

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ И РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ ПОЕЗДОВ С НАКЛОНЯЕМЫМИ КУЗОВАМИ НА КАТКОВОМ СТЕНДЕ**

Отримано величину та розподіл центробіжної сили, що необхідні для визначення параметрів силового приводу імітатора каткового стенда.

The value and distribution of centrifugal force which are necessary for the parameters of roller rig imitator's power-plant are obtained.

Современные катковые стенды позволяют проводить полный цикл испытаний подвижного состава, его отдельных узлов и систем [1]. Тем не менее, ни один из стендов не позволяет имитировать возникновение и изменение непогашенных центробежных сил, действующих в кривых на поезд при наличии недостатка возвышения наружного рельса. Такая ситуация особо важна для испытания поездов с наклоняемыми кузовами [2].

Модернизация существующих стендов в этом направлении может базироваться на имитации центробежных сил с помощью специального механизма, создающего силовое воздействие в определенном направлении и в заданной точке экипажной части испытуемого вагона. Величина этого силового воздействия определяется из следующих соображений.

На экипаж, движущийся в кривой, в общем случае действуют две основные силы: сила тяжести и центробежная сила (рис. 1).

Центробежная сила определяется по формуле

$$F_{цб} = \frac{m \cdot V^2}{R},$$

где  $m$  – масса подвижного состава, кг;  $V$  – скорость движения подвижного состава в кривой, км/ч;  $R$  – радиус кривой, м.

Чтобы уменьшить влияние центробежной силы в кривых, внешний рельс укладывают выше внутреннего на величину возвышения  $h$ . Это приводит к тому, что железнодорожный путь оказывается наклонным

относительно горизонта на угол  $\alpha = \arcsin\left(\frac{h}{2S}\right)$ , где  $2S$  – ширина колеи, м.

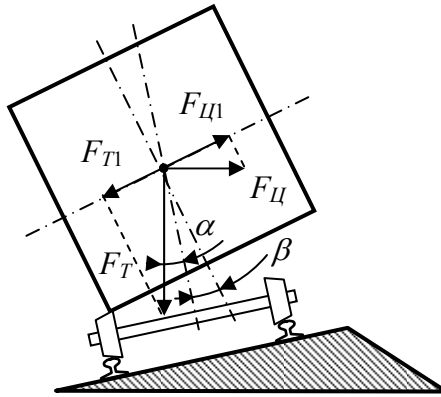


Рисунок 1 – Движение экипажа с наклоном кузова в кривой

Благодаря этому, часть центробежной силы оказывается скомпенсированной силой тяжести, поскольку в плоскости пола вагона теперь действуют проекции вышеназванных сил, направленные в противоположные стороны.

Очевидно, что результатом векторного сложения этих сил будет некоторая непогашенная боковая сила  $F_H = F_{Ц1} - F_{T1}$ .

Из условия обеспечения наибольшего комфорта для пассажиров, непогашенная боковая сила должна быть равна нулю, т.е. вышеуказанная составляющая центробежной силы должна быть полностью скомпенсирована составляющей силы тяжести

$$\frac{mV^2}{R} \cos \alpha = mg \sin \alpha ,$$

где  $g$  – ускорение силы тяжести,  $m/c^2$ .

Ввиду малости угла  $\alpha$ , принимаем

$$\frac{mV^2}{R} = mg \frac{h}{2S} .$$

Тогда требуемое возвышение наружного рельса составит

$$h = \frac{V^2 \cdot 2S}{R \cdot g}.$$

Максимальное возвышение наружного рельса ограничено из соображений предотвращения опрокидывания внутрь кривой медленно движущихся либо остановившихся поездов величиной  $h_{max} = 0,15$  м. В этом случае целесообразно говорить о разнице между требуемым возвышением наружного рельса и его истинным, максимальным значением – недостатке возвышения наружного рельса

$$h_H = \frac{V^2 \cdot 2S}{R \cdot g} - h_{max}.$$

Недостаток возвышения наружного рельса можно компенсировать, “довернув” кузов экипажа с помощью дополнительного усилия на угол  $\beta$ , в такое положение, какое занял бы кузов при движении по кривой с требуемым возвышением наружного рельса, т.е.  $h = h_H + h_{max}$ .

Тогда условие компенсации центробежной силы можно записать, как

$$\frac{mV^2}{R} \cos(\alpha + \beta) = mg \sin(\alpha + \beta).$$

Следовательно, выражение для дополнительного угла наклона кузова будет иметь вид:

$$\beta = \arctan\left(\frac{V^2}{R \cdot g}\right) - \alpha.$$

Значения центробежной силы, угла возвышения наружного рельса и дополнительного угла наклона кузова при движении поезда будут переменны и могут быть представлены системой алгебро-дифференциальных уравнений, описывающих движение вагона в кривой.

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{цб} = \frac{m \cdot V^2}{R}; \\ \frac{dL}{dt} = V; \\ \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\arctan\left(\frac{h_{max}}{2S}\right) \cdot V}{L_{ПК}}; \\ \frac{dr}{dt} = -\frac{R \cdot L_{ПК} \cdot V}{L(t)^2}; \\ \frac{d\beta}{dt} = -\frac{d\alpha}{dt} - \frac{V^2 \left(\frac{dr}{dt}\right)}{g \cdot r(t)^2 \cdot \left(1 + \frac{V^4}{g^2 \cdot r(t)^2}\right)}. \end{array} \right.$$

где  $r(t) = \frac{R \cdot L_{ПК}}{L(t)}$  – мгновенный радиус переходной кривой в момент

времени  $t$ , м;  $R$  – радиус кривой, следующей за переходной, м;  $L_{ПК}$  – длина переходной кривой, м;  $L(t)$  – путевая координата поезда в момент времени  $t$ , м.

Для определения закономерности изменения значения центробежной силы, скорость движения экипажа и радиус кривой варьировались в процессе моделирования. Так, для скорости движения экипажа принят интервал значений от 60 до 200 км/ч, а для радиуса кривой – от 600 до 2000 м. Масса экипажа включает в себя массу кузова вагона и двух тележек, что соответственно составляет 32000 кг и 2х3600 кг.

Результаты расчетов приведены на рис. 2.

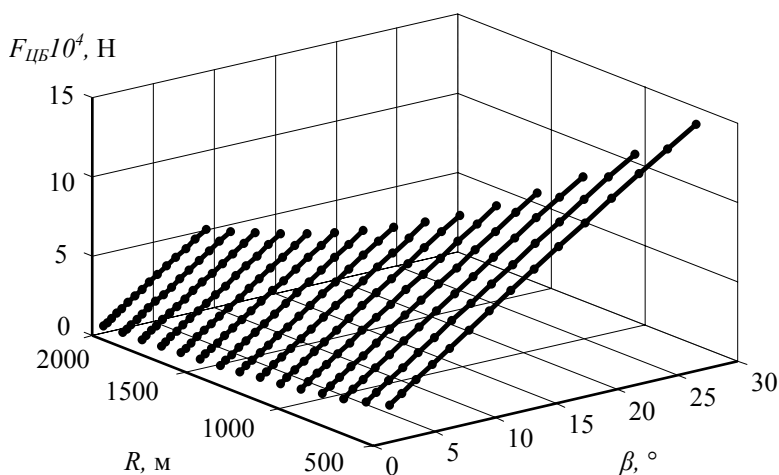


Рисунок 2 – Зависимость угла наклона кузова вагона и центробежной силы от скорости движения поезда и радиуса кривой

Очевидно, что при увеличении скорости движения экипажа и одновременном уменьшении радиуса кривой центробежная сила будет возрастать. При заданных параметрах наибольшего значения центробежная сила достигнет в условиях движения экипажа со скоростью 200 км/ч по кривой 600 м. Она составит 148 кН. Необходимый угол наклона кузова, при котором наступит полная компенсация непогашенного бокового ускорения, должен быть равным  $28^\circ$ . По конструктивным соображениям угол наклона кузова вагона не может превышать  $8^\circ$  [3]. В этом случае наибольшего значения центробежная сила достигнет при движении экипажа со скоростью

100 км/ч по кривой 600 м и составит 43 кН. Таким образом, центробежная сила составляет близко 10% веса типичного вагона, что весьма ощутимо.

Каждая кривая графика является результирующей значений центробежных сил и соответствует постоянному радиусу кривой из заданного интервала. Точки на линиях графика соответствуют значениям скорости.

Одним из главных вопросов компоновки стенда является вопрос расположения имитатора этой силы, то есть координаты точек его присоединения между стендом и вагоном. В условиях стенда приложение имитируемой центробежной силы к центру масс вагона, повидимому, не даст действительную картину распределения сил, действующих как на отдельные узлы вагона — кузов, тележку, элементы тягового двигателя, так и на связи между ними. Поэтому на первом этапе выясним как будет изменяться сила, в зависимости от изменения координаты точки ее приложения по вертикальной оси вагона.

Под действием центробежной силы на кузове вагона возникает момент  $M_{F_{ЦБ}} = F_{ЦБ} \cdot h$  (где  $h = 1,696$  м – расстояние от поверхности головок рельсов до центра масс кузова,  $F_{ЦБ} = 43000$  Н).

Исходя из того, что величина момента постоянна, а изменяться будет только плечо силы, то есть расстояние  $h$ , запишем тождество

$$F_{ЦБ} \cdot h = F_{ЦБ}' \cdot h', \text{ откуда } F_{ЦБ}' = \frac{F_{ЦБ} \cdot h}{h'}$$

Допустим  $h' = 1,290$  м – расстояние от поверхности головок рельсов до уровня пола вагона кузова. Тогда величина центробежной силы составит

$$F_{ЦБ} = \frac{43000 \cdot 1,696}{1,290} = 56533,33 \text{ Н.}$$

Теперь, определим распределение центробежной силы между кузовом и тележками вагона. Рассчитаем величину центробежных сил, действующих на кузов и на тележки вагона при различных параметрах скорости движения подвижного состава и радиуса кривой.

Например, при  $R = 600$  м и  $V = 100$  км/ч (27,78 м/с) получим:

$$F_{ЦБ} = \frac{(m_K + 2m_T) \cdot V^2}{R} = \frac{(32000 + 2 \cdot 3600) \cdot 27,78^2}{600} = 56533,33 \text{ Н,}$$

$$F_{ЦБ_K} = \frac{m_K \cdot V^2}{R} = \frac{32000 \cdot 27,78^2}{600} = 41158,848 \text{ Н,}$$

$$F_{ЦБ_T} = \frac{m_T \cdot V^2}{R} = \frac{3600 \cdot 27,78^2}{600} = 4630,3704 \text{ Н.}$$

Из этого следует, что на кузов приходится 82% от центробежной силы, действующей на вагон, а на две тележки соответственно по 9%.

Аналогичные результаты имеем, рассчитывая распределение центробежной силы при любых других условиях движения экипажа.

Следует также отметить, что действующая на кузов центробежная сила создает момент, который стремится уменьшить угол наклона кузова за счет деформации рессорного подвешивания. Поэтому необходимо выяснить насколько существенным может быть это уменьшение и необходим ли его учет при проектировании системы наклона кузова.

Пружины внутреннего комплекта рессорного подвешивания сожмутся на величину  $\Delta_1$ , а пружины наружного комплекта рессорного подвешивания растянутся на величину  $\Delta_2$ . Определим величины деформаций этих пружин, воспользовавшись законом Гука  $P = \mathcal{J} \cdot \Delta$ , где  $\mathcal{J} = 2000000$  Н/м – коэффициент жесткости пружины.

Реакции внутреннего и наружного рельсов при движении экипажа в кривой составляют  $R_1 = 119024,43$  Н и  $R_2 = 220216,21$  Н соответственно.

$$\text{Тогда } \Delta_1 = \frac{R_1}{\mathcal{J}} = \frac{119024,43}{2000000} = 0,0595 \text{ м, } \Delta_2 = \frac{R_2}{\mathcal{J}} = \frac{220216,21}{2000000} = 0,11 \text{ м.}$$

$$\text{Искомый угол } \gamma \text{ будет равен } \operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{l} = \frac{0,0595 + 0,11}{2} = 0,08475, \gamma = 30',$$

где  $l = 2$  м – расстояние между пружинами рессорного подвешивания.

### **Выводы**

Наибольшая расчетная величина центробежной силы для типичного вагона составляет 43 кН при максимальном эксплуатационном угле наклона кузова вагона  $8^\circ$ . Это близко 10% от веса вагона, что весьма ощутимо.

Распределение центробежной силы между кузовом вагона и тележками поезда выглядит следующим образом: на кузов приходится 82% действующей силы, на каждую из тележек соответственно по 9%.

Значение силы, развиваемой имитатором на стенде зависит от координат точки ее приложения к кузову вагона.

Уменьшение угла наклона кузова вагона вследствие деформации рессорного подвешивания составляет  $30'$ , что позволяет не рассматривать эту величину в практических расчетах.

**Список литературы:** 1. *Омельяненко В.И., Кривякин Г.В., Редченко Е.С.* Катковые стенды для испытаний подвижного состава // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2009. – №5-6 С. 50-54. 2. *Омельяненко В.И., Кривякин Г.В., Якунин Д.И., Редченко Е.С.* Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт. – 2008. – №5 С. 12-17. 3. *Persson R.* Tilting trains. Description and analysis of the present situation. Literature study. – Stockholm, KTH. – 2006. – 94 p.

*Поступила в редколлегию 02.05.2011*