

УДК 629.114. 2

**К ОПРЕДЕЛЕНИЮ УРОВНЕЙ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРОВ
ТРОЛЛЕЙБУСА 6К4**

**TO DETERMINATION OF THE LEVELS OF THE
OSCILLATIONS OF PASSENGERS OF THE TROLLEYBUS 6K4**

Таяновский Г.А., к.т.н., доцент, Атаманов Ю.Е., к.т.н., доцент,
Артименя К.О., инженер,

Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь

Tayanousky G.A., Ph.D. in Engineering, Associate Professor
Atamanou J.E., Ph.D. in Engineering, Associate Professor,

Artimenya K.O., engineer,
Belarusian national technical University,
Minsk, Belarus

Рассмотрен методический подход к оценке уровней колебаний пассажиров троллейбуса при виртуальных испытаниях машины на математических моделях.

A methodical approach to assessing the oscillation levels of trolleybus passengers during virtual testing of a machine on mathematical models is considered

ВВЕДЕНИЕ

Троллейбус представляет собой сложную многомерную колебательную динамическую систему. При установившейся средней скорости движения возмущающие воздействия на его колеса от микропрофиля дороги описываются случайными стационарными функциями. Эти воздействия, как известно, приводят к возникновению случайных стационарных низкочастотных колебаний рамы машины, водителя и пассажиров на сиденьях, а также людей, стоящих на полу пассажирского салона. Высокие уровни колебаний неблагоприятно сказываются на здоровье человека, поэтому предельно допустимые значения их ограничиваются законодательно.

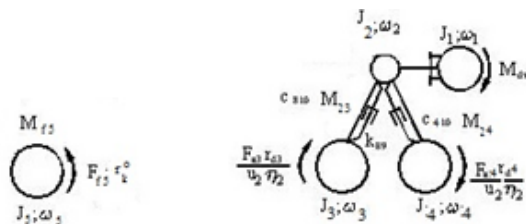
При разработке новой машины и подвески ее колес необходимо на этапе выбора параметров общей компоновки, схемы

и параметров подвески убедиться в обеспечении допустимых санитарных норм колебаний человека, находящегося в машине. С учетом особенностей планировки пассажирского салона, числа и размещения пассажиров изменяется распределение нагрузки на колеса машины, что изменяет картину пространственных колебаний людей в машине. К тому же характер воздействия колебаний на человека, находящегося на сиденье и стоящего на полу салона существенно разнятся. Поэтому в стандартные методики исследования уровней колебаний людей в машине всегда необходимо вносить доработки.

К МАТЕМАТИЧЕСКОМУ ОПИСАНИЮ КОЛЕБАНИЙ ТРОЛЛЕЙБУСА

Расчетная схема динамической системы троллейбуса 6К4 может быть представлена в следующем виде.

а)



б)

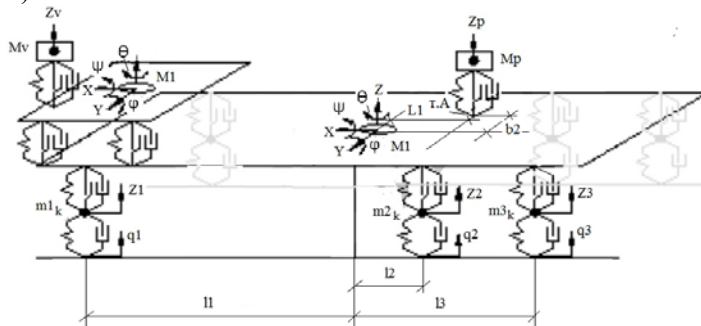


Рисунок 1а,б – Расчетная схема троллейбуса 6К4

На рисунке 1 обозначения M_v , z_v соответствуют подрессоренной массе и вертикальному перемещению машины и водителя, сидящего на подрессоренной подушке сиденья, а M_p , z_p – то же для стоящего пассажира в салоне.

В частности, при рассмотрении колебаний человека в машине, по мнению Международной организации по стандартизации ISO, целесообразно определять их с учетом структуры тела человека, так как для разных частей тела безвредные уровни колебаний существенно отличны и по амплитуде и по частоте.

Разработанная расчетная динамическая система троллейбуса с колесной формулой 6К4 (рисунок 1) состоит из инерционных масс, взаимодействующих между собой посредством упругих и диссипативных элементов, моделирующих физические свойства механизмов подвески кузова и сидений. На рисунке 1а показана динамическая крутильная подсистема привода колес балансирной ведущей тележки троллейбуса от одного тягового электродвигателя, на рисунке 1б – пространственная динамическая колебательная система троллейбуса 6К4 для исследования интересных нас низкочастотных колебаний упомянутых масс в продольной и поперечной вертикальных плоскостях.

Математическое описание движения масс M и m_{il} расчетной динамической системы выполнено в соответствии с методическими рекомендациями, изложенными в работе [1]. Фазовые координаты модели указаны на рисунке 1. Взаимодействие инерционных масс колес, оборудованных пневмошинами, с дорогой и подрессоренными массами динамической системы троллейбуса моделировалось с учетом их упругих и диссипативных характеристик.

$$Mz'' + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 P_{jil} = 0,$$

$$I_y \ddot{\phi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 l_{il} P_{jil} = 0, \quad (1)$$

$$I_x \ddot{\psi} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 b_{il} P_{jil} = 0,$$

$$I_z \ddot{\theta} + \sum_{l=1}^2 \sum_{i=1}^3 \sum_{j=6}^7 l_{il} P_{jil} = 0,$$

$$m_{il} \ddot{z}_{il} - (P_{1il} + P_{2il} + P_{3il}) + P_{4il} + P_{5il} = 0,$$

$$l = 1, 2; \quad i = \overline{1 \ 3}; \quad j = 1.2.3$$

с начальными условиями при $t \geq t_0$:

$$x|_{t=t_0} = x_0, \quad \dot{x}|_{t=t_0} = \dot{x}_0, \quad z|_{t=t_0} = z_0, \quad \dot{z}|_{t=t_0} = \dot{z}_0, \quad \varphi|_{t=t_0} = \varphi_0, \quad \dot{\varphi}|_{t=t_0} = \dot{\varphi}_0, \quad \psi|_{t=t_0} = \psi_0, \\ \dot{\psi}|_{t=t_0} = \dot{\psi}_0, \quad \theta|_{t=t_0} = \theta_0, \quad \dot{\theta}|_{t=t_0} = \dot{\theta}_0, \quad z_{il}|_{t=t_0} = z_{il0}, \quad \dot{z}_{il}|_{t=t_0} = \dot{z}_{il0},$$

где M – подрессоренная масса троллейбуса; m_{il} – неподрессоренная масса il -й колесной опоры; I_x , I_y , I_z – моменты инерции подрессоренной массы относительно осей тангажа, крена и рысканья при изменении углов Эйлера: φ , ψ , θ ; i – порядковый номер колесной опоры по борту, $i=1, 2, 3$; j – условный индекс упруго-диссипативных элементов в модели троллейбуса, $j=1$ – упругий элемент подвески, $j=2$ – амортизатор, $j=3$ – элемент «сухое трение», $j=4$ – элемент «упругость шины в нормальном направлении», $j=5$ – элемент «рассеяние энергии в шине при вертикальной деформации», $j=6$ – упругое сопротивление повороту платформы троллейбуса при рыскании по углу θ , $j=7$ – рассеяние энергии при рыскании платформы троллейбуса по углу θ ; l – условный индекс номера борта троллейбуса, $l=1, 2$; P_{jil} – нелинейная характеристика с переменным значением жесткости) восстанавливающей силы условного элемента il подвески в модели; P_{4il} , P_{5il} – соответственно, восстанавливающая упругая и диссипативная нормальные силы il -й шины в модели троллейбуса;

l_{il} – расстояние по горизонтали вдоль оси X от центра масс троллейбуса до оси il -го колеса; b_{il} – расстояние по горизонтали вдоль оси Y от центра масс троллейбуса до оси упругого и диссипативного элементов подвески il -го колеса.

Для вычисления значений сил в уравнениях системы (1) определяются относительные перемещения и их скорости в элементах каждой подвески по следующим выражениям:

$\Delta_{il} = z + l_{il}\varphi + b_{il}\psi - z_{il}$, $\dot{\Delta}_{il} = \dot{z} + l_{il}\dot{\varphi} + b_{il}\dot{\psi} - \dot{z}_{il}$. Аналогично для упруго-диссипативных сил в шине il -го колеса для $j=4, 5$ относительные перемещения и их скорости равны: $\delta_{il} = z_{il} - q_{il}$, $\dot{\delta}_{il} = \dot{z}_{il} - \dot{q}_{il}$. Приведенные выражения являются аргументами соответствующих сил в системе уравнений (1), причем эти характеристики для подвесок и шин троллейбусов, чаще всего нелинейны, поэтому выражения для них обычно аппроксимируют полиномом второй и выше степеней относительно аргументов.

Эта модель позволяет моделировать колебания рамы и пола салона троллейбуса в месте расположения стоящих пассажиров, либо подушки сиденья в месте расположения водителя.

Применительно к трехмостовой колесной машине подробное математическое описание ее колебаний в продольно-вертикальной плоскости при движении по неровностям случайной стационарной дороги для изучения плавности хода разработано авторами данной статьи в работе [4], поэтому здесь развернутое математическое описание не приводится.

Микропрофиль поверхности дороги описывался экспоненциально-косинусной корреляционной функцией. Такие функции определялись по результатам: 1) либо натурных измерений с помощью теодолита ординат выбранных характерных участков городских дорог с последующим удалением тренда матожидания; 2) либо брались ординаты из рекомендуемых стандартами таблиц тестовых дорог; 3) либо по известным из научной литературы корреляционным функциям дорог находились реализации ординат высоты микропрофиля по алгоритму проф. Р.И. Фурунжиева [2], при этом можно использовать наиболее общее выражение корреляционной функции вида:

$$Rq(\tau) = A_1 * \sigma^2 e^{-\alpha_1 e^{*|\tau|}} + A_2 * \sigma^2 e^{-\alpha_2 e^{*|\tau|}} * \cos \beta_e * \tau.$$

Шаг дискретизации времени при определении статистических оценок вероятностных характеристик колебаний определяется по теореме Котельникова-Шеннона и по опыту подобных исследований принят равным 0,025 с. Параметры низкочастотных колебательных процессов определяются в диапазоне частот, в котором регламентированы санитарные нормы низкочастотных виброскоростей и виброускорений в октавных и третьоктавных полосах частот, и в которых чаще всего лежат значения собственных частот колебаний динамической колебательной системы троллейбуса.

Скорость движения троллейбуса существенно влияет на характер колебаний и при моделировании дискретно изменяется от 10 до 60 км/ч, чтобы выявить возможные зоны проявления статистических резонансов, которые характеризуются значительным увеличением амплитуд и ускорений колебаний. Оценочные параметры колебаний определяются с помощью вычисленной корреляционной функции, позволяющей рассчитать ординаты спектральной плотности в функции частоты колебаний, а затем, интегрируя график спектральной плотности в полосах частот, определить интересующие среднеквадратические отклонения либо виброскоростей, либо виброускорений. Спектральные плотности вычисляются на основе ординат корреляционных функций, для сглаживания которых используется корреляционное окно Тьюки. При машинном исследовании колебаний троллейбуса должны быть получены графики зависимостей упомянутых оценок колебаний пола салона троллейбуса в характерных точках в зависимости от коэффициентов жесткостей упругих элементов и коэффициентов сопротивлений диссипативных элементов подвески троллейбуса и пассажирских сидений. Охарактеризованный процесс исследования колебаний колесной машины методически хорошо отработан отечественными учеными. Однако возросшие требования к показателям плавности хода машины, комфорта и безопасности для здоровья человека, с учетом структуры его тела, усложняют задачу исследования.

ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТЕЛА ПАССАЖИРА

Международная организация по стандартизации ISO рекомендует определять более подробную картину уровней

колебаний, воздействующих на человека, на основе двухмассовых и четырехмассовых моделей тела человека, так как достижения медицины показали, что для различных частей тела опасны различные значения уровней и частот колебаний. Например, в известных многомассовых моделях [5] человеческое тело, усаженное на сиденье, может быть представлено четырьмя отдельными массовыми сегментами, связанными пятью либо четырьмя наборами пружин и демпферов (см. рисунок 2).

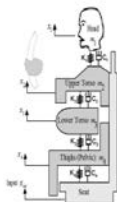


Рисунок 2 – топологическая динамическая 4-х массовая модель тела сидящего человека для исследований его колебаний при нахождении в машине

Эти четыре массы на рисунке 2 представляют следующие сегменты тела: голова и шея, верхняя часть туловища, нижняя часть туловища, бедра и таз. На рисунке 3,а показана шестимассовая модель тела пассажира, стоящего на полу салона троллейбуса, а на позиции б) рисунка – упрощение ее до 2-х массовой модели, которые необходимы для оценки уровней параметров колебаний частей тела стоящего пассажира в салоне троллейбуса.

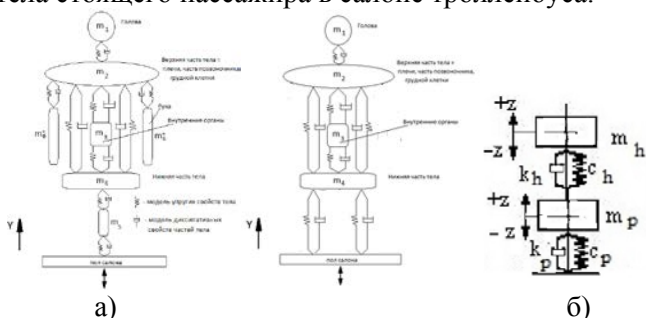


Рисунок 3а, б – Динамические модели стоящего пассажира с разным числом масс, воспринимающего вертикальные колебания от пола троллейбуса

Для учета структуры тела человека в рассматриваемом исследовании целесообразно применять прием последовательного рассмотрения связанных локальных моделей. Суть приема состоит в определении, на первом этапе, на математической модели характеристик колебаний транспортного средства в процессе имитационного моделирования. В результате определяются значения ординат, скоростей и ускорений колебаний в любой точке подрессоренной массы несущей системы машины, зная значения перечисленных величин в ее центре масс, в соответствии с методическим подходом [1], изложенным далее применительно к рассматриваемой задаче. А затем на отдельной математической модели тела человека исследуем влияние колебаний пола салона в точке стояния пассажира на параметры колебаний частей тела и сравниваем с допустимыми по медицинским ограничениям для этой части тела.

Собственные частоты колебаний тела стоящего пассажира для двухмассовой динамической модели (рисунок 3б) и амплитудно-фазовые частотные характеристики перемещений и ускорений масс тела, выраженные через параметры модели, определяются по известным выражениям [1, 4].

Как известно из спектрального анализа колебаний [3], при воздействии на объект с передаточной функцией $\Phi(p)$ входного сигнала с известной функцией спектральной плотности $S_{вх}(\omega)$ спектральная плотность колебаний на выходе из объекта равна

$$S_{Z_{вых}}(\omega) = S_{Z_{вх}}(\omega) \times |\Phi(i\omega)|^2,$$

а дисперсия ускорений определяются, для рассматриваемой задачи, из выражения

$$\sigma_Z^2 = \frac{1}{\pi} \times \int_0^{+\infty} S_{Z_{вых}}(\omega) d\omega.$$

В приведенном ранее математическом описании колебаний троллейбуса (1) рассматривались ускорения центра масс машины. Ускорение точек, находящихся на некотором расстоянии от центра масс, вследствие наличия продольно-угловых, поперечно-угловых колебаний часто превышают ускорения центра масс в разы. Возьмем для примера точку A на полу пассажирского салона троллейбуса (смотри рисунок 1), находящуюся от центра масс машины на расстоянии L_1 от поперечной и на расстоянии b_2 от

продольной осей, проходящих через центр масс машины. Из геометрических соображений и принципа суперпозиции колебаний справедлива следующая запись

$$Z_A(t) = z(t) + \varphi(t)l_1 + \psi(t)b_2, \quad (2)$$

где

$Z_A(t)$ – вертикальное перемещение пола салона в точке A ;

$z(t)$ – вертикальное перемещение центра масс троллейбуса;

$\varphi(t)$ и $\psi(t)$ – соответственно продольно-угловые и поперечно-угловые колебания пола пассажирского салона троллейбуса.

Следует учесть, что в выражении (2) величины $\varphi(t)$ и $\psi(t)$ взяты со знаком плюс, так как нам необходимо определить максимальные значения перемещения и ускорения точки A .

Перейдем от оригиналов перечисленных величин к их операторным изображениям по Лапласу, тогда после функционального преобразования уравнение (2) запишется следующим образом:

$$Z_A(p) = z(p) + \varphi(p)l_1 + \psi(p)b_2,$$

где p – оператор прямого преобразования Лапласа. Используя приемы теории автоматического регулирования, после замены p на $i\omega$, получим частотную характеристику перемещений точки A через частотные характеристики трех простых колебаний остова троллейбуса в центре его масс:

$$Z_A(i\omega) = z(i\omega) + \varphi(i\omega)l_1 + \psi(i\omega)b_2, \quad (3)$$

где i – мнимая единица; ω – частота колебаний.

Уравнение (3) отражает зависимость частотной характеристики перемещения точки A от частотных характеристик продольно-угловых и вертикальных линейных колебаний пола пассажирского салона в центре масс троллейбуса. Далее, по частотной характеристике перемещения точки A и спектральной плотности воздействия $S_{вх}(\omega)$ в точке пола пассажирского салона, соответствующей центру масс остова троллейбуса, определяют энергетический спектр перемещений при колебаниях точки A :

$$S_{zA}(\omega) = |z(i\omega) + \varphi(i\omega)l_1 + \psi(i\omega)b_2|S_{вх}(\omega). \quad (4)$$

Взяв вторую производную по времени от величины $Z_A(t)$ в выражении (2) получим уравнение, определяющее вертикальное ускорение точки A :

$$\ddot{Z}_A(i\omega) = \ddot{z}(t) + \ddot{\varphi}(i\omega)l_1 + \ddot{\psi}(t)b_2. \quad (4)$$

Однократное дифференцирование в вещественной области соответствует умножению на $i\omega$ в комплексной области, поэтому частотная характеристика вертикального ускорения точки A кузова, полученная из выражения (3), примет вид [1]:

$$\ddot{Z}_A(i\omega) = -\omega^2 [z(i\omega) + \varphi(i\omega)l_1 + \psi(i\omega)b_2]. \quad (5)$$

Уравнение (5) позволяет определить частотную характеристику ускорения точки A кузова по частотным характеристикам вертикальных, продольно-угловых колебаний и поперечно-угловых колебаний в вертикальных плоскостях. Энергетический спектр вертикальных ускорений точки A кузова – спектральная плотность ускорений точки A :

$$S_{\ddot{z}_A}(\omega) = \omega^4 |z(i\omega) + \varphi(i\omega)l_1 + \psi(i\omega)b_2|^2 S_{z_A}(\omega). \quad (6)$$

Учитывая формулу (6), выражение спектральной плотности ускорения можно записать в виде

$$S_{\ddot{z}_A}(\omega) = S_{z_A}(\omega)\omega^4. \quad (7)$$

Если спектральная плотность перемещения определена, то в данном случае для определения спектральной плотности ускорения используют уравнение (7). Чтобы получить спектральную плотность ускорения, достаточно для каждого значения ω умножить величину спектральной плотности перемещения на ω^4 .

Если энергетический спектр перемещения не был определен, то для определения энергетического спектра ускорения следует пользоваться уравнением (6). Дисперсия вертикального ускорения точки A кузова

$$\sigma_{\ddot{z}_A}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty S_{\ddot{z}_A}(\omega) d\omega. \quad (8)$$

Как уже упоминалось, этот интеграл определяют по площади, заключенной между кривой спектральной плотности ускорения и координатной осью частот. А среднеквадратические ускорения в октавных полосах частот, соответственно, определяются по площади под той же кривой и осью абсцисс, в

пределах между граничными значениями частот конкретной октавной полосы.

О СИСТЕМЕ ЛОКАЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ ПАССАЖИРА ТРОЛЛЕЙБУСА

Таким образом, на втором этапе исследования используются математические модели, разработанные на основе биомеханических расчетных моделей человека в машине в сидячем или стоячем положении, аналогичные приведенным. Причем входным воздействием являются соответствующие величины, определенные в результате выполнения первого этапа виртуальных исследований, например, текущие ординаты перемещения либо рамы сиденья, либо точки пола пассажирского салона, над которой размещается стоящий пассажир.

Далее в результате моделирования на биомеханической модели также определяются спектральные плотности виброскоростей или виброускорений низкочастотных колебаний каждой из структурных частей тела человека, вычисляются среднеквадратические их значения в третьоктавных или октавных полосах частот спектра колебаний и сравниваются с допустимыми уровнями по медицинским нормам, которые не вызывают негативного влияния на здоровье человека, находящегося в данной машине.

По результатам описанного анализа делается вывод о приемлемости параметров машины, обуславливающих такие уровни колебаний. Все исследования проводятся для различных скоростей движения, обеспечиваемых моторно-трансмиссионно-двигательным агрегатом троллейбуса (см. рисунок 1а).

Вычислительный эксперимент параметрической оптимизации подвески по предложенному подходу и критериям-регламентам позволяет найти требуемые рациональные параметры подвески машины. Изложенный подход с использованием набора локальных моделей удобен также тем, что на модели человека можно подавать в качестве входных и воздействия, определенные по результатам натурных испытаний, поскольку замеры параметров низкочастотных колебаний на теле человека и внутренних органах до сих пор в широкой практике затруднительны. Кроме того, составление, отладка программных приложений и проведение

виртуального имитационного моделирования в таком случае существенно проще, чем на одной общей сложной модели.

Расширенные вариативные возможности изложенной общей структуры исследования позволяют также выполнять структурную оптимизацию планировки пассажирского салона троллейбуса, рассматривая влияние заполняемости салона и схемы случайного размещения пассажиров по площади салона на нагруженность несущего остова, ходовой системы и уровни колебаний остова и пассажиров.

Представленные доработанные методические положения позволяют выполнить расчетно-теоретический анализ лимитирующих возможность работы троллейбуса параметров подвески и режимов движения по критериям плавности хода, выбрать рациональные параметры как подвески, так и общей компоновки, и планировки салона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Силаев А.А. *Спектральная теория подрессоривания транспортных машин* / А.А. Силаев. - М.: Машиностроение, 1972. — 192 с.
2. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем/ Р.И. Фурунжиев. – Минск: Вышэйш. Шк., 1971. – 318 с.
3. Дженкинс Г. Спектральный анализ и его приложения / Г. Дженкинс, Д. Ваттс. - М.: Мир, 1971. - Т.1,2. - 314 с.
4. Таяновский Г., Атаманов Ю., Танась В.
Имитационная модель сельскохозяйственного тракторного агрегата для исследования динамических нагрузок в трансмиссии и плавности хода. (Modeling of the diesel engine in researches of dynamics of machine tractor units). *Jornal of research and application in agricultural engineering*, 2013;1:178-184. (In Russ.).
5. Баглайчук С.В. Математическое описание колебаний системы «человек-машина»/ С.В. Баглайчук, В.А. Нехаев, В.А. Николаев. – Вестник СибАДИ, вып. 6(40), 2014. – с. 87-92.