Московский Государственный институт путей сообщения

(МИИТ)

Воронежский филиал

**Контрольная работа**

**по дисциплине: «Динамика вагонов»**

Воронеж 2010

**СОДЕРЖАНИЕ**

Часть 1

1. Определение собственных частот колебаний вагона

2. Расчет параметров гасителей колебаний

3. Проверка рессорного подвешивания на отсутствие «валкости»

4. Составление дифференциального уравнения вынужденных колебаний подпрыгивания вагона и нахождение аналитического выражения описывающего процесс вынужденных колебаний подпрыгивания вагона

Часть 2

1. Расчет динамических боковых и рамных сил при вписывании вагона в кривых участках пути

2. Расчет наибольших боковых и рамных сил возникающих при извилистом движении вагона в прямых участках пути и при выходе его в кривую

3. Расчет наибольших сил инерции необрессоренных масс вагона при проходе колесом стыка и движении колеса с ползунами на поверхности катания

Часть 3

1. Расчет запасов устойчивости вагона и устойчивости сдвигу рельсошпальной решетки и от схода колес вагона с рельса при действии продольных сил в поезде

Исходные данные

|  |  |
| --- | --- |
| Тип вагона | Хоппер грузоподъемностью 50 т |
| Тара вагона Gтар, т | 21 |
| Грузоподъемность Gгр, т | 50 |
| База вагона L, м | 5,081 |
| Длинна вагона Lв, м | 10,03 |
| Боковая поверхность кузова вагона (площадь ветрового «паруса») F, м | 25 |
| Высота центра ветровой поверхности кузова относительно центра колеса hв, м | 1,87 |
| Условное обозначение и тип тележки | 1 |
| База тележки lт, | 1,8 |
| Вес тележки Gтел, Н | 45,70 |
| Вес необрессоренных частей, приходящихся на колесо q, Н | 9,75 |
| Наибольший прогиб рессорного комплекта с1, кН/м | 10000 |
| Полярный момент инерции тележки, относительно вертикальной оси, проходящей через центр I0, Н\*м\*с2 | 0,595\*105 |
| Тип гасителя колебаний | Fгас=-FтрsignZ |
| Использование грузоподъемности вагона α, % | 0 |
| Высота центра тяжести кузова с грузом над уровнем рессорного подвешивания hц, м | 1.1 |
| Момент инерции вагона с грузом относительно оси, проходящей в плоскости верха рессор и направленной:  а) параллельно оси пути Ix, Н\*м\*с2\* 104  б) перпендикулярно оси пути Iy, Н\*м\*с2\*104 | 5.9  14.9 |
| Скорость движения вагона v, км/ч | 50 |
| Длина периода неровности пути lн, см | 1250 |
| Радиус круговой кривой R, м | 800 |
| Длина переходной кривой lн, м | 75 |
| Амплитуда неровностей пути h, см | 0.95 |
| Угол, образуемый концами рельсов в стыке при перекатывании колеса через стык γ, рад | 0,021 |
| Длина ползуна на колесе а, мм | 22 |
| Масса пути, взаимодействующая с колесом при ударе ползуна m, Н\*с/м\*103 | 0,09 |
| Боковая жесткость пути сп, 106 H/м | 28,9 |
| Величина сжимающего продольного усилия в поезде S, кН | 200 |
| Разность высот автосцепок у соседних вагонов Δ hа, мм | 100 |

**ЧАСТЬ 1**

1. **Определение собственных частот колебаний вагона**

Круговая частота собственных колебаний вагона определяем по формуле:

(1)



где g = 9, 81 м/с2 – ускорение свободного падения;

fст – статический прогиб рессор.

Статический прогиб рессор определяем по формуле:

(2)



где G – вес кузова вагона;

с1 – жесткость одного рессорного комплекта.

Вес кузова вагона определяем по формуле:



где Gтар – тара вагона;

Gгр – грузоподъемность вагона;

α - доля использования грузоподъемности вагона;

Gтел – вес тележки.

G = 210000+0\*50-2\*45,70 = 209908,6 Н

fст = 209908,6/4\*1000000 = 0,052 м

(3)



Тогда период колебаний подпрыгивания будет равен:

(4)



Угловую частоту собственных колебаний галопирования кузова вагона находим по формуле:

(5)



где l1 +l2 = L – база вагона;

h – высота центра тяжести вагона с грузом над уровнем рессорного подвешивания

Iy – момент инерции вагона с грузом относительно оси, проходящей в плоскости верха рессор и направленной перпендикулярно оси пути.



Тогда

(6)



Из формулы 7 следует, что чем меньше жесткость рессорного подвешивания с1, чем больше момент инерции кузова Iy и выше центр тяжести h, тем меньше частота собственных колебаний галопирования νгал и тем больше период галопирования Tгал.

Колебания боковой качки могут быть рассмотрены с помощью той же схемы, приняв в ней вместо l1 и l2 величины b1 и b2 и вместо момента инерции кузова вагона Iy (относительно оси y) – момент инерции кузова вагона относительно оси x – Ix



Тогда период колебаний будет равен



Линейные частоты колебаний кузова определяются по формуле:



Тогда



Следовательно, чем больше величина частоты, тем больше плавность хода вагона.

1. **Расчет параметров гасителей колебаний**

Задан гаситель с постоянной силой трения



где Nтр – нормальная сила (нажатие) в трущейся паре гасителя;

ϕ - коэффициент трения частей пары.

1. **Проверка рессорного подвешивания на отсутствие «валкости»**

Для определения высоты метоцентра рассмотрим вагон, вес кузова которого G и жесткость рессоры с. Тогда, реакции рессорных комплектов при наклоне кузова на угол θ составят:



Момент реакции рессор относительно точки О1



Заменим действие силы R1 и R2 их равнодействующей R, а точку пересечения равнодействующей в наклонной осью вагона назовем метацентром вагона. Момент равнодействующей R относительно точки O1



где hМ – высота метацентра от пола вагона.

Поскольку угол θ мал, то tgθ≈0, т.е. M0=RhMθ, где R = R1 + R2 = Q, то приравнивая момент силы R1 и R2 моменту от их равнодействующей R, получим θhMG = 2b2εcθ, отсюда



где fст – статический прогиб рессорного подвешивания вагона;

b – половина базы тележки.



Высота метацентра выше центра тяжести вагона более чем на 2 м, следовательно вагон устойчив.

**4. Составление дифференциального уравнения вынужденных колебаний подпрыгивания вагона и нахождение аналитического выражения описывающего процесс вынужденных колебаний подпрыгивания вагона**

Решение дифференциального уравнения ν = 2π/Т является аналитическим выражением процесса вынужденных колебаний подпрыгивания вагона при движении его по регулярным неровностям вида z = hcosωt.

Это решение имеет вид:



где ν - скорость движения вагона;

lн – длинна периода неровностей;

2h – высота неровностей;

ν - круговая частота собственных колебаний

Для колеса вагона номер i возмущение функции имеет вид:



где li – расстояние от первого до i-го колеса.

Амплитуда вынужденных колебаний подпрыгивания кузова вагона будет иметь вид:



Для заданного вагона



Аналитическое выражение описывающее процесс вынужденных колебаний будет иметь вид:



Для построения графика определяем зависимость z от t



При t=1 сек



Для других значений t



**ЧАСТЬ II**

**1. Расчет динамических боковых и рамных сил при вписывании вагона в кривых участках пути**

Наибольшие боковые силы возникают тогда, когда при движении вагона наибольшее допустимое непогашенное ускорение на вагон достигает 0,7 м/с2. Это возможно при минимально допустимом для этой кривой возвышении наружного рельса. Его можно определить используя формулу:



Величина действующей на одну тележку поперечной горизонтальной силы:



где m – масса вагона;

анет – непогашенное поперечное ускорение;

Hв – сила ветра, действующая на вагон и направленная поперек пути



Принимая aнет = 0,8 м/с2, получим



При действии на вагон продольных сил S, которые могут возникнуть, например при рекуперативном напряжении на шкворень тележки действуют дополнительная сила Hторм которая приближенно равна:



Наибольший угол ψ можно определить по формуле:



Общее усилие на шкворень в этом случае



где S – продольное усилие в поезде;

2k – расстояние между клиновыми отверстиями автосцепок.



Поскольку, в своем движении по кривой тележка непрерывно вращается вокруг полюса поворота, то образующийся от силы H0брт момент относительно точки О уравновешивается направляющим усилием Y (давление гребня набегающего колеса первой оси тележки на боковую поверхность) поперечными силами трения колес по рельсам.



где P – вертикальная нагрузка, передаваемая колесом рельсу;

μ - коэффициент трения колесом по рельсу (принимаем μ = 0,25).

Уравнение проекций этих сил имеет вид:



Положение центра поворота в общем случае находим методом попыток. Для двухосной тележки по графику [2] определяем расстояние от шкворня до точки О в зависимости от отношения . Из рисунка 4 видно, что



где s1 = 1,6 м – расстояние между осями рельсов;

lТ – база тележки (180 см).



Определим направляющее усилие Y

Боковая сила определяется из уравнения



а рамная сила



где



**2. Расчет наибольших боковых и рамных сил возникающих при извилистом движении вагона в прямых участках пути и при выходе его в кривую**

Наибольшую величину боковой силы Y при извилистом движении в прямом участке определяют по формуле:



где νΔ=40 мм – зазор между рабочими гребнями колес и рельсами;

J0 = 0,595\*104 – полярный момент инерции тележки относительно вертикальной оси проходящей через центр;

n = 1/20 – наклон образующей конуса и оси;

Сn = 19,1\*106 кгс/м – боковая жесткость пути;

ϕ = 0,25 – коэффициент трения поверхности обода по рельсу.



Рамная сила:



Определим боковую силу при входе вагона в кривые участки пути



где



Параметр переходной кривой Cпер следует рассчитывать по заданному радиусу R круговой кривой и l0 – длине переходной кривой и до ближайшего числа кратного 5000 м2



Рамная сила



**3. Расчет наибольших сил инерции необрессореных масс вагона при проходе колесом стыка и движении колеса с ползунами на поверхности катания**

Наибольшая величина силы инерции необрессореных масс вагона рассчитывается по формуле:



где vk – cкорость удара колеса о рельс;

Cк = 5\*105 кгс/см – контактная жесткость;

mn = 100 кгс/g – масса пути.

Необходимо предварительно определить скорость удара колес по рельсу. Она равна при движении колес с ползуном



При прохождении стыка, в котором рельсы при прогибе образуют угол γ



**Часть III**

**Расчеты запасов устойчивости вагона и устойчивости сдвигу рельсошпальной решетки и от схода колес вагона с рельса при действии продольных сил в поезде**

Для расчета устойчивости движения колес по рельсу следует определить величины нагрузок, передаваемых на шейки колесной пары P1 и Р2.

Кроме статической нагрузки на шейке колесной пары передаются усилия вызванные колебаниями надрессорного строения. Наиболее выгодным положением с точки зрения устойчивости колеса на рельс будет случай, когда в целом колесная пара разгружается колебаниями галопирования и подпрыгивания, а в колебаниях боковой качки обезгружено колесо, набегающее на наружный рельс кривой.

Если общий динамический коэффициент колебаний надрессорного строения равен KДО = 0,277, в боковой качки Кбк = 0,09



где q = 975 кгс – необрессоренный вес, приходящийся на одно колесо;

PСТ – нагрузка от колеса на рельс.



Кроме того, за счет действия непогашенного ускорения и ветровой нагрузки произойдет перегрузка шейки колеса идущего по наружной грани нити и разгрузка шейки колеса, идущего по внутренней нитке. Если центр тяжести кузова находится на hц от головки рельса, а центр ветровой поверхности на высоте hв от головки рельса, то момент опрокидывающих сил будет равен:



Момент удерживающих сил



где b – расстояние между серединами шеек колесной пары (203,6 см)

ΔP1 – величина нагрузки колеса, идущего по наружному рельсу, или величина разгрузки колеса, идущего по внутреннему рельсу



При разности высот автосцепок у соседних вагонов Δha=75 мм и при действии на вагон продольных сил S происходит разгрузка тележки, которая равна



Если разница в высоте автосцепок соседних вагонов равна Δhа, то



где Lв – длинна вагона

k – 6,365 м – половина расстояния между клиновыми отверстиями автосцепок



Так как разгрузки ΔР1 и ΔР2 распределяются на четыре колеса тележки, то



Зная Р1, Р2 и Yр можно определить коэффициент запаса устойчивости колесной пары по вползанию гребня колеса на рельс

С учетом размеров колесной пары b1 = 0,228 м; b2 = 1,808 м; R = 0,475 м; r = 0,075 м

Определение устойчивости пути поперечному сдвигу.

Для определения устойчивости рельсовой решетки поперечному сдвигу при заданных расчетных данных следует применять условие , где



Условие 52279 т ≤ 210000т соблюдается. Рельсовая решетка устойчива поперечному сдвигу.