

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ ДВУХЗВЕННЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОЕЗДОВ

Подригало¹ М.А., Клец² Д.М., Яценко² К.Г., Плетнев¹ В.Н.

¹ Харьковський національний автомобільно-дорожній університет

² Харьковський університет Воздушних Сил імені І. Кожедуба

Проведена теоретическа оцнка устійности и управляемости двухзвенных автомобильных поездов по критерию собственной частоты колебаний в плоскости дороги. Установлены соотношения суммарных боковых жесткостей шин, при которых обеспечивается устійность и управляемость автомобиля и прицепного звена.

Ключевые слова: двухзвенный автомобильный поезд, устійность, управляемость, частота собственных колебаний

Постановка проблемы. Управляемость и устійность многозвенных автомобильных поездов оказывают существенное влияние на безопасность дорожного движения и производительность перевозок. Расширение объема перевозок, осуществляемых автомобильными поездами в различных отраслях промышленности, строительства и в военном деле, вызывает необходимость дальнейшего исследования показателей их устійности и управляемости.

Обеспечение заданной траектории движения автомобильного поезда осуществляется водителем путём постоянного воздействия на рулевое колесо. Указанное воздействие имеет колебательный характер с частотой, достигающей 0,7 Гц. Частота собственных колебаний автомобильных поездов в плоскости дороги также принимает значения до 0,7 Гц, что создаёт условия для нарушения их управляемости и устійности.

Анализ последних достижений и публикаций. Исследованию устійности и управляемости автомобилей посвящены работы [1, 2, 3]. Проблема повышения устійности многоосных автомобилей и многозвенных автопоездов рассмотрена в исследованиях [2, 4, 5].

В работе [6] предложен показатель, характеризующий управляемость и устійность установившегося движения двухосных автомобилей. В качестве этого показателя принята частота собственных колебаний автомобиля в плоскости дороги и получена аналитическая зависимость для её определения

$$v_{\text{собств}} = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{y1}/m_a}{\left(1 + \frac{C_{y1}}{C_{y2}}\right) \left[i_z^2 + a^2 \left(\frac{C_{y1} - b}{C_{y2} a} \right)^2 \right]}}, \quad (1)$$

где C_{y1} ; C_{y2} – суммарные боковые жёсткости шин передних и задних колес, Н/м;

m_a – общая масса автомобиля, кг;

L – продольная колесная база автомобиля, м;

a, b – расстояния от передней и задней осей до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость, м;

i_z – радиус инерции автомобиля относительно центральной вертикальной оси, м.

В работе [8] предложена зависимость для определения математического ожидания радиуса инерции автомобиля относительно вертикальной оси, которая имеет следующий вид

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} ab + \frac{B^2}{12}}, \quad (2)$$

где B – колея автомобиля, м.

Для многоосных автомобилей (см. рис. 1) в работе [7] предложена зависимость для расчёта собственной частоты колебаний в плоскости дороги, которая для четырёхосного автомобиля имеет вид

$$v_{\text{собств}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{Y1}}{m_a} \cdot \frac{a_1^2 + \frac{C_{Y2}}{C_{Y1}} a_2^2 + \frac{C_{Y3}}{C_{Y1}} a_3^2 + \frac{C_{Y4}}{C_{Y1}} a_4^2 - \frac{\left(a_1 + \frac{C_{Y2}}{C_{Y1}} a_2 - \frac{C_{Y3}}{C_{Y1}} a_3 - \frac{C_{Y4}}{C_{Y1}} a_4\right)^2}{1 + \frac{C_{Y2}}{C_{Y1}} + \frac{C_{Y3}}{C_{Y1}} + \frac{C_{Y4}}{C_{Y1}}}}{i_z^2 + \frac{\left(a_1 + \frac{C_{Y2}}{C_{Y1}} a_2 - \frac{C_{Y3}}{C_{Y1}} a_3 - \frac{C_{Y4}}{C_{Y1}} a_4\right)^2}{1 + \frac{C_{Y2}}{C_{Y1}} + \frac{C_{Y3}}{C_{Y1}} + \frac{C_{Y4}}{C_{Y1}}}}}, \quad (3)$$

где $C_{Y1}; C_{Y2}; C_{Y3}; C_{Y4}$ – суммарные боковые жесткости на колесах отдельных осей, Н/м;

$a_1; a_2; a_3; a_4$ – расстояние от соответствующих осей до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость (рис. 1), м.

Для обеспечения устойчивости и управляемости одиночных автомобилей необходимо, чтобы частота возмущающих воздействий $v_{\text{возм}}$ была ниже, чем $v_{\text{собств}}$, т.е. должно выполняться условие [6, 7].

$$v_{\text{возм}} < v_{\text{собств}}. \quad (4)$$

Если возмущающим воздействием считать воздействие водителя на рулевое управление, то, согласно данным, приведенным в стандарте [9], частота этих воздействий не может превышать 0,7 Гц. Эта величина ограничена физическими возможностями человека.

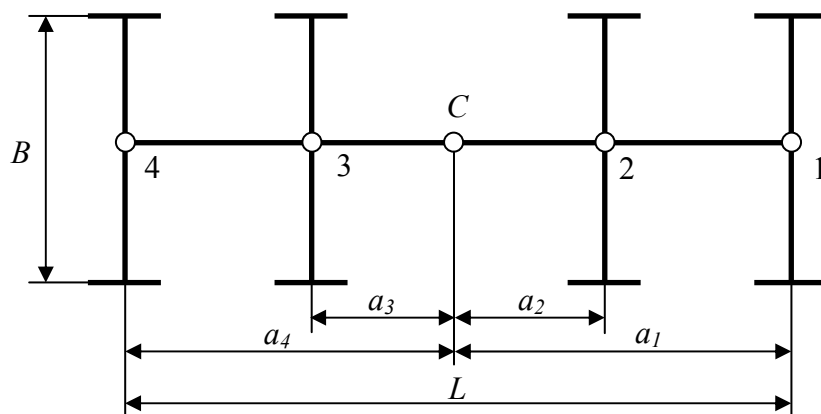


Рис. 1. Геометрические параметры четырёхосного автомобиля

Цель и постановка задач исследования. Целью исследования является разработка метода оценки устойчивости и управляемости двухзвенных многоосных автомобилей с использованием в качестве критерия частоты собственных колебаний в плоскости дороги. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать метод оценки устойчивости и управляемости двухзвенных многоосных автомобилей с использованием частоты собственных колебаний машины в плоскости дороги;
- определить частоты собственных колебаний автомобильного поезда.

Метод оценки устойчивости и управляемости двухзвенных многоосных автопоездов. В процессе проведения исследований примем следующие допущения:

- наличие шарнирной связи в автопоезде не оказывает влияние на парциальные частоты угловых колебаний автомобиля и прицепного звена;

– боковая жесткость является величиной постоянной, не зависящей от касательных реакций.

Уравнение (3) позволяет определить собственную частоту колебаний в плоскости дороги автомобиля, имеющего не более четырёх осей.

На основе этого уравнения в работе [7] получены выражения для определения $v_{собств}$ двухосных и трёхосных автомобилей. Для определения величины $v_{собств}$ автомобиля с n -числом осей выражение (3) примет вид

$$v_{собств} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{Y1}}{m_a} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n a_i^2 \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^K a_i \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}} - \sum_{i=1}^l a_i \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}}\right)^2}{\sum_{i=1}^n \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}}}}{i_z^2 + \frac{\left(\sum_{i=1}^K a_i \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}} - \sum_{i=1}^l a_i \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}}\right)^2}{\sum_{i=1}^n \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_1}}}}}, \quad (5)$$

де K, l – число осей, расположенных, соответственно, слева и справа от центра масс C (рис. 1); $n = K + l$.

Геометрические параметры двухзвенного многоосного автомобильного поезда представлены на рис. 2.

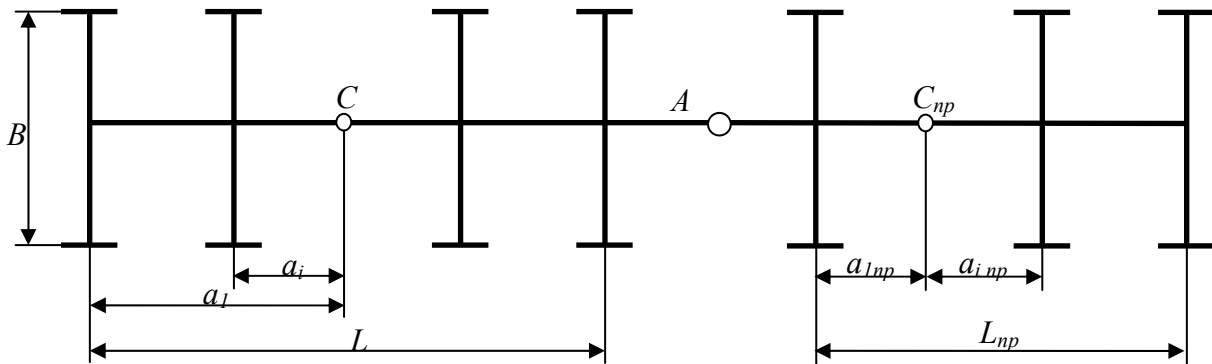


Рис. 2. Геометрические параметры двухзвенного многоосного автомобильного поезда

Для прицепного звена автопоезда выражение (5) примет вид

$$v_{собств}^{np} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{Y_{1np}}}{m_{np}} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n_{np}} a_i^2 \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^{K_{np}} a_{i np} \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}} - \sum_{i=1}^{l_{np}} a_{i np} \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_{1np}}}\right)^2}{\sum_{i=1}^{n_{np}} \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}}}}{i_{z_{np}}^2 + \frac{\left(\sum_{i=1}^{K_{np}} a_{i np} \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}} - \sum_{i=1}^{l_{np}} a_{i np} \frac{C_{Y_i}}{C_{Y_{1np}}}\right)^2}{\sum_{i=1}^{n_{np}} \frac{C_{Y_{i np}}}{C_{Y_{1np}}}}}, \quad (6)$$

где n_{np} – число осей прицепного звена (прицепа или полуприцепа);

$K_{np}; l_{np}$ – число осей, расположенных, соответственно, слева и справа от центра масс C_{np} (рис. 2), $K_{np} + l_{np} = n_{np}$;

$C_{Y_{1np}}; C_{Y_{i np}}$ – суммарные боковые жесткости шин 1-й и i -ой осей, Н/м;

$a_{1np}; a_{i np}$ – расстояние от первой и i -ой осей до проекции центра масс прицепного звена на горизонтальную плоскость, м;

m_{np} – общая масса прицепа, кг;

$i_{z_{np}}$ – радиус инерции прицепного звена относительно центральной вертикальной оси, м.

При расчёте величины i_z и $i_{z_{np}}$ по формуле (2) необходимо принять следующее:

– для многоосного автомобиля $a = a_1$ и $b = a_n$;

– для прицепного звена $a = a_{1np}$ и $b = a_{nnp}$.

При проектировании и эксплуатации автомобильного поезда необходимо решить задачу выбора геометрических параметров ($a_i, a_{i np}, a_1, a_{1 np}$) ходовой части звеньев автомобильного поезда, а также осуществить получение значений суммарной боковой жёсткости шин всех осей ($C_{Y_i}, C_{Y_1}, C_{Y_{i np}}, C_{Y_{1 np}}$), обеспечивающие частоту собственных колебаний в плоскости дороги, превышающую 0,7 Гц. При этом принимается допущение того, что шарнир А (см. рис. 2), соединяющий звенья автопоезда, не влияет на частоты собственных колебаний указанных звеньев в плоскости дороги.

Определение частот собственных колебаний автомобильного поезда. Определим величины частот собственных колебаний автопоезда на базе автомобиля многоцелевого назначения большой грузоподъемности семейства КрАЗ-6322. Основными особенностями данных средств транспорта (см. рис. 3) являются: рамная конструкция шасси с зависимой подвеской колес на полуэллиптических листовых рессорах (подвеска задних осей трехосной автомобиля – балансирная); V-образный двигатель, установленный в одном блоке со сцеплением и коробкой передач на переднем конце рамы; ступенчатая силовая передача с мостовым приводом к колесам всех осей.

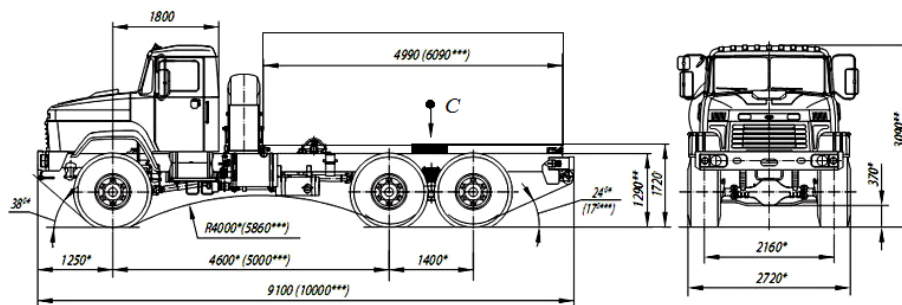


Рис. 3. Компоновка трехосного автомобиля КрАЗ-6322

В качестве прицепного звена при моделировании примем двухосный полуприцеп - шасси модели МАЗ-938Б (2-ПП-13,5). Компоновка указанного средства подвижности приведена на рис. 4.

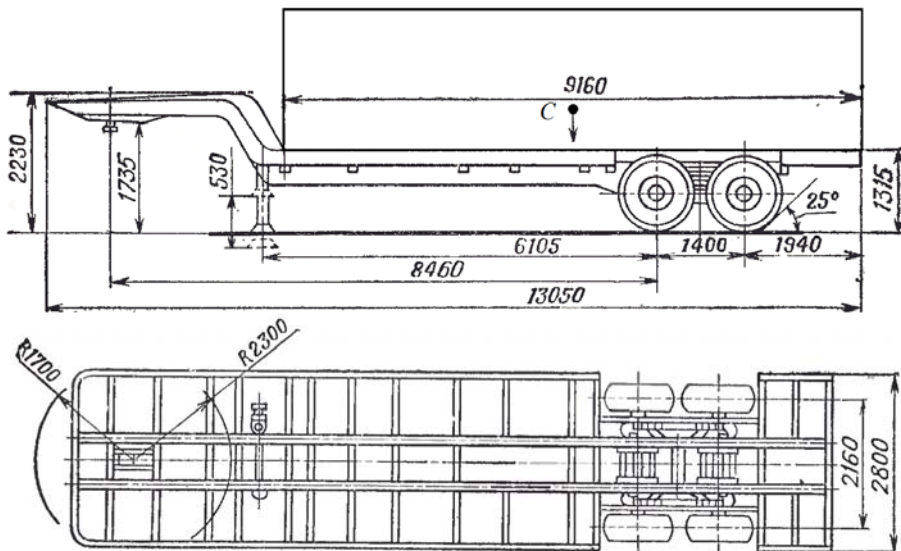


Рис. 4. Компоновка двухосного полуприцепа-шасси МАЗ-938Б (2-ПП-13,5)

С помощью зависимостей (5) и (6) определим величины частот собственных колебаний исследуемого автопоезда (см. рис. 5). В процессе моделирования принимались величины варьируемых параметров, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Величины варьируемых параметров

Параметр	Средство подвижности	
	КрАЗ-6322	МАЗ-938Б (2-ПП-13,5)
m , кг	8100	7000
a_1 , м	2,3	4,23
a_2 , м	2,3	4,23
a_3 , м	3,7	5,63
a_4 , м	—	—
B , м	2,160	2,160
C_{Y_i} , Н/м	$2,264 \cdot 10^5$	$2,264 \cdot 10^5$

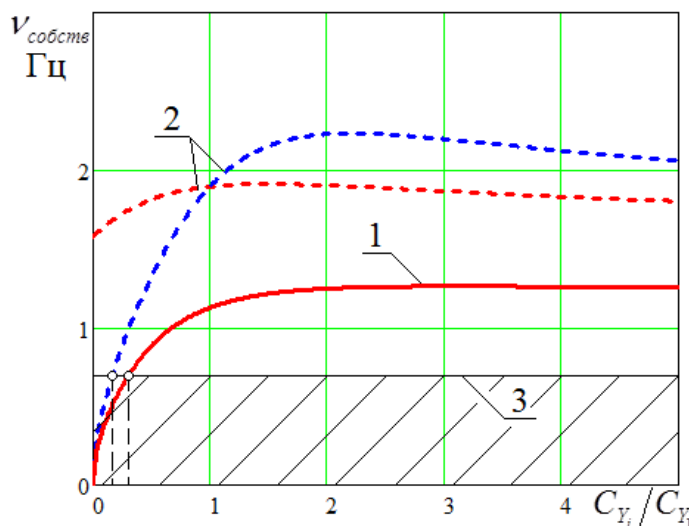


Рис. 5. Зависимость частот собственных колебаний автомобиля и прицепного звена от соотношений суммарных боковых жесткостей их шин: 1 – $v_{соств}^{np}$ полуприцепа МАЗ-938Б (2-ПП-13,5); 2 – $v_{соств}$ автомобиля КрАЗ-6322; 3 – $v_{соств} = 0,7$ Гц (зона возможного резонанса заштрихована)

Анализ рис. 5 показывает, что при соотношении суммарных боковых жесткостей шин $C_{Y_3}/C_{Y_1} = 1$ частоты собственных колебаний исследуемого автомобиля находятся вне опасной зоны ($\nu_{\text{собств}} > 0,7$ Гц) при любых значениях C_{Y_2}/C_{Y_1} . При $C_{Y_2}/C_{Y_1} = 1$ устойчивость и управляемость автомобиля КрАЗ-6322 обеспечивается ($\nu_{\text{собств}} > 0,7$ Гц) при $C_{Y_3}/C_{Y_1} > 0,17$. Устойчивость и управляемость исследуемого прицепного звена обеспечивается ($\nu_{\text{собств}}^{np} > 0,7$ Гц) при $C_{Y_2, np}/C_{Y_1, np} > 0,31$.

Выводы

1. В результате проведенного исследования разработан метод оценки устойчивости и управляемости двухзвенных многоосных автомобильных поездов по критерию собственной частоты колебаний машины в плоскости дороги.

2. В результате проведенного моделирования динамики многоосных автопоездов было установлено, что при соотношении суммарных боковых жесткостей шин $C_{Y_3}/C_{Y_1} = 1$ частоты собственных колебаний исследуемого автомобиля находятся вне опасной зоны ($\nu_{\text{собств}} > 0,7$ Гц) при любых значениях C_{Y_2}/C_{Y_1} . При $C_{Y_2}/C_{Y_1} = 1$ устойчивость и управляемость автомобиля КрАЗ-6322 обеспечивается ($\nu_{\text{собств}} > 0,7$ Гц) при $C_{Y_3}/C_{Y_1} > 0,17$. Устойчивость и управляемость исследуемого прицепного звена обеспечивается ($\nu_{\text{собств}}^{np} > 0,7$ Гц) при $C_{Y_2, np}/C_{Y_1, np} > 0,31$.

1. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
2. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
3. Вербицкий В.Г. Автомобили. Устойчивость. Монография / В.Г. Вербицкий, В.П. Сахно, А.П. Кравченко, А.В. Костенко, А.Э. Даниленко. – Донецк – Киев – Луганск: Ноулидж, 2013. – 176 с.
4. Кузнецов Р.М. Покращення показників стійкості триланкових автопоїздів у граничних режимах руху: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 – автомобілі та трактори / Р.М. Кузнецов. – К., 2007. – 20 с.
5. Загороднов М.І. Покращення показників маневреності і стійкості руху шарнірно зчленованих автобусів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 – автомобілі та трактори / М.І. Загороднов. – К., 2005. – 20 с.
6. Подригало М.А. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – С. 42-48.
7. Подригало М.А. Оценка управляемости и устойчивости многоосных автомобилей при установившемся прямолинейном движении / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько, В.Н. Плетнев // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь. – СевНТУ, 2013. – Вип. 143. – С. 41-44.
8. Подригало М.А. Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования / [М.А. Подригало, В.П. Волков] // Автомобильная промышленность, 2003. – № 6. – С. 19-22.
9. Электронные системы контроля устойчивости: ECE TRANS 180 Add.8 – Введены в глобальный регистр 2008-06-26. Женева: Глобальный регистр. Организация объединённых наций, 2008. – 116 с.

Podrigalo M., Klets D., Yatsenko K., Pletnev V. Evaluation stability and controllability articulated road train. Multiaxial road trains handling and stability have a significant impact on road safety and traffic performance. Expansion of transport by road trains in various industries, construction and military affairs, calls for further study their stability and controllability performance.

Ensuring the predetermined path of road trains movement is by the driver by constant exposure to the steering wheel. Said effect is oscillatory with frequency, reaching 0.7 Hz. The natural frequency of road trains in the plane of the road also takes values up to 0.7 Hz, which creates conditions for violations of their handling and stability.

In this study it's developed a method for assessing the stability and controllability of multiaxial trains by the vehicle natural frequency in the road plane. The relations of the tire total lateral stiffness, which provide stability and handling of the vehicle and the trailer unit.

In the research process there are following assumptions: presence of the hinge connection in road train does not affect the vehicle and trailer unit partial frequency angular oscillations; lateral stiffness is constant, independent of the tangential reactions.

Keywords: two-tier vehicle train, stability, controllability, natural frequency.

Стаття надійшла в редакцію 04.05.2014р.