

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное Государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра автомобилей и безопасности движения

С.Е. Горлатов, С.Б. Цибизов

**КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ  
СВОЙСТВА ТРАНСПОРТНЫХ И  
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ  
МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ  
ЧАСТЬ 2  
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА  
АВТОМОБИЛЯ**

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Оренбургский государственный университет» в качестве методических указаний для студентов, обучающихся по программам высшего профессионального образования по направлению подготовки 190600.62 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Оренбург  
2013

УДК 629.33.02(076.5)

ББК 39.33-08я7

Г69

Рецензент – доцент, кандидат технических наук Д.А. Дрючин

**Горлатов С.Е.**

Г69 Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования. Часть 2. Эксплуатационные свойства автомобиля: методические указания к практическим занятиям / С.Е. Горлатов, С.Б. Цибизов; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2013. – 53 с.

Методические указания содержат материалы по изучению и практическому определению показателей эксплуатационных свойств автомобилей.

Методические указания предназначены для выполнения практических работ по дисциплине «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования» для студентов очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 190600.62 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

УДК 629.33.02(076.5)

ББК 39.33-08я7

© Горлатов С.Е.,  
Цибизов С.Б., 2013  
© ОГУ, 2013

## Содержание

1 Внешние скоростные характеристики двигателей.....	5
1.1 Общие сведения .....	5
1.2 Методика расчета внешней скоростной характеристики двигателя .....	6
1.3 Пример выполнения работы .....	12
1.3.1 Методические указания .....	12
1.3.2. Исходные данные .....	12
2 Радиусы эластичного колеса .....	16
2.1 Радиусы колеса.....	16
2.1.1 Общие сведения.....	16
2.1.2 Зависимость радиусов колеса от эксплуатационных и конструктивных факторов .....	17
2.2 Порядок выполнения работы.....	20
2.3 Пример выполнения работы .....	21
2.3.1 Исходные данные .....	21
2.3.2 Расчет радиусов колеса .....	21
3 Коэффициент учета вращающихся масс.....	23
3.1 Общие сведения .....	23
3.2 Пример выполнения работы .....	28
3.2.1 Методические указания .....	28
3.2.2 Исходные данные .....	29
3.2.3 Расчёт коэффициента учёта вращающихся масс.....	29
3.2.4 Анализ результатов расчёта.....	30
4 Режимы качения колеса .....	32
4.1 Общие сведения .....	32
4.2 Методика расчета режимов качения колеса .....	32
4.3 Последовательность расчёта.....	35
4.4 Пример выполнения работы .....	35
4.4.1 Исходные данные .....	35

4.4.2 Расчет радиусов колеса .....	36
4.4.3 Расчёт касательной реакции дороги на каждой из передач .....	37
4.4.4 Расчёт коэффициента буксования на каждой из передач .....	38
5 Графический метод решения уравнений силового и мощностного балансов .....	40
5.1 Содержание уравнений силового и мощностного балансов .....	40
5.1.1 Графический метод решения уравнений .....	41
5.2 Пример выполнения работы .....	46
5.2.1 Методические указания .....	46
5.2.2 Исходные данные .....	46
5.2.3 Расчёт графиков силового и мощностного балансов .....	47
Список использованных источников .....	53

# 1 Внешние скоростные характеристики двигателей

Цель практического занятия - овладение студентами различными методами определения коэффициентов аппроксимирующих зависимостей крутящего момента и мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала.

## 1.1 Общие сведения

Основные параметры, характеризующие двигатель - мощность  $N_e$  и крутящий момент  $M_e$ . Для определения показателей тягово-скоростных свойств важно знать скоростные характеристики двигателя автомобиля. Скоростная характеристика двигателя - это зависимость мощности и крутящего момента от частоты вращения при установившемся режиме работы. Скоростную характеристику, полученную при полной подаче топлива, называют внешней скоростной характеристикой двигателя. С помощью скоростных характеристик можно оценить соответствие типа двигателя условиям его применения на автомобиле, преимущества и недостатки того или иного типа двигателя.

Скоростные характеристики получают при стендовых испытаниях по стандартным методикам, различным в разных странах. При стендовых испытаниях отключают часть оборудования двигателя, регламентированы также атмосферные условия (атмосферное давление и температура воздуха). Поэтому при использовании стандартной внешней скоростной характеристики двигателя при определении тягово-скоростных свойств значение мощности и крутящего момента умножают на коэффициент коррекции  $k_p$ . Величина его зависит от многих факторов. Возможные значения приведены в [1, с. 17].

Занятие состоит из двух частей. Первая часть занятия посвящена объяснению сути аппроксимирующих уравнений зависимостей крутящего момента и мощности двигателя от частоты вращения коленчатого вала двигателя и способов определения

постоянных коэффициентов этих уравнений. Вторая часть занятия - самостоятельному решению конкретных примеров. Целесообразно предложить каждому студенту самостоятельно рассчитать коэффициенты  $a$ ,  $b$ ,  $c$  для одного конкретного двигателя.

Предлагается определить коэффициенты зависимостей различными методами, построить графики  $N_e=f(n)$  и  $M_e=f(n)$  и проверить совпадение полученных результатов (различными методами) с исходными данными.

## 1.2 Методика расчета внешней скоростной характеристики двигателя

Зависимость  $N_e=f(n_e)$  аппроксимируется формулой кубического трехчлена:

$$N_e = N_{\max} \cdot \left[ a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \cdot \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad (1.1)$$

где  $N_{\max}$  – максимальная мощность двигателя, кВт;

$a$ ,  $b$  и  $c$  – постоянные коэффициенты для конкретного двигателя;

$n_e$  – текущее значение частоты вращения вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_N$  – частота вращения при максимальной мощности двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ .

Пользуясь уравнением (1.1) и учитывая, что:

$$M_e = \frac{9550 \cdot N_e}{n_e}, \quad (1.2)$$

определим аналитическое выражение зависимости  $M_e=f(n_e)$ :

$$M_e = M_{eN} \cdot \left[ a + b \cdot \left( \frac{n_e}{n_N} \right) - c \cdot \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right], \quad (1.3)$$

где  $M_{eN}$  – крутящий момент при максимальной мощности, Н·м.

Для аналитического метода расчета тягово-скоростных свойств удобно зависимость крутящего момента от частоты вращения представлять в виде:

$$M_e = a_m \cdot n_e^2 + b_m \cdot n_e + c_m, \quad (1.4)$$

где  $a_m, b_m, c_m$  – постоянные коэффициенты.

$$a_m = -c \cdot \frac{M_N}{n_N^2} \quad (1.5)$$

$$b_m = b \cdot \frac{M_N}{n_N^2} \quad (1.6)$$

$$c_m = a \cdot M_N \quad (1.7)$$

Значения коэффициентов  $a_m, b_m, c_m$  можно определить несколькими способами.

Если имеется реальная зависимость  $M_e=f(n_e)$ , то для расчета коэффициентов можно воспользоваться интерполяционной формулой Лагранжа (см. [1], с.18-19).

При использовании формулы Лагранжа, обозначив  $M_e = y$  и  $n_e = x$ , получаем уравнение:

$$y = y_1 \cdot \frac{(x - x_2) \cdot (x - x_3)}{(x_1 - x_2) \cdot (x_1 - x_3)} + y_2 \cdot \frac{(x - x_1) \cdot (x - x_2)}{(x_2 - x_1) \cdot (x_2 - x_3)} + y_3 \cdot \frac{(x - x_1) \cdot (x - x_2)}{(x_3 - x_1) \cdot (x_3 - x_2)}. \quad (1.8)$$

где  $y_1; x_1; y_2; x_2; y_3; x_3$  - координаты произвольных точек зависимости  $M_e=f(n_e)$ .

Удобно принимать  $n_1=n_{\min}; n_2=n_M; n_3=n_N$ . Подставляя численные значения координат произвольных точек в уравнение, можно получить уравнение (1.3), в котором коэффициенты -  $a_M, b_M, c_M$  будут иметь определенные численные значения.

Коэффициенты уравнения (1.3) можно также определить, решая систему из 3-х уравнений:

$$\left. \begin{aligned} M_{\min} &= a_M \cdot n_{\min}^2 + b_M \cdot n_{\min} + c_M \\ M_N &= a_M \cdot n_N^2 + b_M \cdot n_N + c_M \\ M_{\max} &= a_M \cdot n_{\max}^2 + b_M \cdot n_{\max} + c_M \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

Если реальная зависимость отсутствует, но есть две точки этой характеристики:  $M_{\max}, n_M$  и  $M_N, n_N$ , которые обычно приводятся в технической характеристике, то коэффициенты  $a, b$  и  $c$  можно определить следующим образом.

Формула (1.1) имеет общий характер, поэтому она должна быть верна в точке  $n=n_N$ :

$$N_{\max} = N_{\max} \cdot (a + b - c) \quad (1.10)$$

Отсюда

$$a + b - c = 1 \quad (1.11)$$

Функция  $M_e=f(n_e)$  имеет экстремум в точке  $n_e = n_M$ , т.е. в этой точке частная производная функции  $M_e=f(n_e)$  равна нулю,  $dM_e/dn_e=0$ . Продифференцировав уравнение (1.2) по  $n_e$ , находим:

$$b = 2 \cdot c \cdot \frac{n_e}{n_N} = 0 \quad (1.12)$$



но  $n_e = n_M$ , тогда

$$n_M = \frac{b \cdot n_N}{2 \cdot c} \quad (1.13)$$

Подставляя значения  $n_M$  в (1.2) получим:

$$M_{\max} = M_N \cdot \left( a + \frac{b^2}{4 \cdot c} \right) \quad (1.14)$$

Для двигателей, не имеющих ограничителя частоты вращения, при  $n_e = n_N$  должно выполняться равенство  $dN_e/dn=0$ , откуда

$$a + 2 \cdot b - 3 \cdot c = 0 \quad (1.15)$$

Отношение  $\frac{M_{\max}}{M_N} = K_M$  - называется коэффициентом приспособляемости по

моменту, а  $\frac{n_N}{n_M} = K_\omega$  - коэффициентом приспособляемости по частоте. Значения

коэффициентов  $K_M$ ,  $K_\omega$  определяют способность двигателя автоматически приспособляться к изменению нагрузки и диапазона устойчивой работы двигателя. Кривая  $M_e = f(n)$  имеет максимум при частоте  $n_M < n_N$ . Если  $n > n_M$ , то увеличение нагрузки на двигатель вызывает снижение  $n$ , что приводит к возрастанию  $M_e$ , т.е. двигатель автоматически приспособляется к изменению нагрузки. Обычно эту способность оценивают, помимо коэффициентов  $K_M$ ,  $K_\omega$ , величиной запаса крутящего момента  $M_3$  (%):

$$M_3 = \left( \frac{M_{\max}}{M_N} - 1 \right) \cdot 100 = (K_M - 1) \cdot 100 \quad (1.16)$$

### 1-й способ

Для двигателей с регулятором частоты вращения, учитывая (1.16) и решая совместно уравнения (1.11), (1.13), (1.14), находим [1]:

$$\left. \begin{aligned} a &= 1 - \frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_\omega \cdot (2 - K_\omega)}{(K_\omega - 1)^2} \\ b &= 2 \cdot \frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_\omega}{(K_\omega - 1)^2} \\ c &= \frac{M_3}{100} \cdot \left( \frac{K_\omega}{K_\omega - 1} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (1.17)$$

Для двигателей, не имеющих ограничителя:

$$a = 2 - \frac{25}{M_3}; \quad b = \frac{50}{M_3} - 1; \quad c = \frac{25}{M_3}; \quad (1.18)$$

### 2-й способ

При отсутствии реальной внешней скоростной характеристики двигателя коэффициенты уравнения (1.3) можно определить совместным решением уравнений (1.2) и (1.3) либо решением следующей системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} M_N &= a_M \cdot n_N^2 + b_M \cdot n_N + c_M \\ M_{\max} &= a_M \cdot n_N^2 + b_M \cdot n_M + c_M \\ 2 \cdot a_M \cdot n_M + b_M &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.19)$$

Третье уравнение системы получено дифференцированием 2-го уравнения по  $n$  в точке  $n=n_M$ . Решая совместно уравнения данной системы, получаем:

$$\left. \begin{aligned} a_M &= -\frac{M_{\max} - M_N}{(n_M - n_N)^2} \\ b_M &= \frac{2 \cdot (M_{\max} - M_N) \cdot n_M}{(n_M - n_N)^2} \\ c_M &= M_{\max} - \frac{(M_{\max} - M_N) \cdot n_M^2}{(n_M - n_N)^2} \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

### 3-й способ

Для всех типов двигателей можно найти последовательно коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  и подставить в уравнения (1.1) и (1.2):

$$\left. \begin{aligned} b &= 2 \cdot c \cdot \frac{n_M}{n_N} \\ c &= \frac{\frac{M_{\max}}{M_N} - 1}{\left(\frac{n_M}{n_N}\right)^2 + 1 - \frac{n_M}{n_N}} \\ a &= 1 - b + c \end{aligned} \right\} \quad (1.21)$$

Относительная ошибка расчетов:

$$O = \frac{M_{\max} - M_{\max}^{\text{исходное}}}{M_{\max}^{\text{исходное}}} \cdot 100, \% \quad (1.22)$$

## 1.3 Пример выполнения работы

### 1.3.1 Методические указания

Для выполнения расчетной части первого задания за объект расчета принимается конкретный тип двигателя. Из приложения или [2] задаются исходные данные, затем определяются  $M_{eN}$ ,  $K_M$ ,  $K_\omega$ ,  $M_3$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $a_M$ ,  $b_M$ ,  $c_M$ , и строится внешняя скоростная характеристика двигателя по формулам (1.1); (1.2); (1.3).

### 1.3.2 Исходные данные

В данном примере за объект расчёта принимается двигатель со следующими характеристиками:

- максимальная мощность двигателя,  $N_{\max}=54,8$  кВт;
- частота вращения при  $N_{\max}$ ,  $n_N = 5400$  мин<sup>-1</sup>;
- максимальный крутящий момент двигателя,  $M_{e \max}=116$  Н·м;
- частота вращения при  $M_{\max}$ ,  $n_M = 2700$  мин<sup>-1</sup>.

#### 1. Определение $M_N$ , $K_m$ , $K_\omega$ .

По приведенным формулам получим:

$$M_N = \frac{9550 \cdot N_{\max}}{n_N} = \frac{9550 \cdot 54,8}{5400} = 96,91 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$K_M = \frac{M_{\max}}{M_N} = \frac{116}{96,91} = 1,2;$$

$$K_{\omega} = \frac{n_N}{n_M} = \frac{5400}{2700} = 2;$$

$$M_3 = (K_M - 1) \cdot 100 = (1,2 - 1) \cdot 100 = 20 \%$$

## 2. Определение коэффициентов a, b, c

Данный двигатель имеет регулятор частоты вращения, поэтому коэффициенты определяем по формулам системы (1.17), Подставляя значения  $K_{\omega}$ ,  $M_3$  в (1.17), получим:

$$a = 1 - \frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_{\omega} \cdot (2 - K_{\omega})}{(K_{\omega} - 1)^2} = 1 - \frac{20}{100} \cdot \frac{2 \cdot (2 - 2)}{(2 - 1)^2} = 1$$

$$b = 2 \cdot \frac{M_3}{100} \cdot \frac{K_{\omega}}{(K_{\omega} - 1)^2} = 2 \cdot \frac{20}{100} \cdot \frac{2}{(2 - 1)^2} = 0,8$$

$$c = \frac{M_3}{100} \cdot \left( \frac{K_{\omega}}{K_{\omega} - 1} \right)^2 = \frac{20}{100} \cdot \left( \frac{2}{2 - 1} \right)^2 = 0,8$$

Зная коэффициенты, можно рассчитать значения  $M_e$ ,  $N_e$  при различных значениях. Например, при  $n_e = 1000 \text{ мин}^{-1}$ :

$$N_e = 54,8 \cdot \left[ 1 \cdot \frac{1000}{5400} + 0,8 \cdot \left( \frac{0,19}{5400} \right)^2 - 0,8 \cdot \left( \frac{0,19}{5400} \right)^3 \right] = 11,43 \text{ кВт},$$

$$M_e = 9550 \cdot \frac{11,43}{1000} = 109,16 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Остальные результаты расчёта для других чисел оборотов двигателя приведены в таблице 1.1.

Коэффициенты  $a_M$ ,  $b_M$ ,  $c_M$  определим по формуле (1.20).

$$a_M = -\frac{M_{\max} - M_N}{(n_M - n_N)^2} = -\frac{116 - 96,91}{(2700 - 5400)^2} = -2,61 \cdot 10^{-6};$$

$$b_M = \frac{2 \cdot (M_{\max} - M_N) \cdot n_M}{(n_M - n_N)^2} = \frac{2 \cdot (116 - 96,91) \cdot 2700}{(2700 - 5400)^2} = 0,014;$$

$$c_M = M_{\max} - \frac{(M_{\max} - M_N) \cdot n_M^2}{(n_M - n_N)^2} = 116 - \frac{(116 - 96,91) \cdot 2700^2}{(2700 - 5400)^2} = 96,91.$$

Зная значения коэффициентов, по формуле (1.3) находим  $M_e$  при различных значениях  $n_e$ . Значения  $N_e$ , определяем по формуле  $N_e = \frac{M_e \cdot n_e}{9550}$ .

Например, при  $1000 \text{ мин}^{-1}$

$$N_e = -2,61 \cdot 10^{-6} \cdot 1000^2 + 0,014 \cdot 1000 + 96,91 = 108,3 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$N_e = \frac{108,3 \cdot 1000}{9550} = 11,34 \text{ кВт}.$$

Результаты расчета внешней скоростной характеристики приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Значения  $N_e$ ,  $M_e$  для рассчитываемого двигателя

Наименование показателя		Частота вращения вала двигателя $n_e$ , мин <sup>-1</sup>						
		1000	1800	2600	3400	4200	5000	5400
Крутящий момент двигателя $M_e$ , Н·м	1-й способ	109,1	114,1	116,3	115,0	110,3	102,2	96,9
	2-й способ	108,3	113,7	115,7	114,3	109,7	101,7	96,4
Мощность двигателя $N_e$ , кВт	1-й способ	11,4	21,5	31,7	40,9	48,5	53,5	54,8
	2-й способ	11,3	21,4	31,5	40,7	48,2	53,2	54,5

По данным таблицы 1.1 построена внешняя скоростная характеристика двигателя, (рисунок 1.1).

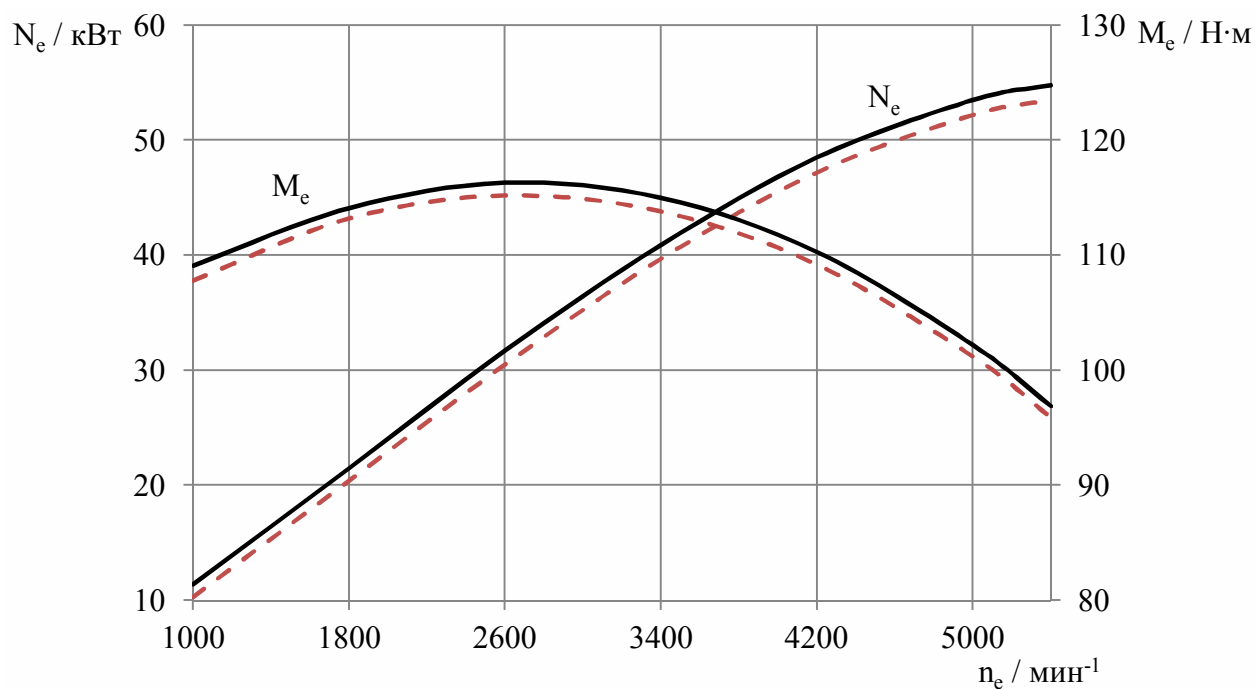


Рисунок 1.1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

## 2 Радиусы эластичного колеса

Цель практического занятия - овладение студентами методами определения радиусов эластичного колеса на примере решения конкретной задачи.

### 2.1 Радиусы колеса

#### 2.1.1 Общие сведения

При описании и анализе процесса качения колеса используют параметры, которые называют радиусами колеса. Различают свободный радиус  $r_C$ , статический радиус  $r_{CT}$ , динамический радиус  $r_D$ , кинематический радиус (радиус качения)  $r_K$ .

**Свободный радиус** - половина диаметра наибольшего сечения беговой дорожки колеса (не нагруженного внешними силами) плоскостью, перпендикулярной оси вращения, при отсутствии контакта колеса с опорной поверхностью.

**Статический радиус** - расстояние от центра неподвижного колеса, нагруженного только нормальной силой, до опорной поверхности.

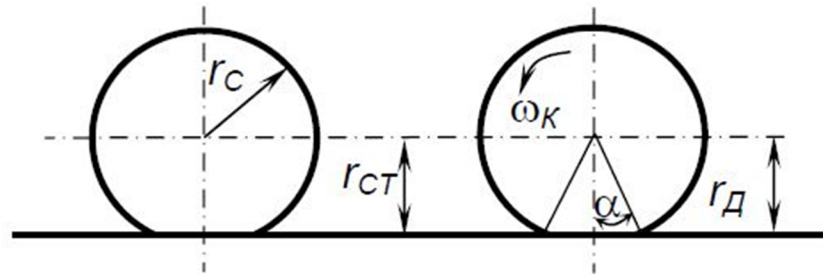
**Динамический радиус** - расстояние от центра катящегося колеса до опорной поверхности дороги.

**Кинематический радиус** - отношение продольной составляющей поступательной скорости  $V_K$  к его угловой скорости  $\omega_K$ :

$$r_K = \frac{V_K}{\omega_K}. \quad (2.1)$$

Суть этих определений поясняется схемой, показанной на рисунке 2.1.





$r_c$  – свободный радиус;  $r_{ст}$  – статический радиус;  $r_д$  – динамический радиус;  $r_к$  – кинематический радиус (радиус качения).

Рисунок 2.1 – Радиусы колеса

### 2.1.2 Зависимость радиусов колеса от эксплуатационных и конструктивных факторов

Радиусы  $r_{ст}$ ,  $r_д$ ,  $r_к$ , зависят от нагрузки на колесо и давления воздуха в шине. Чем больше нагрузка на колесо, тем меньше радиусы и, наоборот, чем больше внутреннее давление в шине, тем больше радиусы.

Кроме того  $r_д$  зависит от угловой скорости колеса. При увеличении угловой скорости динамический радиус несколько увеличивается. При увеличении передаваемого момента  $r_д$  уменьшается.

Радиус качения в большей степени зависит от момента на колесе: с ростом крутящего момента он уменьшается, а с ростом тормозного момента - увеличивается.

При полном буксовании, когда:

$V_к=0$ , то  $r_к=0$ , а при полном юзе, когда  $\omega_к=0$ , то  $r_к=\infty$ .

Зависимость  $r_к$  от передаваемого момента показана на рисунке 2.2.

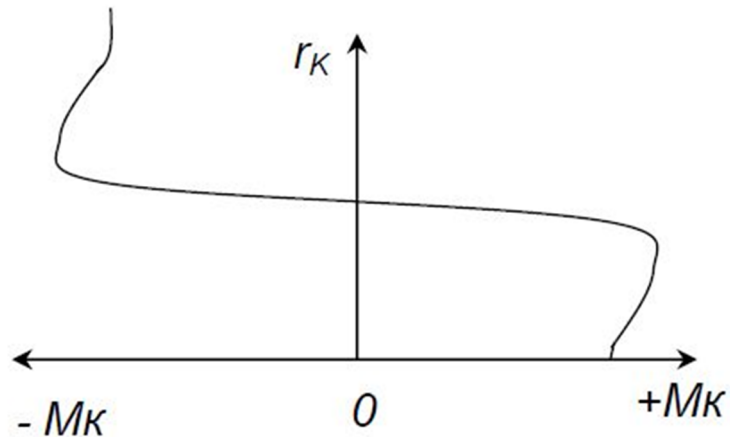


Рисунок 2.2 – Зависимость  $r_k=f(M_k)$

Если момент не превышает 60 % значения, при котором наступает буксование или юз, то зависимость  $r_k=f(M_k)$  можно считать линейной:

$$r_k = r_{k0} - \lambda_t \cdot M_k, \text{ м} \quad (2.2)$$

где  $r_{k0}$  - радиус качения в ведомом режиме (при  $M_k=0$ ).

Приблизленно значение  $r_{k0}$  рассчитывают по формуле:

$$r_{k0} = \frac{r_d \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\alpha} \quad (2.3)$$

где  $\alpha$  (рисунок 2.1) – половина угла, образованного свободными радиусами, проведенными к концам контактной площадки.

Для большинства шин  $r_{k0} = (1,03 \dots 1,06) r_d$ , меньшие значения относят к грузовым автомобилям с диагональными шинами, большие - к легковым с радиальными шинами;

$\lambda_t = dr_k / dM_k$  при  $M_k = 0$  - коэффициент тангенциальной эластичности шины, который определяют опытным путем.

До значения  $M_k \leq 60\%M_{max}$ ,  $\lambda_t = \text{const}$ . В таблице 2.1 приведены характерные предельные значения  $\lambda_t$ .

Таблица 2.1 – Значения коэффициента тангенциальной эластичности шины  $\lambda_t$  для различных типов автомобилей

Тип автомобиля	Легковые автомобили	Грузовые автомобили
$\lambda_t$ , мм/Н·м	0,015-0,025	0,006-0,01

При скорости более 50-60 км/ч значение  $\lambda_t$  возрастает на 30-50 % вследствие колебательного процесса и увеличения проскальзывания шины в контакте.

Обычно в расчетах принимают  $r_d = r_{ст}$ , а  $r_k = r_{k0}$ . Значение  $r_{k0}$  можно определить опытным путем:

$$r_{k0} = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot n}, \quad (2.4)$$

где  $S$  - отмеренный пройденный путь, мм;  
 $n$  - число полных оборотов колеса.

Приблизленно  $r_{ст}$  можно определить по формуле:

$$r_{ст} = 0,5 \cdot d + \Delta \cdot \lambda_{см} \cdot B \quad (2.5)$$

где  $d$  – посадочный диаметр обода, мм;  
 $\Delta = H/B$  – отношение высоты профиля шины к его ширине,  
 $\lambda_{см}$  – коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой.

Значения  $H/B$  и  $\lambda_{см}$  для различных шин следующие:

– шины грузовых автомобилей и шины с регулируемым давлением (кроме широкопрофильных)  $H/B = 1$ ;  $\lambda_{см} = 0,85 \dots 0,9$ ;

- широкопрофильные -  $H/B = 0,7$ ;  $\lambda_{см} = 0,85$ ;
- шины легковых автомобилей:
- диагональные с дюймовым обозначением –  $H/B=0,95$ ;  
 $\lambda_{см}=0,85-0,9$ ;
- со смешанным обозначением –  $H/B = 0,8-0,85$ ;  $\lambda_{см} = 0,8-0,85$ ;
- радиальные –  $H/B = 0,7$ ;  $\lambda_{см} = 0,8-0,85$ .

У радиальных шин чаще всего  $H/B$  входит в обозначение шины, например, у шины 205/70R14, 70 – величина  $H/B$  в %, 205 -  $B$  в мм.

Значения  $d$  и  $B$  входят в обозначение шин. Например, у шины 155-330(6,15-13)  $B=155$  мм;  $d=330$  мм. В скобках даны размеры в дюймах.

## 2.2 Порядок выполнения работы

На лабораторно-практическом занятии рекомендуется рассчитать значения статического, динамического и кинематического радиусов качения колеса конкретного автомобиля.

Радиусы  $r_k$  и  $r_{к0}$  рекомендуется определять с учётом максимального передаваемого момента колесом на каждой передаче:

$$M_{Ti} = \frac{M_{e\max} \cdot i_{ki} \cdot i_0 \cdot \eta_T \cdot K_p}{n_k} \quad (2.6)$$

где  $M_{e\max}$  – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м;

$i_{ki}$  – передаточное число коробки передач на  $i$ -ой передаче;

$i_0$  – передаточное число главной передачи;

$\eta_T$  – КПД трансмиссии;

$K_p$  – коэффициент коррекции внешней скоростной характеристики двигателя;

$n_k$  – число ведущих колес.

В расчетах значения  $M_{\text{emax}}$ ,  $i_{ki}$ ,  $i_0$  принимаются по технической характеристике АТС;

$\eta_t$  – принять равным 0,9 для грузовых автомобилей и автобусов, 0,95 для легковых автомобилей;

$K_p$  – принять равным 0,95;

$r_{\text{ст}}$  – принимают из справочника или по формуле (2.5).

## 2.3 Пример выполнения работы

### 2.3.1 Исходные данные

За объект расчета принимается автомобиль ВАЗ – 2108 с шинами 165/70R13.

Полная масса автомобиля – 1325 кг.

Максимальный крутящий момент двигателя  $M_{\text{emax}} = 97$  Н·м.

Передаточные числа коробки передач на:

1-й передаче 3,636; 2-й передаче 1,95; 3-й передаче 1,357;

4-й передаче 0,941; 5-й передаче 0,784.

Передаточное число главной передачи  $i_0 = 3,94$ .

КПД трансмиссии  $\eta_t = 0,95$ .

Коэффициент коррекции  $K_p = 0,95$ .

Число ведущих колес  $n_k = 2$ .

Коэффициент тангенциальной эластичности  $\lambda = 0,02$  мм/(Н·м).

### 2.3.2 Расчет радиусов колеса

а) расчет статического и динамического радиуса колеса

Согласно обозначению шины её размеры следующие:

165/70R13  $H/B = 0,7$ ;  $\lambda_{\text{см}} = 0,8$ . [1]

Тогда

$$r_{\text{CT}} = 0,5 \cdot 25,4 \cdot 13 + 0,7 \cdot 0,8 \cdot 165 = 257,5 \text{ мм.}$$

Нормативное значение  $r_{\text{CT}}$  равно  $(257+1)$  мм, следовательно,  $H/V$  и  $\lambda_{\text{CM}}$  подобраны правильно и расчёт верен.

Принимаем  $r_{\text{д}} = r_{\text{CT}} = 257$  мм;

б) расчёт кинематического радиуса колеса

Согласно вышеизложенному  $r_{\text{К}} = 1,04 \cdot r_{\text{д}} = 1,04 \cdot 257 = 267,3$  мм.

Передаваемый одним колесом момент на каждой передаче:

$$M_1 = 97 \cdot 3,636 \cdot 3,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 / 2 = 627,1 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_2 = 97 \cdot 1,95 \cdot 3,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 / 2 = 336,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_3 = 97 \cdot 1,357 \cdot 3,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 / 2 = 234,0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_4 = 97 \cdot 0,941 \cdot 3,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 / 2 = 162,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_5 = 97 \cdot 0,784 \cdot 3,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 / 2 = 135,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Радиус качения на каждой передаче

$$r_{\text{К1}} = 267,3 - 0,02 \cdot 627,1 = 254,8 \text{ мм};$$

$$r_{\text{К2}} = 267,3 - 0,02 \cdot 336,3 = 260,8 \text{ мм};$$

$$r_{\text{К3}} = 267,3 - 0,02 \cdot 234,0 = 262,6 \text{ мм};$$

$$r_{\text{К4}} = 267,3 - 0,02 \cdot 162,3 = 264,1 \text{ мм};$$

$$r_{\text{К5}} = 267,3 - 0,02 \cdot 135,2 = 264,6 \text{ мм}.$$

Как видно из приведенных расчётов, радиус качения с уменьшением крутящего момента увеличивается.

### 3 Коэффициент учета вращающихся масс

Цель практического занятия - усвоение студентами физического смысла коэффициента учета вращающихся масс и методов его определения.

#### 3.1 Общие сведения

Коэффициент учета вращающихся масс  $\delta_{вр}$  показывает, во сколько раз сила, необходимая для разгона с заданным ускорением  $j$  поступательно движущихся и вращающихся масс автомобиля, больше силы, необходимой для разгона только его поступательно движущихся масс.

Автомобиль не является сплошным телом. Кроме поступательно движущихся частей, у него есть детали, которые участвуют в относительном вращательном движении. К ним относятся детали двигателя, трансмиссии, колеса. Поэтому кинетическая энергия автомобиля состоит из кинетической энергии поступательно движущихся масс и кинетической энергии деталей, участвующих в относительном (вращательном) движении:

$$T = T_{\text{пост}} + T_{\text{отн}}. \quad (3.1)$$

Обычно:

$$T_{\text{пост}} = \frac{m_a \cdot V^2}{2}, \quad (3.2)$$

где  $m_a$  – масса автомобиля, кг;

$V$  – скорость движения автомобиля, м/с.

$$T_{\text{отн}} = \frac{I_M \cdot \omega_e^2}{2} + \frac{\sum I_K \cdot \omega_K^2}{2}, \quad (3.3)$$

где  $I_M$  – момент инерции маховика двигателя и деталей трансмиссии, связанных с ним (включая валы и шестерни),  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$\omega_e$  – угловая скорость вала двигателя,  $\text{рад/с}$ ;

$\sum I_K$  – суммарный момент инерции колес,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$\omega_K$  – угловая скорость колес,  $\text{рад/с}$ .

При разгоне энергия двигателя тратится не только на преодоление сил сопротивления движению, но и на увеличение кинетической энергии автомобиля (т.е. на увеличение  $T_{\text{пост}}$  и  $T_{\text{отн}}$ . Это и учитывает коэффициент учета вращающихся масс  $\delta_{\text{вр}}$ .

Энергия двигателя реализуется в контакте колес с дорогой, поэтому суммарную силу инерции, действующую в контакте колеса и преодолеваемую двигателем, можно представить как:

$$P_{\text{И}} = m_a \cdot D_{\text{вр}} \cdot j = P_{\text{пост}} + P_{\text{врм}} + P_{\text{врк}} \quad (3.4)$$

где  $P_{\text{пост}}$  – сила инерции поступательно движущихся масс, приведенная к контакту колеса с дорогой, Н;

$P_{\text{врм}}$  – сила инерции вращающихся деталей двигателя и трансмиссии, приведенная к контакту колеса с дорогой, Н;

$P_{\text{врк}}$  – сила инерции колес, приведенная к контакту колеса с дорогой, Н.

Согласно законам физики:

$$P_{\text{пост}} = \frac{m_a \cdot dv}{dt}, \quad (3.5)$$



$$P_{\text{врм}} = \frac{M_{\text{к}}}{r_{\text{д}}}. \quad (3.6)$$

Но,

$$M_{\text{к}} = \frac{N_{\text{е}} \cdot \eta_{\text{т}}}{\omega_{\text{к}}}, \quad (3.7)$$

где  $M_{\text{к}}$  – момент двигателя, подведенный к колесам, Н·м.

В то же время

$$N_{\text{е}} = I_{\text{м}} \cdot \omega_{\text{е}} \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (3.8)$$

и, учитывая

$$\omega_{\text{е}} = \omega_{\text{к}} \cdot i_{\text{т}}, \quad (3.9)$$

получим:

$$P_{\text{врм}} = I_{\text{м}} \cdot i_{\text{т}}^2 \cdot \eta_{\text{т}} \cdot \frac{dv}{r_{\text{д}} \cdot r_{\text{к}} \cdot dt}. \quad (3.10)$$

Аналогично

$$P_{\text{врк}} = \sum I_{\text{к}} \cdot \frac{dv}{r_{\text{д}} \cdot r_{\text{к}} \cdot dt}, \quad (3.11)$$

Подставив значения в формулу (3.4) и поделив обе части полученного уравнения на  $P_{\text{пост}}$ , получим коэффициент учета вращающихся масс:

$$\delta_{\text{вpi}} = 1 + \frac{(I_{\text{м}} \cdot i_{\text{т}}^2 \cdot \eta_{\text{т}} + \sum I_{\text{к}})}{(m_{\text{а}} \cdot r_{\text{д}} \cdot r_{\text{к}})}, \quad (3.12)$$

Для автопоезда:

$$\delta_{\text{вpi}} = 1 + \frac{(I_M \cdot i_{\text{Ti}}^2 \cdot \eta_T + \sum I_{\text{кT}} + \sum I_{\text{кп}})}{((m_a + m_{\text{п}}) \cdot r_d \cdot r_k)} \quad (3.13)$$

При выбеге  $P_{\text{вpm}}=0$  поэтому

$$\delta_{\text{вpi}} = 1 + \frac{\sum I_{\text{к}}}{m_a \cdot r_d \cdot r_k} \quad (3.14)$$

то есть выбег происходит только за счет запасенной кинетической энергии.

Формулу для  $\delta_{\text{вpi}}$  можно записать в таком виде:

$$\delta_{\text{вpi}} = 1 + \delta_{1\text{в}} \cdot i_{\text{ki}}^2 + \delta_{2\text{в}} \quad (3.15)$$

где

$$\delta_{1\text{в}} = \frac{I_M \cdot i_{\text{Ti}}^2 \cdot \eta_T}{(m_a \cdot r_d \cdot r_k)}, \quad (3.16)$$

$$\delta_{2\text{в}} = \frac{\sum I_{\text{к}}}{(m_a \cdot r_d \cdot r_k)} \quad (3.17)$$

Как видно из формулы,  $\delta_{1\text{в}}$  зависит от передаточного числа КП, причем в квадрате, поэтому, чем меньше  $i_{\text{к}}$ , тем меньше  $\delta_{1\text{в}}$ .

Если при расчете коэффициента учета вращающихся масс значения  $I_M$  и  $I_K$  отсутствуют, то пользуются эмпирическими формулами, полученными на основе статистических расчетов, в частности, для одиночного автомобиля при полной нагрузке:

$$\delta_{\text{вpi}} = 1 + 0,02 \cdot i_{\text{ki}}^2 + 0,03, \quad (3.18)$$

т.е.  $\delta_{1B} = 0,02$ ;  $\delta_{2B} = 0,03$

Если автомобиль загружен неполностью:

$$m_x = m_{CH} + m_{Г}; m_{Г} < m_{ГНОМ}, \quad (3.19)$$

где  $m_{CH}$  – снаряженная масса автомобиля, кг;

$m_{Г}$  – масса груза, кг,

то

$$\delta_{1ВХ} = \delta_{1B} \cdot \frac{m_a}{m_x}, \quad (3.20)$$

$$\delta_{2ВХ} = \delta_{2B} \cdot \frac{m_a}{m_x}. \quad (3.22)$$

Аналогично

$$\delta_{вpi} = 1 + 0,02 \cdot i_{Ki}^2 \cdot \frac{m_a}{m_x} + 0,03 \cdot \frac{m_a}{m_x} \quad (3.23)$$

т.е.  $\delta_{вp}$  увеличивается так как растет доля кинетической энергии вращающихся деталей.

Если автомобиль становится тягачом, то:

$$\delta_{1B} = 0,02 \cdot \frac{m_{Г}}{m_{ап}} \quad (3.24)$$

$$\delta_{2в} = 0,03 \cdot \frac{Z_{ка}}{m_{ап} \cdot Z_{кт}}, \quad (3.25)$$

где  $m_T$  – масса тягача, кг;

$m_{ап}$  – масса автопоезда, кг;

$Z_{ка}$  – число колес автопоезда;

$Z_{кт}$  – число колес тягача.

## 3.2 Пример выполнения работы

### 3.2.1 Методические указания

Для расчёта целесообразно принимать конкретный грузовой автомобиль, который может работать в составе автопоезда. Расчёт  $\delta_{вр}$  можно провести и для одиночного автомобиля, но в этом случае объём работы уменьшается.

Значения  $\delta_{вр}$  рассчитываются для всех передач по теоретической и эмпирическим формулам и сравниваются между собой. Затем оценивается степень влияния параметров, определяемых приблизительно ( $r_k=(1.03...1.06)r_d$ ;  $\eta_T=0.8...0.92$ ). Определяется влияние на  $\delta_{вр}$  степени загрузки автомобиля, для чего рассчитываются значения  $\delta_{вр}$  на каждой передаче при  $m_T=0$ ,  $m_T=m_{гном}$  и промежуточных значениях  $m_T$ . Для наглядности оценки влияния степени загрузки на  $\delta_{вр}$  рекомендуется построить график  $\delta_{врi}=f(m_T)$ .

Если автомобиль работает в составе автопоезда, то рекомендуется оценить степень влияния на  $\delta_{вр}$  использования штатного прицепа.

Следует отметить, что значение  $I_{кт(п)}$  ("Т" - тягач, "П" - прицеп) рассчитывается с учетом доли ступиц и барабанов, поэтому:

$I_{кт(п)}=(1,05...1.10)I_k$ - для односкатных колес;

$I_{кт(п)}=(1,04...1.05)2I_k$  - для двухскатных колес.

### 3.2.2 Исходные данные

За объект расчёта принимается грузовой автомобиль, работающий в составе с прицепом,

Полная масса автомобиля  $m_a = 15305$  кг.

Полная масса прицепа  $m_{п} = 11500$  кг.

Грузоподъёмность автомобиля  $m_{гном} = 8000$  кг.

Момент инерции маховика двигателя и деталей трансмиссии  $I_M = 2,07$  кг·м<sup>2</sup>.

Момент инерции колеса  $I_K = 12,25$  кг·м<sup>2</sup>.

Суммарный момент инерции колёс  $\Sigma I_K = 123,9$  кг·м<sup>2</sup>.

Передаточные числа коробки передач на:

1-й передаче 7,82; 2-й передаче 4,03;

3-й передаче 2,50; 4-й передаче 1,53;

5-й передаче 1,00.

Передаточное число главной передачи  $i_r = 5,94$ .

КПД трансмиссии  $\eta_T = 0,9$ .

Динамический и кинематический радиусы колёс  $r_k = 488$  мм,  $r_d = 507,52$  (из предыдущего занятия).

### 3.2.3 Расчёт коэффициента учёта вращающихся масс

Порядок расчёта следующий:

1) определяем передаточные числа трансмиссии на каждой передаче по формуле  $i_{Ti} = i_r i_{Ki}$ ;

2) рассчитываем значения  $\delta_{вр i}$  для каждой передачи по формуле (3.12);

3) определяем  $\delta_{вр i}$  по формуле (3.18);

4) рассчитываем по  $\delta_{вр i}$  по формуле (3.12), но при

$$r_k = 1,06 \cdot r_d = 1,06 \cdot 488 = 517,28 \text{ мм.}$$

5) рассчитываем  $\delta_{вр i}$  при  $\eta_T = 0,8$ ;  $m_T = 0$ , затем  $m_T = 0,5m_{ГНОМ}$ ;

6) рассчитываем  $\delta_{вр i}$  при работе автомобиля с прицепом.

Так как на прицепе двухскатная ошиповка, определяем:

$$I_{кпр} = (1,04 \dots 1,05) \cdot 2 \cdot I_K = 1,04 \cdot 12,25 \cdot 2 = 25,48 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$I_{кпр} = 25,48 \cdot 4 = 101,92 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Для автопоезда:

$$\delta_{вр i} = 1 + (I_M i_T i^2 \eta_T + \Sigma I_{КТ} + \Sigma I_{КП}) / ((m_a + m_{П}) r_d r_k).$$

Результаты расчета приведены в таблице 1.1.

Таблица 3.1 - Результаты расчёта коэффициента учёта вращающихся масс

Передача КП	$i_{тр}$	Коэффициент учёта вращающихся масс						
		теорет.	экспер.	$r_k = 1,06 r_d$	$\eta_T = 0,8$	$m_T = 0$	$m_T = 0,5 m_{ГНОМ}$	авто- поезд
1	46,5	2,093	2,253	2,073	1,975	3,290	2,480	1,640
2	23,9	1,314	1,355	1,308	1,283	1,656	1,426	1,195
3	14,8	1,141	1,155	1,138	1,129	1,296	1,191	1,096
4	9,09	1,073	1,077	1,072	1,069	1,154	1,010	1,057
5	5,94	1,050	1,050	1,049	1,048	1,105	1,068	1,044

### 3.2.4 Анализ результатов расчёта

1 Как видно из таблицы 3.1 значения  $\delta_{вр i}$ , подсчитанные по теоретической и эмпирической формулам, незначительно отличаются друг от друга, следовательно, для данного автомобиля нет необходимости корректировать эмпирическую формулу.

2 На низших передачах кинетическая энергия вращательного движения значительно больше, чем на высших.

3 Как показывают расчёты, приближённое определение  $r_k$  незначительно влияет на точность расчёта  $\delta_{вр}$ . Причем, чем выше передача, тем меньше относительная разница результатов расчёта.

4 Диапазон изменения  $\eta_T$  от 0,8 до 0,9 более существенно влияет на относительную разницу расчёта  $\delta_{врi}$ , чем  $r_k$ . Так, на первой передаче относительная разница значений  $\delta_{вр}$  при  $\eta_T = 0,8$  и  $0,9$  составляет около 5 %.

5 Степень влияния загрузки показана на рисунке 3.1. Из графика видно, что при увеличении степени загрузки значение уменьшается. Особенно это заметно при более низших передачах. Так, на первой передаче  $\delta_{вр}$  у ненагруженного автомобиля в 1.6 раза больше, чем у груженого.

6 При работе автомобиля в составе автопоезда  $\delta_{врi}$  снижается. Так,  $\delta_{врi}$  уменьшается в этом случае в энергии поступательного движения в объеме кинетической энергии движения автомобиля.

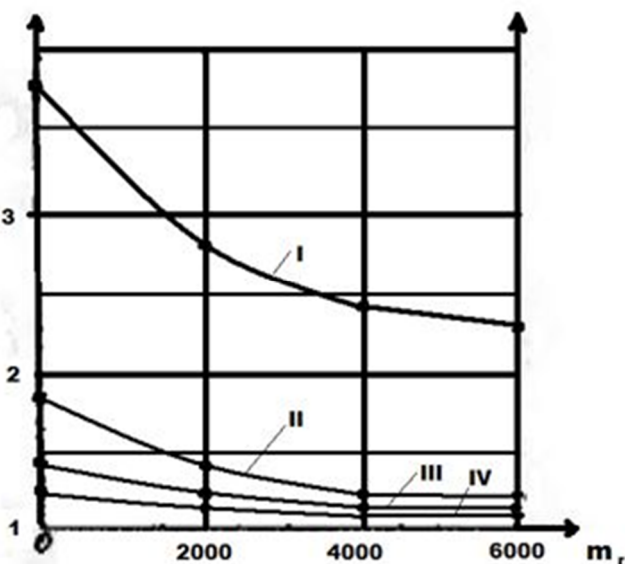


Рисунок 3.1 – Зависимость коэффициента учета вращающихся масс автомобиля от грузоподъемности

## 4 Режимы качения колеса

Цель лабораторно – практической работы - закрепление и знаний, полученных на лекции по режимам качения колеса, на примере решения конкретной задачи.

### 4.1 Общие сведения

Различают ведущий, свободный, ведомый, нейтральный, тормозной режимы качения колеса в зависимости от значения и направления продольной реакции  $R_x$  момента на колесе  $M_k$  (см, [1, с. 24-26]),

Практическое занятие состоит в разъяснении сути режимов качения на конкретном примере. Студентам предлагается построить зависимость  $R_x=f(M_k)$  для эластичного колеса конкретного автомобиля и провести анализ влияния  $M_k$  на величины  $r_k$ ,  $f$ ,  $v$  и коэффициент буксования. Объектом расчёта может служить один автомобиль, так как зависимости можно рассчитать для каждой передачи, что позволяет разбить группу на несколько подгрупп.

### 4.2 Методика расчета режимов качения колеса

Для построения зависимости  $R_x=f(M_k)$  пользуются формулой:

$$R_x = M_k/r_d - f_c R_z, \quad (4.1)$$

где  $M_k$  – момент на колесе, Н·м;

$f_c$  – коэффициент сопротивлению качению;

$R_z$  – нормальная реакция на колесе, Н.

Момент на колесе определяют исходя из значений полной тяговой силы



$$P_{Ti} = M_{\text{emax}} \cdot i_{Ti} \cdot z_T \cdot K_p / r_d \quad (4.2)$$

где  $i_{Ti} = i_{ki} i_0$  – передаточное число трансмиссии на  $i$ -й передаче;

$i_{ki}$  – передаточное число коробки передач на  $i$ -й передаче;

$i_0$  – передаточное число главной передачи;

$\eta_T$  – К.П.Д. трансмиссии;

$K_p$  – коэффициент коррекции внешней скоростной характеристики двигателя.

Значения  $K_p$  и  $\eta_T$ , выбирают приблизительно (см. [1, с. 17-21]), а значение  $r_d = r_{ст}, r_{ст}$  по ГОСТ 17697-72.

$$M_{ki} = (P_{Ti} \cdot r_d) / n_k \quad (4.3)$$

где  $M_{ki}$  – крутящий момент на колесе, Н·м;

$n_k$  – число ведущих колес.

Коэффициент сопротивления качению для грузовых автомобилей

$$f_c = f_0 + K_f \cdot v, \quad (4.4)$$

где  $f_0$  и  $K_f$  определяют экспериментально.

Если их величины неизвестны, то можно принять  $f_0 = 0,01$ , а  $K_f = 7 \cdot 10^{-6}$  [1], но тогда формула для легковых автомобилей имеет вид:

$$f_c = f_0 + K_f \cdot v^2. \quad (4.5)$$

Скорость определяют по формуле:

$$v = \frac{0,105 \cdot n_e \cdot r_{ko}}{i_{Ti}} \quad (4.6)$$

где  $r_{ko} = (1,03 \dots 1,06) \cdot r_d$ .

При передаче тягового момента происходит уменьшение радиуса качения колеса, что определяет увеличение  $f$  и появление составляющей коэффициента сопротивлению качения, характеризующей кинематические потери при качении колеса

$$f_k = \frac{M_k \cdot (r_{ko} - r_k)}{R_x \cdot r_{ko} \cdot r_k} \quad (4.7)$$

где  $r_k = r_{ko} - M_k \cdot \lambda$  выбирается по рекомендациям предыдущих занятий.

Суммарный коэффициент сопротивлению качения:

$$f = f_c + f_k = f_o + K_f \cdot v + f_k \quad (4.8)$$

Следовательно, при передаче крутящего момента  $f$  увеличивается. Так как уменьшается значение  $r_k$ , уменьшается и скорость движения автомобиля (см. формулу 4.6).

Для оценки влияния величины момента на колесе рекомендуется рассчитать также зависимости  $f = f(M_k)$ ;  $r_k = f(M_k)$ ;  $\delta = f(M_k)$  на различных передачах, изменяя величину момента на колесе от минимального значения на высшей передаче до максимального значения на 1-й передаче. Коэффициент буксования:

$$\delta = \left( 1 - \frac{r_k}{r_{ko}} \right) \cdot 100\% \quad (4.9)$$

### 4.3 Последовательность расчёта

1 Выбор типа и марки автомобиля для расчёта и определения исходных данных.

2 Определение  $R_z$  на ведущее колесо по формуле:

$$R_z = \frac{m_{ai} \cdot g}{n_k}, \quad (4.10)$$

где  $n_k$  – число ведущих колес.

3 Расчет  $P$ ,  $v$ ;  $f_c$ ;  $M_k$ ;  $R_x$ .

4 Построение зависимости  $R_x = f(M_k)$ .

5 Расчёт  $f_k$ ,  $r_k$ ,  $v$ ,  $f$  и анализ величины  $M_k$  на  $f$  и  $v$ .

6 Расчёт  $R_x$  по формуле:

$$R_x = \frac{M_k}{r_k} - f \cdot R_z \quad (4.11)$$

и сравнение значений  $R_x$ , рассчитанных по формуле (4.1).

7 Расчет и построение зависимостей  $f = f(M_k)$ ;  $r_k = f(M_k)$ ;  $\delta = f(M_k)$ .

8 Анализ полученных результатов.

### 4.4 Пример выполнения работы

#### 4.4.1 Исходные данные

За объект расчета принимается легковой автомобиль с шинами 165/70R13.

Полная масса автомобиля – 1325 кг

Максимальный крутящий момент двигателя  $M_{\text{емax}} = 97 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Передаточные числа коробки передач на:

1-й передаче 3,636; 3-й передаче 1,357;

2-й передаче 1,95; 4-й передаче 0,941; 5-й передаче=0,784.

Передаточное число главной передачи  $i_0 = 3,94$ .

КПД трансмиссии  $\eta_T = 0,95$ .

Коэффициент коррекции  $K_p = 0,95$ .

Число ведущих колес  $n_K = 2$ .

Коэффициент тангенциальной эластичности  $\lambda = 0,02 \text{ мм}/(\text{Н}\cdot\text{м})$ .

#### 4.4.2 Расчет радиусов колеса

##### 4.4.2.1 Расчет статического и динамического радиуса колеса

Согласно обозначению шины её размеры следующие:

165/70R13. Согласно [1]  $H/B = 0,7$ ;  $\lambda_{\text{см}} = 0,8$ .

Тогда

$$r_{\text{ст}} = 0,5 \cdot 25,4 \cdot 13 + 0,7 \cdot 0,8 \cdot 165 = 257,5 \text{ мм}.$$

Нормативное значение  $r_{\text{ст}}$  равно  $(257+1)$  мм, следовательно,  $H/B$  и  $\lambda_{\text{см}}$  подобраны правильно и расчёт верен. Принимаем  $r_{\text{д}} = r_{\text{ст}} = 257 \text{ мм}$ .

##### 4.4.2.2 Расчёт кинематического радиуса колеса

Согласно вышеизложенному  $r_K = 1,04 \cdot r_{\text{д}} = 1,04 \cdot 257 = 267,3 \text{ мм}$ .

Передаваемый одним колесом момент на каждой передаче:

$$M_1 = 97 \cdot 3,636 \cdot 3,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 / 2 = 627,1 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_2 = 97 \cdot 1,95 \cdot 3,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 / 2 = 336,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_3 = 97 \cdot 1,357 \cdot 3,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 / 2 = 234,0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_4 = 97 \cdot 0,941 \cdot 3,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 / 2 = 162,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_5 = 97 \cdot 0,784 \cdot 3,94 \cdot 0,95 \cdot 0,95 / 2 = 135,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Радиус качения на каждой передаче:

$$r_{K1} = 267,3 - 0,02 \cdot 627,1 = 254,8 \text{ мм};$$

$$r_{K2} = 267,3 - 0,02 \cdot 336,3 = 260,8 \text{ мм};$$

$$r_{K3} = 267,3 - 0,02 \cdot 234,0 = 262,6 \text{ мм};$$

$$r_{K4} = 267,3 - 0,02 \cdot 162,3 = 264,1 \text{ мм};$$

$$r_{K5} = 267,3 - 0,02 \cdot 135,2 = 264,6 \text{ мм}.$$

Как видно из приведенных расчётов, радиус качения с уменьшением крутящего момента увеличивается.

#### 4.4.3 Расчёт касательной реакции дороги на каждой из передач

$$R_{x1} = (M_{K1} / r_{D}) - f \cdot R_{z1} = 627,1 / 0,257 - 0,01 \cdot 1325 \cdot 10 / 4 = \\ = 2440,1 - 33,13 = 2406,97 \text{ Н};$$

$$R_{x1} = 336,3 / 0,257 - 0,01 \cdot 1325 \cdot 10 / 4 = 1275,4 \text{ Н};$$

$$R_{x1} = 234,0 / 0,257 - 0,01 \cdot 1325 \cdot 10 / 4 = 877,4 \text{ Н};$$

$$R_{x1} = 162,3 / 0,257 - 0,01 \cdot 1325 \cdot 10 / 4 = 598,4 \text{ Н};$$

$$R_{x1} = 135,2 / 0,257 - 0,01 \cdot 1325 \cdot 10 / 4 = 492,9 \text{ Н}.$$

#### 4.4.4 Расчёт коэффициента буксования на каждой из передач

$$\delta_1 = (1 - r_{k1} / r_{k0}) \cdot 100 = (1 - 254,8 / 267,3) \cdot 100 = 4,68 \%;$$

$$\delta_2 = (1 - 260,8 / 267,3) \cdot 100 = 2,43 \%;$$

$$\delta_3 = (1 - 262,6 / 267,3) \cdot 100 = 1,76 \%;$$

$$\delta_4 = (1 - 264,1 / 267,3) \cdot 100 = 1,2 \%;$$

$$\delta_5 = (1 - 264,6 / 267,3) \cdot 100 = 1,01 \%.$$

Все вышеприведенные расчеты сводятся таблицу 1.1 и на основе их строятся графики см. рисунок 4.1, 4.2.

Таблица 4.1 – Зависимость  $P_T$ ,  $M_K$ ,  $R_x$ ,  $r_K$ ,  $\delta$  от включенной передачи в коробке передач

Показатели	Передача трансмиссии				
	1	2	3	4	5
$M_K$ , Н·М	627,1	336,3	234,0	162,3	135,2
$R_x$ , Н	2406,97	1275,4	877,4	598,4	492,9
$r_K$ , мм	254,8	260,8	262,6	264,1	264,6
$\delta$ , %	4,68	2,43	1,76	1,2	1,01

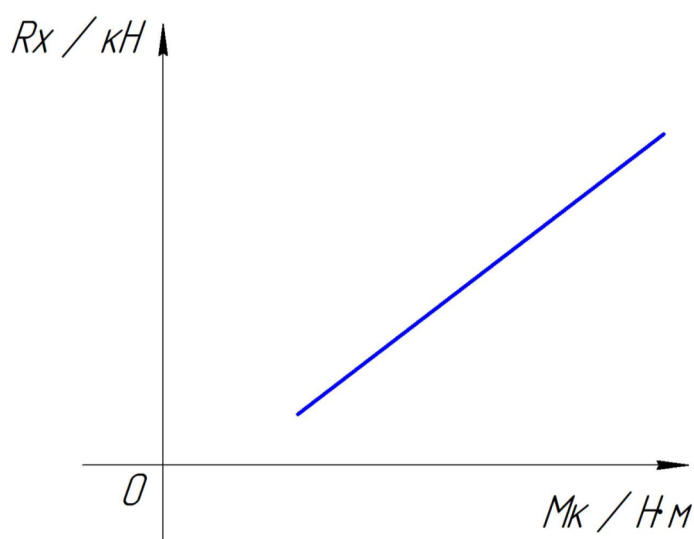


Рисунок 4.1 - Зависимость касательной реакции от крутящего момента

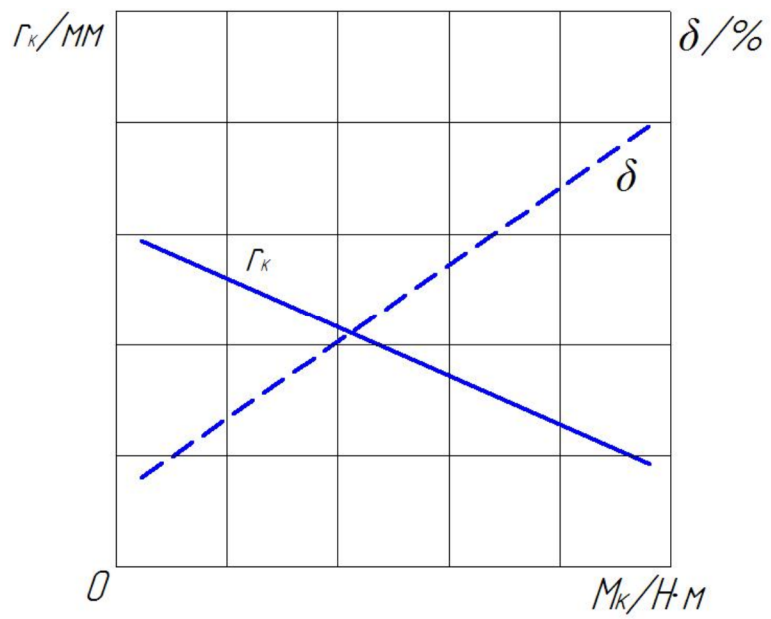


Рисунок 4.2 - Зависимости радиуса качения и коэффициента буксования от крутящего момента

## 5 Графический метод решения уравнений силового и мощностного балансов

Цель лабораторно - практического занятия - овладение графоаналитическим методом решения задач по оценке тягово-скоростных свойств различных автомобилей с помощью уравнений силового и мощностного балансов.

### 5.1 Содержание уравнений силового и мощностного балансов

Уравнение силового баланса автомобиля записывается в виде

$$P_T = P_f + P_{\Pi} + P_B + P_{и}, \quad (5.1)$$

где  $P_T$  – полная тяговая сила, Н;

$P_f$  – сила сопротивления качению колес автомобиля, Н;

$P_{\Pi}$  – сила сопротивления подъему, Н;

$P_B$  – аэродинамическая сила сопротивления воздуха, Н;

$P_{и}$  – сила сопротивления разгону, Н.

Если умножить почленно обе части уравнения (5.1) на  $v/1000$ , то каждый член полученного равенства представляет собой мощность:

$$N_T = (N_f + N_{\Pi} + N_B + N_{и}) \cdot \frac{r_d}{r_k} \quad (5.2)$$

где  $N_T$  – тяговая мощность, кВт;

$N_f$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению колёс автомобиля, кВт;

$N_{\Pi}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления подъёму, кВт;



$N_B$  – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

$N_{и}$  – мощность, затрачиваемая на разгон автомобиля, кВт.

С помощью уравнений силового и мощностного балансов можно определить все оценочные тягово-скоростные показатели автомобиля. Разработаны как графические, так и аналитические методы решения этих уравнений.

### 5.1.1 Графический метод решения уравнений

Преобразуем уравнение (5.1) переносом силы  $P_B$  в левую часть

$$P_T - P_B = P_f + P_{п} + P_{и}. \quad (5.3)$$

Разность  $P_T - P_B = P_{св}$  называется свободной тяговой силой. Она не зависит от дорожных условий и ускорений, а является функцией скорости  $v$ .

Так как

$$P_T = M_e \cdot U_T \cdot \eta_T \cdot \frac{K_p}{r_d}, \quad (5.4)$$

$$P_B = K_B \cdot F \cdot v^2, \quad (5.5)$$

$$P_{св} = M_e \cdot U_T \cdot \eta_T \cdot \frac{K_p}{r_d} - K_B \cdot F \cdot v^2, \quad (5.6)$$

где  $K_B$  – коэффициент обтекаемости;

$F$  – лобовая площадь автомобиля,  $m^2$ .

Из уравнения (5.6) видно, что зависимость  $P_{св} = f(v)$  определяется только конструктивными параметрами автомобиля. Для конкретного автомобиля можно

построить зависимость  $P_{св} = f(v)$  для каждой передачи, которая называется тяговой характеристикой, а затем на этом графике изобразить остальные составляющие силового баланса.

$$P_f = f_a \cdot G_a \cdot \cos \alpha = f_0 \cdot G_a, \quad (5.7)$$

где  $f_a = f_0 + K_f \cdot v$  - коэффициент сопротивления качению;

$G_a$  - сила тяжести автомобиля, Н.

$$P_{\Pi} = G_a \cdot \sin \alpha = G_a \cdot i, \quad (5.8)$$

где  $i$  – уклон подъёма дороги.

$$i = \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.9)$$

где  $\alpha$  - угол наклона плоскости дороги к горизонтальной плоскости.

Обычно  $i$  задается в процентах, в этом случае необходимо данное значение разделить на 100.

При расчёте  $P_{св}$  по формуле (5.6) значения  $M_e$  берут из внешней скоростной характеристики двигателя, значения  $K_p$  и  $\eta_T$  для отечественных двигателей принимаются по рекомендациям [1, с.17-21]; значения  $K_B$  принимают согласно рекомендациям [1, с.42]

$F$ - лобовую площадь приближённо подсчитать по формулам:

- для грузовых автомобилей:

$$F_{\Gamma} = B_{\kappa} \cdot H_{\Gamma}, \quad (5.10)$$

- для легковых автомобилей:

$$F_{л} = 0,8 \cdot B_{г} \cdot H_{г}, \quad (5.11)$$

где  $B_{к}$  – колея колес, м;

$H_{г}$  – габаритная высота, м;

$B_{г}$  – габаритная ширина, м.

Скорость движения автомобиля определяют по формуле:

$$v = \frac{0,105 \cdot n_e \cdot r_k}{i_{тр}}. \quad (5.12)$$

Кривая  $P_f = f(v)$  изображается либо как прямая, либо как квадратичная парабола. Сила  $P_{п}$  не зависит от  $v$  и изображается прямой, параллельной оси абсцисс. Зависимость  $P_{и} = f(v)$  может быть нанесена на график, если известна зависимость ускорения автомобиля от скорости движения. Силу инерции можно определить по формуле:

$$P_{в} = m_a \cdot j \cdot \delta_{врi}, \quad (5.13)$$

где  $\delta_{врi}$  – коэффициент учёта вращающихся масс (см. занятие № 3);

$j$  – ускорение автомобиля, м/с<sup>2</sup>.

Совокупность изображений всех сил называется графиком силового баланса. Если автомобиль движется с неполным использованием мощности, возникает условие:

$$P_{св} > P_f + P_{п}. \quad (5.14)$$

Запас свободной тяговой силы может быть использован для преодоления возможных увеличений сил сопротивления движению (ухудшение дорожных

условий, переход к движению на подъем, увеличение скорости движения, буксировки прицепов и др.).

Тяговая характеристика неудобна для сравнения различных АТС, так как используют различные параметры. Поэтому переходят к относительной форме их выражения и используют безразмерную величину  $D$  - динамический фактор, который равен:

$$D = \frac{P_{св}}{G_a} = \frac{P_T - P_B}{G_a}. \quad (5.15)$$

Если разделить и правую часть уравнения (1.1) на  $G_a$ , то после преобразования получим:

$$D = f_a + i + \frac{j \cdot \delta_{вpi}}{g}, \quad (5.16)$$

где  $f_a + i = \psi$  – коэффициент суммарного сопротивления дороги.

$$D = \psi + \frac{j \cdot \delta_{вpi}}{g}. \quad (5.17)$$

Уравнение (5.17) представляет собой уравнение силового баланса в безразмерной форме. Зависимость  $D = f(v)$  называют динамической характеристикой автомобиля. Эту характеристику можно построить для заданного автомобиля и тех же условий.

По динамической характеристике можно судить о тягово-скоростных свойствах АТС, в частности:

- $D_{max}$  на высшей передаче показывает диапазон возможных дорожных сопротивлений, когда автомобиль может двигаться не переключаясь на предшествующую передачу;

- $D_{\max}$  на низшей передаче определяет максимальные дорожные сопротивления, преодолеваемые автомобилем.

Если на динамическую характеристику нанести зависимости  $f_a = f(v)$  и  $i = f(v)$ , то с помощью полученного графика можно решать те же задачи, что и на графике силового баланса.

Иногда для решения задач удобно пользоваться графиком мощностного баланса - графическим изображением зависимости от скорости движения мощностей, входящих в уравнение мощностного баланса (5.2). При этом принимают отношение  $r_d/r_k = 1$  и  $N_T = N_e \cdot \eta_T \cdot \kappa_p$ . На графике изображают как  $N_T$ , так и  $N_e$  в зависимости от  $v$  на каждой передаче, а также все составляющие правой части уравнения (5.2).

График строится для заданного автомобиля и решаются те же задачи, что и при использовании графика силового баланса.

На примере, когда автомобиль движется с неполным использованием мощности, вводится понятие о запасе мощности:

$$N_3 = N_e \cdot \eta_T \cdot \kappa_p - (N_f + N_{\Pi} + N_B), \quad (5.18)$$

т.е. разности между мощностью, соответствующей работе двигателя при полной подаче топлива (по внешней скоростной характеристике), и суммой мощностей сопротивления движению в данных условиях. При этом коэффициент использования мощности:

$$И = \frac{N_f + N_{\Pi} + N_B}{N_e \cdot \eta_T} \cdot 100\%. \quad (5.19)$$

Запас мощности также характеризует возможность работы автомобиля при повышении сопротивления движению.

## 5.2 Пример выполнения работы

### 5.2.1 Методические указания

На примере конкретной марки автомобиля студентам предлагается решить с помощью уравнений силового и мощностного балансов следующие задачи:

- по заданным значениям скорости, коэффициента сопротивления качению, уклону дороги найти ускорение автомобиля, изменяя скорость в сторону увеличения;
- при заданных  $v$  и  $f_a$  найти максимальный преодолеваемый подъем  $i_{\max}$ ;
- при заданных  $i$  и  $f_a$  найти максимальную скорость движения автомобиля  $V_{\max}$ ;
- рассмотреть условия, возникающие при возможности движения с частичным использованием мощности двигателя.

Значения  $\delta_{вр}$ ;  $M_k = f(n_e)$ ;  $N_e = f(n_e)$ ;  $r_d$ ;  $r_k$  принимаются из предыдущих занятий.

### 5.2.2 Исходные данные

За объект расчета принимается автомобиль с полной массой  $m_a = 15305$  кг.

Зависимости  $M_e = f(n_e)$  и  $N_e = f(n_e)$ ; принимаем согласно расчётам из первого занятия.

Коэффициент учёта вращающихся масс  $\delta_{вр}$  принимаем согласно расчётам из третьего занятия.

Коэффициент коррекции  $k_p = 0,95$ .

Скорость движения автомобиля  $v = 60$  км/ч.

Коэффициент обтекаемости  $K_B = 0,51$ .

Лобовая площадь  $F = 7,32$  м<sup>2</sup>.

Коэффициент сопротивления качению  $0,00267$ .

Уклон подъема дороги  $i = 3\%$ .

Передаточные числа коробки передач на:

1-й передаче  $7,82$ ; 2-й передаче  $4,03$ ; 3-й передаче  $2,50$ ; 4-й передаче  $1,53$ .

Передаточное число главной передачи  $i_0 = 5,94$ .

КПД трансмиссии  $\eta_T = 0,9$ .

Динамический и кинематический радиусы колес  $r_d = 488$  мм,  $r_k = 507,52$  мм.

### 5.2.3 Расчёт графиков силового и мощностного балансов

Используя приведенные выше формулы для составляющих силового и мощностного балансов, рассчитываем зависимости:  $P_{CB} = f(v)$ ;  $P_k = f(v)$ ,  $P_{п} = f(v)$ ;  $N_B = f(v)$ ;  $N_k = f(v)$ ;  $N_{п} = f(v)$ .

Результаты расчета приведены в таблице 5.1.

С помощью полученных данных строим график силового баланса, показанный на рисунке 5.1, динамическую характеристику - рисунок 5.2, график мощностного баланса - рисунок 5.3.

Кривые, обозначенные цифрами  $1 - V$  (порядковый номер передачи), соответствуют левой части уравнения тягового баланса.

Таблица 5.1 - Значения тяговой силы, динамического фактора и тяговой мощности автомобиля

$n, \text{мин}^{-1}$		1000	1400	1600	1800	2000	2600
V, на передаче, м/с	1	1,14	1,60	1,83	2,06	2,28	2,97
	2	2,22	3,10	3,55	4,00	4,44	5,77
	3	3,58	5,01	5,73	6,44	7,16	9,31
	4	5,85	8,19	9,36	10,5	11,7	15,2
	5	8,95	12,5	14,3	16,1	17,9	23,3
P <sub>св</sub> , на передаче, кН	1	49,81	51,64	51,86	51,63	50,95	46,12
	2	25,65	26,59	26,69	26,56	26,19	22,70
	3	13,88	16,42	16,46	16,36	16,1	13,85
	4	9,62	9,86	9,82	9,69	9,46	8,17
	5	6,07	6,02	5,87	5,64	5,32	3,88
D, на передаче	1	0,332	0,344	0,345	0,344	0,339	0,307
	2	0,171	0,177	0,178	0,177	0,174	0,151
	3	0,106	0,109	0,110	0,109	0,107	0,092
	4	0,064	0,066	0,065	0,064	0,063	0,054
	5	0,041	0,040	0,039	0,038	0,035	0,026
P <sub>т</sub> , кВт		57,71	83,7	96,11	107,64	117,99	138,96

Таблица 5.2 – Значения сил и мощностей сопротивления ( $i=3\%$ )

v, м/с	f	P <sub>к</sub> , кН	P <sub>п</sub> , кН	N <sub>к</sub> , кВт	N <sub>п</sub> , кВт	N <sub>в</sub> , кВт
1	0,0788	1,1826	4,504	1,183	4,504	0,0037
2	0,0790	1,1866	4,504	2,373	9,008	0,0299
3	0,0793	1,1906	4,504	3,572	13,513	0,1008
5	0,0798	1,1987	4,504	5,993	22,521	0,4667
10	0,0812	1,2181	4,504	12,187	45,043	3,733
15	0,0825	1,2387	4,504	18,581	67,564	12,60
20	0,0838	1,2588	4,504	25,176	90,09	29,866
23,3	0,0847	1,2720	4,504	29,64	104,95	47,223



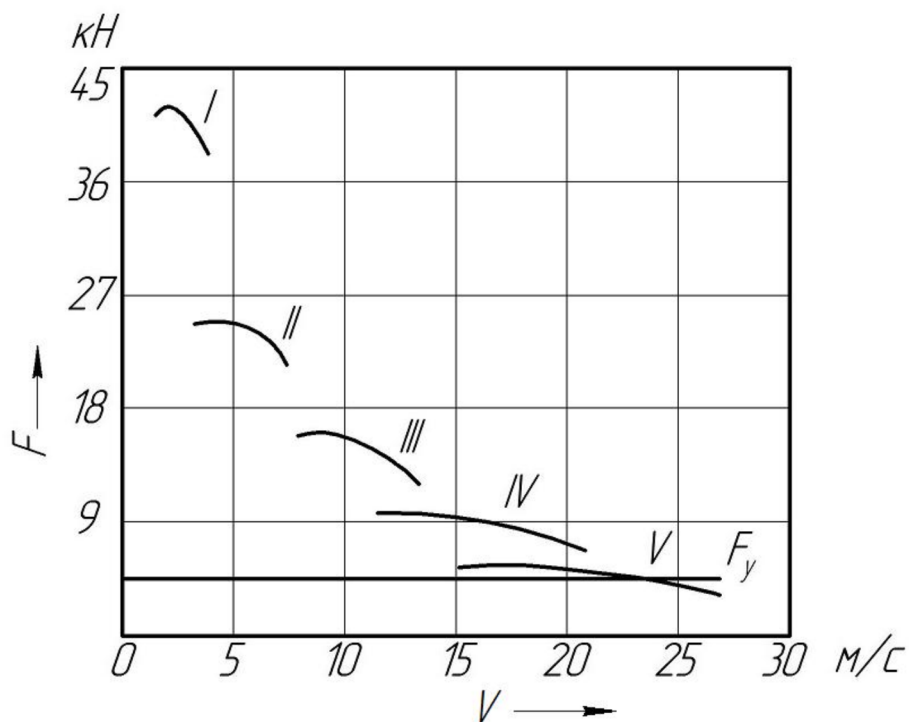


Рисунок 5.1 - График силового баланса

Пользуясь полученными графическими зависимостями, можно установить, что максимальная скорость при заданных дорожных условиях ( $i = 3\%$ ) составляет 16,2 м/с (53,8 км/ч) на 4-й передаче по всем графикам. С помощью графика силового баланса (рисунок 5.1) можно определить ускорение  $j$  по формуле:

$$j = \frac{P_{и}}{m_a \cdot \delta_{врi}}, \quad (5.20)$$

где  $P_{и} = P_{св} - P_{д}$  находим из графика.

Для примера рассчитаем ускорение на 4-й передаче. При скорости 10 и 15 м/с.

Из графика:

При  $v = 10$  м/с;

$$= 9,9 - (1,22 + 4,5) = 4,18 \text{ кН};$$

$$j = 4,18 / 15,305 \cdot 1,073 = 0,255 \text{ м/с}^2;$$

При  $v=15$  м/с;

$$= 8,1 - (1,24 + 4,5) = 2,3 \text{ кН};$$

$$j = 2,30 / 15,305 \cdot 1,073 = 0,140 \text{ м/с}^2.$$

Как видно из полученных результатов расчёта,  $j$  с увеличением скорости уменьшается, так как уменьшается свободная тяговая сила  $P_{св}$ .

Запас свободной силы тяги может быть определен из графика силового баланса как разность ординат  $P_{св} = f(v)$  и  $P_{д} = f(v)$ . Запас используется для преодоления увеличенной силы сопротивления движению, интенсификации разгона автомобиля и буксирования прицепов.

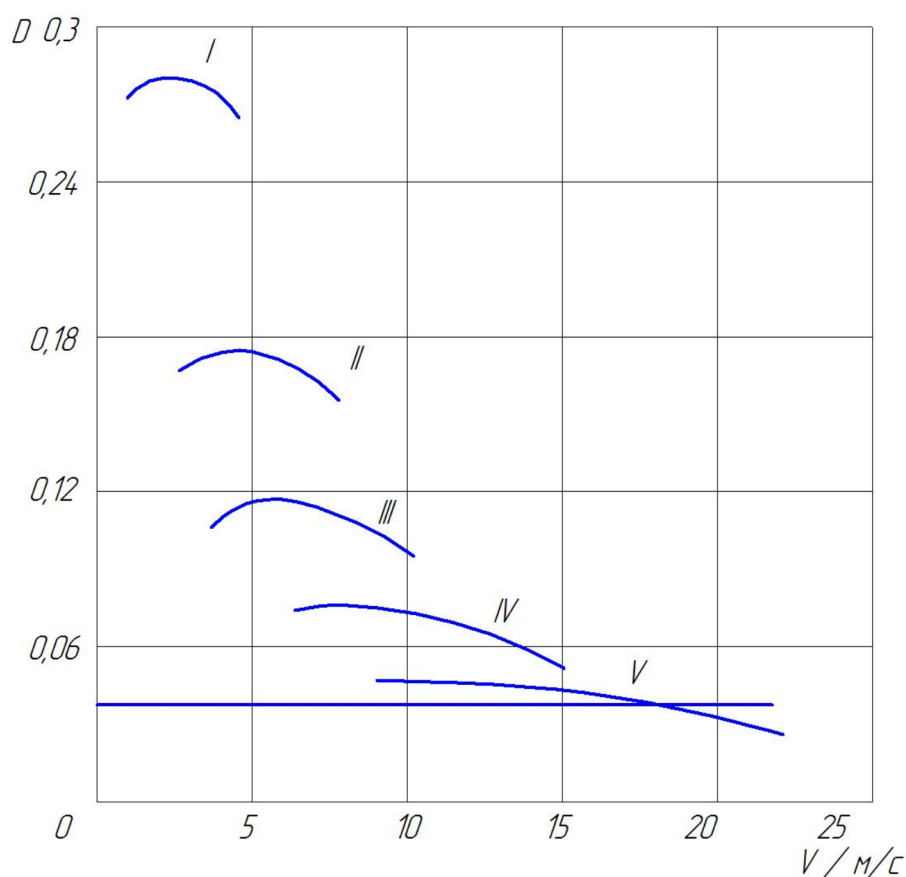


Рисунок 5.2 - Динамическая характеристика автомобиля

Величину максимального преодолеваемого подъёма легче всего определить с помощью графика силового баланса и динамической характеристики. Как видно из графика силового баланса, максимальная свободная тяговая сила будет на первой передаче  $P_{св} = 51,86$  кН. Максимальный преодолеваемый подъём можно определить по формуле:

$$i_{\max} = \frac{P_3}{G_a} \quad (5.21)$$

где

$$P_3 = P_{св} - P_k = 51,86 - 1,19 = 50,67 \text{ кН.}$$

Тогда

$$i_{\max} = 50,67 / 15 \cdot 305 = 0,3375 \text{ (33,75 \%)}.$$

Если значение  $i$  определяется с помощью зависимости  $D = f(v)$ , то

$$i = D_{\max} - f = 0,345 - 0,0079 = 0,3371 \text{ (33,71 \%)},$$

то есть полученные результаты практически не отличаются друг от друга.

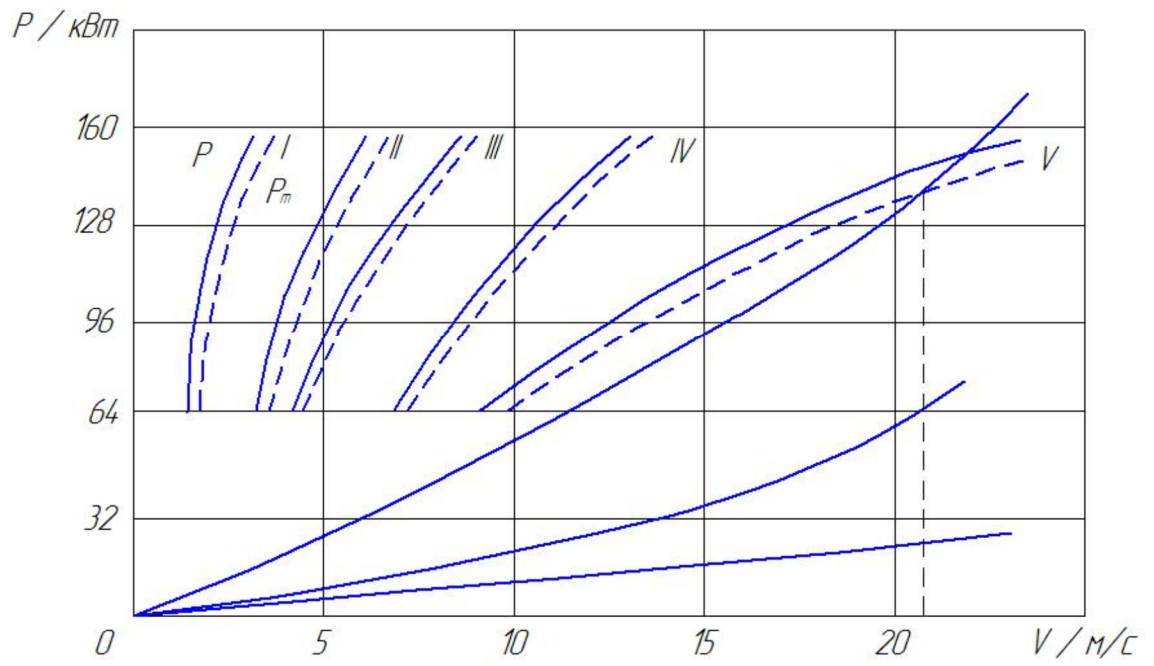


Рисунок 5.3 - График мощностного баланса

## Список использованных источников

1. Тарасик В.И. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов / В.И. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. Литвинов, А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. - М.: Машиностроение, 1989. - 240 с.
3. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. Том 2. Грузовые автомобили / Б.В. Кисуленко и др. - М.: ИПЦ "Финпол", 2004. – 667 с.
4. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. Том 3. Легковые автомобили. Часть 1 / Б.В. Кисуленко и др. - М.: НПСТ "Трансконсалтинг", 2004. – 488 с.
5. Кисуленко, Б.В. Краткий автомобильный справочник. Том 3. Легковые автомобили. Часть 2 / Б.В. Кисуленко и др. - М.: НПСТ "Трансконсалтинг", 2004. – 560 с.