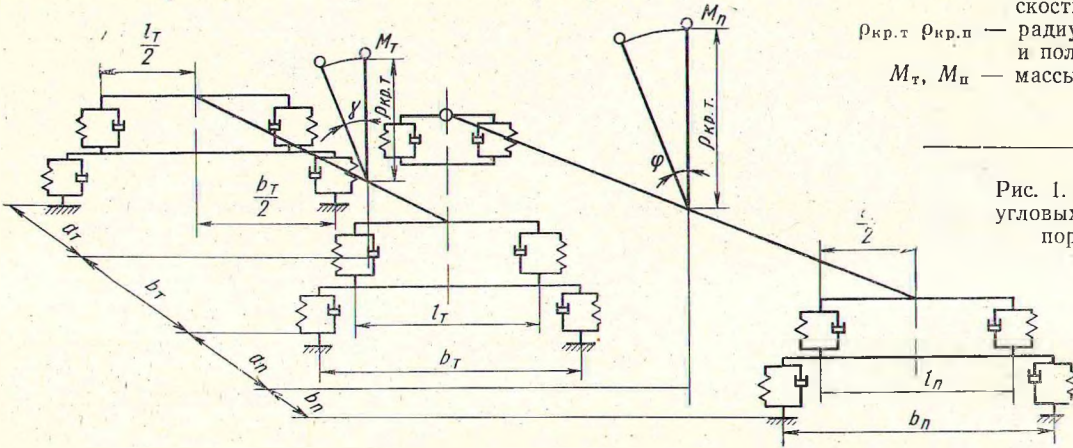


Рис. 1. Схема поперечно-угловых колебаний транспортной системы

- $K_{\gamma 1}, K_{\gamma 2}, K_{\gamma 3}$ — коэффициенты сопротивления угловым перемещениям соответствующих осей тягача и полуприцепа [3];
- $C_{(\varphi=\gamma)} K_{(\varphi=\gamma)}$ — угловая жесткость и коэффициент углового сопротивления седельного устройства;
- J_T, J_n — моменты инерции в поперечной плоскости тягача и полуприцепа;
- $\rho_{кр.т} \rho_{кр.п}$ — радиусы поперечного крена тягача и полуприцепа;
- M_T, M_n — массы тягача и полуприцепа.

примерно 3—5% [1]; характеристики упругих элементов принимаем линейными [1—3].

Вследствие слабой связи между колебаниями в продольной и поперечной плоскостях, что доказано исследованиями [3], колебания в поперечной вертикальной плоскости прицепа и тягача можно рассматривать отдельно от вертикальных и продольно-угловых. В связи с этим, а также учитывая, что влиянием неподрессоренных масс можно пренебречь, поперечно-угловые колебания рассматриваемой транспортной системы, показанной на рис. 1, описываются двумя дифференциальными уравнениями движения, которые составляются на основании принципа Лагранжа:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi} + 2n_{\varphi} \dot{\varphi} + \omega_{\varphi}^2 \varphi - 2n_{\varphi\gamma} \dot{\gamma} - \omega_{\varphi\gamma}^2 \gamma = \frac{2}{b_n} (\omega_{\varphi n}^2 q_{3n} + 2n_{\varphi n} q_{3n}); \\ \ddot{\gamma} + 2n_{\gamma} \dot{\gamma} + \omega_{\gamma}^2 \gamma - 2n_{\gamma\varphi} \dot{\varphi} - \omega_{\gamma\varphi}^2 \varphi = \frac{2}{b_T} (\omega_{\gamma m}^2 q_{1n} + 2n_{\gamma m} q_{1n}) + \frac{2}{b_T} (\omega_{\gamma m}^2 q_{2n} + 2n_{\gamma m} q_{2n}). \end{cases} \quad (1)$$

где γ, φ — углы поперечного крена тягача и полуприцепа;
 ω — частота воздействия от неровности;
 b_T, b_n — колесная колея тягача и полуприцепа;
 q_{1n}, q_{2n}, q_{3n} — перемещение правых колес соответственно оси тягача и полуприцепа от неровности;
 m_1, m_2 — неподрессоренные массы тягача и полуприцепа.
 Входящие в уравнение (1) частоты и приведенные коэффициенты сопротивления определяются по следующим уравнениям:

$$\begin{aligned} 2n_{\varphi} &= \frac{1}{J_n} \sum_{i=n+1}^{m+n} K_{\varphi i} + \frac{K_{(\varphi=\gamma)}}{J_n}; \\ \omega_{\varphi}^2 &= \frac{1}{J_n} \sum_{i=n+1}^{m+n} C_{\varphi i} + \frac{C_{(\varphi=\gamma)}}{J_n} - \frac{M_n g \rho_{кр.п}}{J_n}; \\ 2n_{\gamma} &= \frac{1}{J_T} \sum_{i=1}^n K_{\gamma i} + \frac{K_{(\varphi=\gamma)}}{J_T}; \\ \omega_{\gamma}^2 &= \frac{1}{J_T} \sum_{i=1}^n C_{\gamma i} + \frac{C_{(\varphi=\gamma)}}{J_T} - \frac{M_T g \rho_{кр.т}}{J_T}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $C_{\gamma 1}, C_{\gamma 2}, C_{\gamma 3}$ — приведенные угловые жесткости соответствующих осей тягача и полуприцепа [3];

С помощью преобразования Лапласа и Фурье для дифференциальных уравнений (1) получен общий случай амплитудной частотной характеристики поперечно-угловых колебаний полуприцепа

$$|W_{\varphi}(i\omega)| = \frac{2}{b_n} \sqrt{\frac{A_{\omega}^2 + B_{\omega}^2}{(\omega^4 - C_1 \omega^2 + C_2^2) + (g_2 \omega - g_1 \omega^3)^2}}, \quad (3)$$

где $C_1, C_2, g_1, g_2, A_{\omega}, B_{\omega}$ — коэффициенты, зависящие от параметров транспортной системы и запаздывания воздействия [4].

С помощью амплитудной частотной характеристики, вычисленной по уравнению (3), можно определить угол поперечного крена как при случайном воздействии от дороги [5], так и при воздействии периодическом. В последнем случае формула коэффициента динамичности, полученная из выражения (3), имеет вид

$$K_{\omega} = \sqrt{\frac{A_{\omega}^2 + B_{\omega}^2}{(\omega^4 - C_1 \omega^2 + C_2^2) + (g_2 \omega - g_1 \omega^3)^2}}. \quad (4)$$

Подставив числовые значения параметров полуприцепа в уравнение (4), можно вычислить коэффициент K_{ω} для разных значений частот ω . Затем выбирается коэффициент динамичности, соответствующий частоте воздействия от дороги при данной длине неровности и данной скорости движения автопоезда. Эта частота

$$\omega_g = \frac{2\pi v}{S},$$

где S — длина неровности;
 v — скорость движения.

Значение угла динамического поперечного крена определится перемножением коэффициента K_{ω} на угол неровности α_0

$$\left(\alpha_0 = \frac{2H}{b_n}\right), \text{ т. е.}$$

$$\varphi_0 = K_{\omega} \frac{2H}{b_n},$$

где H — высота неровности.

Расчетная формула (4) универсальна и пригодна для определения коэффициента K_{ω} не только для полуприцепов, но и прицепов. В этом случае коэффициенты, учитывающие поперечную угловую связь тягача и прицепного звена, принимаются равными нулю.

По описанной методике с помощью ЭЦВМ «Минск-22» была произведена оценка поперечной устойчивости различных прицепов и полуприцепов Минского автозавода. Исследования показали, что поперечно-угловые колебания полуприцепов при поперечной связи в седельном устройстве значительно влияют на поперечно-угловые колебания тягача. Эта связь отражается на характере изменения, а также на величине коэффициента K_y , что подтверждают исследования Н. А. Взятыхшева.

Были построены и исследованы зависимости коэффициента K_y от частоты ω при скоростях движения от 5 до 60 км/ч. Как видно на рис. 2, кривые K_y имеют

не одно, а несколько максимальных значений, которые объясняются запаздыванием воздействия. Как правило, максимальную амплитуду имеет первое максимальное значение, которое проявляется при частоте, близкой к собственной частоте поперечно-угловых колебаний полуприцепа. Расстояние между максимальными значениями при увеличении скорости движения возрастает. При увеличении скорости движения время прохождения автопоездом расстояния между осями уменьшается, следовательно, снижается влияние на коэффициент K_y запаздывания воздействия и кривая K_y становится более плавной. Анализ кривых (рис. 2) показывает, что с возрастанием скорости движения автопоезда максимальные значения K_y уменьшаются. При $v=10$ км/ч $K_{y, \max} = 2,38$, при $v=60$ км/ч $K_{y, \max} = 1,78$.

Частота резонансных колебаний находится в пределах от 3 до 5 1/сек.

Влияние упругой связи в седельном устройстве на коэффициент динамичности K_y (рис. 3) очень сложно. Так, при $C_{(\varphi-\gamma)} = 0,7$ тм/рад $K_{y, \max} = 1,55$, при $C_{(\varphi-\gamma)} = 70$ тм/рад $K_{y, \max} = 2$. На различных частотах характер изменения K_y при изменении $C_{(\varphi-\gamma)}$ иной (рис. 3), что объясняется сдвигом кривых в сторону больших частот с увеличением жесткости упругой связи.

При увеличении коэффициента сопротивления $K_{(\varphi-\gamma)}$ коэффициент динамичности уменьшается, что происходит на всех частотах, однако с ее увеличением (рис. 4) снижение K_y менее интенсивно и при $\omega=30$ 1/сек коэффициент K_y полуприцепа при изменении степени демпфирования практически не изменяется. Значение собственной частоты поперечно-угловых колебаний полуприцепа при изменении коэффициента сопротивления остается постоянным.

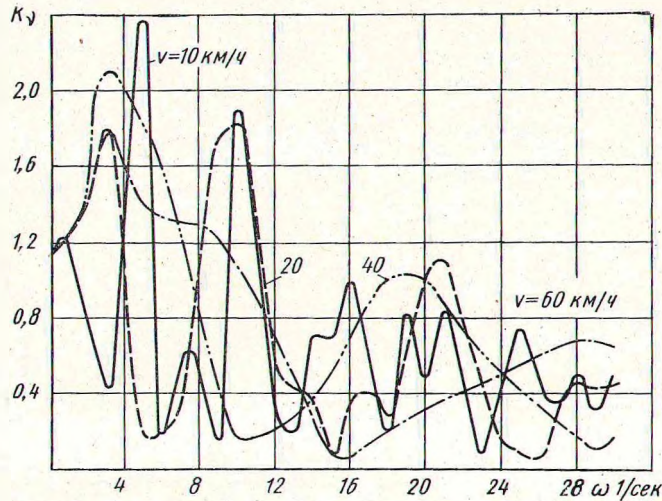


Рис. 2. Зависимость коэффициента K_y от изменения частоты при различных скоростях движения

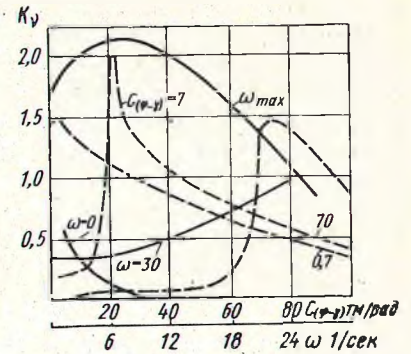


Рис. 3. Зависимость коэффициента K_y от жесткости и углового сопротивления упругой связи в седельном устройстве тягача

Предлагаемая методика позволяет получить значительно более точные по сравнению с другими известными методиками результаты как для простых, так и для более сложных схем транспортных систем. Сравнения показали, что в зависимости от сложности транспортной системы, от принятого типа воздействия неровностей дороги точность расчетов повышается на 2—5%. Кроме того, предлагаемый метод расчета пригоден для оценки и выбора параметров поперечной устойчивости как прицепных, так и седельных автопоездов с любым числом осей и при любом виде действия от дороги — периодическом или случайном.

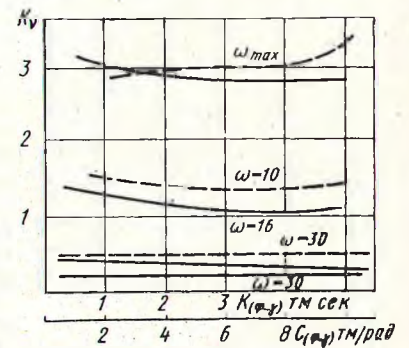


Рис. 4. Зависимость коэффициента K_y от изменения $K_{(\varphi-\gamma)}$ (сплошные линии) и $C_{(\varphi-\gamma)}$ (штриховые линии) при $v=30$ км/ч

ЛИТЕРАТУРА

1. Взятыхшев Н. А. Поперечная устойчивость седельного автопоезда. «Автомобильная промышленность», 1965, № 10.
2. Рождов В. А., Савушкин Е. С., Чуйко П. А. К вопросу о поперечной устойчивости полуприцепов. «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.
3. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
4. Силаев А. А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. Машгиз, 1963.
5. Жуков А. В. К вопросу о влиянии микрорельефа дорог на поперечную устойчивость полуприцепа. «Автомобильная промышленность», 1968, № 1.