

**29/9/4**

**Одобрено кафедрой  
«Железнодорожный путь,  
машины и оборудование»**

# **АВТОТРАКТОРНЫЙ ТРАНСПОРТ**

**Задание на контрольную работу  
с методическими указаниями  
для студентов IV курса**

**специальности**

**190205 (170900) ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ,  
СТРОИТЕЛЬНЫЕ, ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ  
И ОБОРУДОВАНИЕ (СМ)**

С о с т а в и т е л и : д-р техн. наук, проф. В.П. Ананьев  
канд. техн. наук, ст. научн. сотр. В.П. Еремин

© **Российский государственный открытый технический университет  
путей сообщения, 2005**

## **ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ**

Студент должен выполнить тот вариант задания, номер которого совпадает с последней цифрой шифра. Исходные данные приведены в табл. 1.

В начале пояснительной записки необходимо привести исходные данные. Завершает работу список использованной студентом литературы. Страницы контрольной работы должны быть пронумерованы и сброшюрованы.

Выполненная в полном объеме работа должна быть выслана в институт на рецензирование. На повторную рецензию высылается работа с добавлениями и исправлениями, внесенными по всем замечаниями рецензента.

Все расчеты выполняются в международной системе единиц СИ.

## Исходные данные

Параметры автомобиля	Номера вариантов									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Собственная масса $G_0$ , кг, тип автомобиля и тип двигателя: бензиновый (Б), дизельный (Д)	9000	2520	4300	8200	7450	3640	6460	8020	7260	7100
Максимальная масса груза $G_r$ , кг (для сельских тягачей – масса полуприцепа с грузом)	10000	2500	6000	10000	8400	2000	5000	5000	18400	26000
Максимальная скорость на высшей передаче $V_{max}$ , м/с	80	70	90	100	85	90	80	85	65	100
Суммарный коэффициент дорожного сопротивления $\psi$ , обеспечивающий движение с максимальной скоростью	0,04	0,02	0,03	0,04	0,04	0,02	0,02	0,02	0,02	0,04
Максимальное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на первой передаче $\psi_{max}$	0,4	0,3	0,38	0,4	0,4	0,3	0,32	0,38	0,38	0,4
Частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности $n_N$ , рад/с	2600	2600	3200	2600	2300	3200	3200	2600	2600	2600
Радиус колеса $r_k$ , м	0,6	0,46	0,48	0,6	0,68	0,5	0,48	0,6	0,6	0,6
	Самосвал КамАЗ-5511(6×4) (Д)	Грузовой (Б) ГАЗ-5204(4×2)	Грузовой (Б) ЗИЛ-130-76 (4×2)	Грузовой КамАЗ-53212 (6×4) (Д)	Грузовой (Д) МАЗ-53352 (4×2)	Повышенный проходимости (Б) ГАЗ-66-01 (4×4)	Повышенный проходимости (Б) ЗИЛ-131 (6×6)	Повышенный проходимости (Б) УРАЛ-4320 (6×6)	Сельский тягач (Б) УРАЛ-377-СН (6×6)	Сельский тягач (Д) КамАЗ-54112 (6×4)

## ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Тяговый расчет автомобиля производится с целью определения ее тяговых и динамических качеств.

Тяговый расчет подразделяется на:

- тяговый расчет проектируемой машины;
- поверочный тяговый расчет, производимый для существующей машины.

Поверочный тяговый расчет составляют следующие отдельные задачи:

1. Определение максимальной скорости движения в заданных условиях.
2. Определение сопротивления движению и углов подъема, которые может преодолеть автомобиль на данной передаче и скорости.

Для решения задач тягового расчета необходимо построить тяговую характеристику автомобиля.

*Тяговой характеристикой* автомобиля называется графическая зависимость удельной силы тяги  $456$  от скорости движения автомобиля  $V$  на каждой передаче.

Задаваемыми параметрами обычно являются: тип автомобиля; грузоподъемность или максимальное число пассажиров; максимальная скорость движения  $V_{\max}$ , м/с, по шоссе с заданным коэффициентом дорожного сопротивления  $\psi$ , максимальное дорожное сопротивление  $\psi_{\max}$  на низшей передаче трансмиссии. Указывается также тип двигателя (карбюраторный, дизельный).

Параметры, которыми задаются, могут иметь различные значения в некотором интервале. Чтобы правильно принять окончательное значение указанных выше параметров, необходимо понимать, как они влияют на тяговые качества автомобиля.

Построение тяговой характеристики автомобиля включает:

1. Определение полной массы автомобиля, кг.
2. Выбор шин и определение радиуса ведущего колеса, м.
3. Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя.
4. Определение передаточного числа главной передачи.

5. Определение передаточных чисел коробки передач и дополнительной коробки.
6. Определение скорости движения.
7. Определение удельной силы тяги, построение тяговой характеристики.

## **МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА**

### **1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛНОЙ МАССЫ МАШИНЫ**

Полная масса автомобиля определяется по формуле

$$G_a = G_0 + 75n + G_{\Gamma}, \quad (1)$$

где  $G_0$  — собственная масса машины, кг;

$n$  — число мест в кабине;

$G_{\Gamma}$  — максимальная масса перевозимого груза, кг. Значения  $G_0$  и  $G_{\Gamma}$  определяют по табл. 1. Для этого предварительно подбирают тип автомобиля, параметры которого соответствуют заданным.

Для определения полной массы седельного тягача необходимо учитывать заданную наибольшую массу полуприцепа с грузом, а также собственную массу тягача.

### **2. ВЫБОР ШИН**

Для выбора шин надо определить нагрузку, приходящуюся на одно колесо автомобиля (см. приложение). У грузовых автомобилей типа 4×2 на переднюю ось при полном использовании грузоподъемности приходится около 25–30% нагрузки. На задней оси этих автомобилей обычно монтируются четыре шины, каждая из которых испытывает большую весовую нагрузку, чем шина переднего колеса, поэтому выбор производится по весовой нагрузке, приходящейся на одно заднее колесо. Передние и задние колеса каждого автомобиля по конструкции почти всегда одинаковы и взаимозаменяемы. Разница состоит лишь во внутреннем давлении воздуха в шинах.

По приложению подбирают тип и размеры автомобильных шин, удовлетворяющих нагрузке, приходящейся на колесо, и определяют статический радиус колеса, который в дальнейшем условно считают равным радиусу качения.

### 3. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ВНЕШНЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Для расчета внешней характеристики двигателя вначале определяют мощность  $N_{ev}$ , кВт, необходимую для обеспечения заданной максимальной скорости  $V_{max}$  по дороге с минимальным коэффициентом сопротивления качению  $f$

$$N_{ev} = \left( \frac{k_B F_B V_{max}^3}{1000} + \frac{G_a g f V_{max}}{1000} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{тр}}, \quad (2)$$

где  $k_B$  — коэффициент обтекаемости (табл. 2);

$f$  — коэффициент сопротивления качению (табл. 3);

$F_B$  — лобовая площадь автомобиля, равная для грузовых автомобилей  $3,0 \div 6,5 \text{ м}^2$ , для легковых автомобилей малого литража —  $1,5 \div 2,0 \text{ м}^2$ , для легковых автомобилей среднего и большого литража —  $2,0 \div 2,8 \text{ м}^2$ ;

$F_B = KH$  ( $K$  — колея автомобиля,  $H$  — наибольшая его высота);

$G_a$  — масса автомобиля, кг;

$g$  —  $9,81 \text{ м/с}^2$  — ускорение свободного падения;

$\eta_{тр}$  — КПД трансмиссии автомобиля, равный  $0,8 \div 0,92$ .

Коэффициент полезного действия (КПД) гусеничной машины зависит от скорости ее движения. С увеличением скорости

Таблица 2

#### Значения коэффициента обтекаемости

Тип машины	$k_B, \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$
Гусеничные машины	0,6–0,8
Грузовые автомобили	0,6–0,8
Автобусы	0,4–0,6
Современный легковой автомобиль	0,2–0,3

Таблица 3

**Значения коэффициента сопротивления качению  $f$  и коэффициента сцепления  $\phi$**

Состояние дороги	Колесные		Гусеничные	
	$f$	$\phi$	$f$	$\phi$
Асфальт	0,02	0,7	0,06	0,8
Сухая грунтовая дорога	0,05	0,8	0,07	0,9
Сухой песок	0,2	0,3	0,15	0,4
Укатанная снежная дорога	0,03	0,3	0,06	0,6
Глубокая грязь	—	—	0,15	0,3
Влажный песок	0,16	0,4	0,1	0,3
Взрыхленный грунт	0,18	0,4	0,1	0,7
Болото	0,25	0,1	0,15	0,3
Влажный луг	0,08	0,7	0,08	0,9

резко возрастают потери на трение в шарнирах гусеничной цепи и динамические удары траков при взаимодействии с опорной поверхностью. По этой причине запрещено движение гусеничных машин по дорогам с твердым покрытием. При достижении скорости 60 км/ч (17 м/с) КПД гусеничного двигателя резко снижается до  $0,5 \div 0,7$ . При этом механический КПД машины находится в пределах  $0,45 \div 0,65$ . Это следует учитывать при подборе внешней характеристики двигателя гусеничной машины и определении мощности для обеспечения заданной максимальной скорости  $V_{\max}$ .

В остальном тяговый расчет гусеничной машины ничем не отличается от колесной.

В общем случае частота вращения коленчатого вала  $n_{\max}$  при максимальной скорости движения автомобиля не равна частоте вращения  $n_N$ , соответствующей максимальной мощности двигателя, и, следовательно,  $N_{ev} \neq N_{\max}$  (рис. 1).

В тех случаях, когда  $\frac{n_{\max}}{n_N} \neq 1$ , максимальную мощность двигателя  $N_{\max}$  находим, пользуясь эмпирической формулой



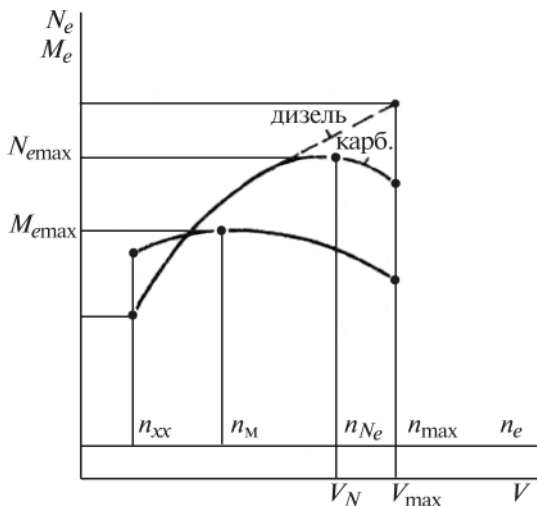


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя

$$N_{\max} = \frac{N_e V}{a \left( \frac{n_{\max}}{n_N} \right) + b \left( \frac{n_{\max}}{n_N} \right)^2 - c \left( \frac{n_{\max}}{n_N} \right)^3}, \text{ кВт}, \quad (3)$$

где  $a$ ,  $b$  и  $c$  — эмпирические коэффициенты; для карбюраторных двигателей  $a = b = c = 1,0$ ; для четырехтактных дизелей  $a = 0,53$ ;  $b = 1,56$ ;  $c = 1,09$ .

Для современных автомобилей отношение  $\frac{n_{\max}}{n_N} = 1,15 \div 1,25$ .

Большее значение относится к легковым автомобилям, меньшее — к грузовым. Следовательно, скорость, соответствующая максимальной мощности, будет равна:

$$V_N = V_{\max} \frac{n_N}{n_{\max}}, \text{ м/с}. \quad (4)$$

Координаты  $(n_{\max}, N_{eV})$  и  $(n_N, N_{max})$  дают две первые точки графика (см. рис. 1). Для получения других точек используем формулу, представленную в следующем виде:

$$N_e = N_{\max} \left( a \left( \frac{n_e}{n_N} \right) + b \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right), \text{ кВт}, \quad (5)$$

где  $N_e$  и  $n_e$  — текущие значения соответственно мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала.

Задаваясь такими значениями  $n_e$ , которые соответствуют значениям отношения  $n_e/n_N = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$ , подсчитываем величины соответствующих мощностей  $N_e$ , и заносим в табл. 4. Затем определяем текущие значения крутящих моментов

$$M_e = 1000 \frac{N_e}{n_e}, \text{ Н·м}. \quad (6)$$

Значения  $M_e = f(N_e)$  заносим в табл. 4

Таблица 4

№ п/п	Показатели		Отношение $n_e/n_N$					
			0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
1	$n_e$ , рад/с							
2	$N_e$ , кВт							
3	$M_e$ , Н·м							
4	I передача	$V_I$ , м/с						
		$\varphi_{гI}$						
5	II передача	$V_{II}$ ,						
		$\varphi_{гII}$						
6	III передача	$V_{III}$ ,						
		$\varphi_{гIII}$						
7								
8	K-передача	$V_k$						
		$\varphi_{гk}$						

По результатам расчетов табл. 4 (пункты 1, 2 и 3) строим внешнюю скоростную характеристику двигателя. В дальнейшем те же значения  $N_e$  и  $M_e$  используем для определения скорости движения и удельной силы тяги на всех передачах и всех выбранных частотах вращения коленчатого вала.

Для построения внешней характеристики (см. рис. 1) рекомендуются следующие масштабы шкал:

- частота вращения коленчатого вала  $n_e$ : 1 мм — (2,5÷5,0) рад/с;
- мощность  $N_e$ : 1 мм — (0,5÷1,5) кВт;
- крутящий момент  $M_e$ : 1 мм = 2÷8 Нм.

Крайняя левая точка характеристики ограничивается частотой устойчивого вращения холостого хода (10÷70 рад/с).

Максимальная мощность карбюраторного двигателя определяется точкой перегиба кривой (началом падения мощности), а дизельного — началом дымления (пунктирная линия на рис. 1).

#### 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Передачное число главной передачи  $i_{гп}$  определяется из условия обеспечения максимальной скорости движения на прямой передаче в коробке передач

$$i_{гп} = \frac{n_{\max} r_k}{V_{\max} i_{кв} i_{д}}. \quad (7)$$

Предварительно выбирают передачное число коробки передач на высшей передаче  $i_{кв}$ . В большинстве случаев высшей является прямая передача  $i_{кв} = 1$ . У некоторых автомобилей высшая передача имеет передачное число меньше единицы (0,7÷0,3) — ускоряющая передача. Особенно часто ускоряющая передача применяется в дизельных автомобилях.

В автомобилях с одной ведущей осью дополнительная коробка не ставится, тогда  $i_{д} = 1$ .

Полученное по формуле (7) передачное число главной передачи необходимо сопоставить с передачным числом главной передачи аналога проектируемого автомобиля.

Для получения достаточного дорожного просвета и упрощения конструкции передачное число главной передачи рекомендуется брать меньше 7 у грузовых автомобилей грузоподъемностью до 4–5 т и не более 10 у тяжелых грузовых автомобилей. В последнем случае передача выполняется из двух ступеней и называется двойной главной передачей.

## 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ КОРОБКИ

От количества передач и их передаточных чисел зависит способность автомобиля к преодолению подъемов, быстрому разгону и движению с высокой скоростью в заданных дорожных условиях.

В грузовых автомобилях применяют четырех- и пятиступенчатые коробки передач, причем во втором случае последняя передача обычно имеет передаточное число меньше 1, т.е. является ускоряющей ( $i < 1$ ).

Определение передаточных чисел коробки передач начинают с расчета передаточного числа  $i_{к1}$  первой передачи.

Для этого используют уравнение силового баланса установившегося движения автомобиля:

$$P_T = P_f + P_B = \psi G_a g + k_B F_B V^2, \text{ Н}, \quad (8)$$

где  $P_f$  — сила сопротивления дороги, Н;

$P_B$  — сила сопротивления воздуха, Н;

$G_a$  — масса автомобиля, кг;

$V$  — скорость, м/с.

Поскольку на первой передаче скорость движения автомобиля невелика, силой сопротивления воздуха можно пренебречь. Тогда уравнение (8) примет вид:  $P_T = g G_a \psi$ . Сопротивление дороги, оцениваемое коэффициентом  $\psi$ , может быть преодолено, если отношение максимальной тяговой силы к массе автомобиля будет равно или больше этого коэффициента, т.е.

$$\psi \leq \frac{P_{T \max}}{g G_a}. \quad (9)$$

Подставив значения тяговой силы, получим:

$$\psi \leq \frac{M_{\max} i_{\text{гл}} i_{к1} \eta_{\text{тр}}}{r_k g G_a}. \quad (10)$$

Отсюда

$$i_{к1} = \frac{\Psi_{\max} r_{к} G_{a} g}{M_{\max} i_{г1} \eta_{тp}}, \quad (11)$$

где  $M_{\max}$  — максимальный момент, Н·м.

Увеличение передаточного числа первой передачи допустимо только до величины, при которой развиваемая тяговая сила еще не достигнет силы сцепления колес с дорогой, т.е.

$$P_{T\max} \leq g G_{\text{сц}} \varphi, \text{ Н}, \quad (12)$$

где  $G_{\text{сц}}$  — сцепная масса, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля;

$\varphi$  — коэффициент сцепления (проверка по сцеплению ведется для хорошего сухого шоссе при  $\varphi = (0,6 \div 0,8)$ ).

Из равенств (11) и (12) получаем:

$$i_{к1} \leq \frac{\varphi r_{к} g G_{\text{сц}}}{M_{\max} i_{г1} \eta_{тp}}. \quad (13)$$

В расчетах принимают следующие значения  $G_{\text{сц}}$ :

- для двухосного автомобиля с одной задней ведущей осью

$$G_{\text{сц}} = G_2 \gamma_2,$$

где  $G_2$  — масса автомобиля, приходящаяся на заднюю ось;

$\gamma_2$  — коэффициент перераспределения нагрузки, равный при разгоне  $1,2 \div 1,35$ ;

- для двухосного автомобиля с обеими ведущими осями и для трехосного автомобиля также со всеми ведущими осями  $G_{\text{сц}} = G_a$ ;

- для трехосного автомобиля с двумя задними ведущими осями  $G_{\text{сц}} = G_T$ , где  $G_T$  — масса автомобиля, приходящаяся на тележку трехосного автомобиля.

Если передаточное число  $i_{к1}$  найденное по формуле (13), меньше, чем определенное по формуле (11), то следует проверить возможность увеличения массы, приходящейся на ведущие

колеса, что может потребовать изменения радиуса шин. В этом случае тяговый расчет проводится заново.

Если увеличить массу, приходящуюся на задние колеса автомобиля, в пределах, обеспечивающих равенство передаточных чисел, определенных по формулам (11) и (13), невозможно, то принимаем значение передаточного числа первой передачи, полученное по формуле (13).

Увеличение числа ступеней коробки передач улучшает тяговые качества автомобиля и особенно его способность к разгону.

При большом числе передач улучшается использование мощности двигателя, так как облегчается выбор передаточного числа, при котором в данных дорожных условиях будет полнее использоваться мощность, что приводит к повышению средней скорости движения автомобиля. При малом числе ступеней коробки передач тяговые качества автомобиля могут быть улучшены благодаря увеличению передаточного числа главной передачи.

От выбора промежуточных передаточных чисел коробки передач зависят как тяговые, так и экономические свойства автомобиля. Одним из простейших методов выбора передаточных чисел промежуточных передач является метод, в основу которого положено наиболее полное использование мощности двигателя при разгоне автомобиля, начиная с первой и кончая высшей передачей. При наличии бесступенчатой коробки передач разгон можно производить, не меняя частоты вращения коленчатого вала двигателя. В этом случае можно работать на частоте вращения  $n_N$ , используя в процессе разгона максимальную мощность двигателя и получая в результате этого максимально возможные для данного автомобиля ускорения. При ступенчатой коробке передач для наилучшего использования мощности двигателя на всех передачах должен работать в некотором диапазоне частоты вращения коленчатого вала от  $n_1$  до  $n_2$ .

Если пренебречь падением скорости в процессе переключения передач, то каждый раз при переключении передач скорость движения автомобиля, достигнутая перед моментом переключения, например, в конце разгона на первой передаче  $V_{\max 1}$ , рав-

на скорости, с которой начинается разгон на второй передаче, т.е.  $V_{\min 2}$ ,

$$V_{I\max} = V_{II\min} = \frac{r_k n_2}{i_{\text{ГЛ}} i_{k1}} = \frac{r_k n_1}{i_{\text{ГЛ}} i_{kII}},$$

следовательно,  $\frac{n_2}{i_{k1}} = \frac{n_1}{i_{k2}}$

или

$$\frac{i_{k1}}{i_{k2}} = \frac{i_{k2}}{i_{k3}} = \frac{i_{k3}}{i_{k4}} = \dots = \frac{i_k}{i_{k+1}} = q \text{const.} \quad (15)$$

Из равенства (15) следует, что для наилучшего использования мощности двигателя передаточные числа подчиняются закону геометрической прогрессии со знаменателем  $q$ .

Из предварительного расчета известны передаточные числа первой и высшей передач. Пользуясь равенством (15), можно найти передаточные числа промежуточных передач для коробок передач с любым числом ступеней.

Для коробки передач с  $n$  ступенями передач передаточное число любой передачи можно определить по формуле

$$i_k = {}^{n-1}\sqrt{i_{k1}^{n-k}}, \quad (16)$$

где  $k$  — номер передачи;

$n$  — число ступеней, исключая заднюю и ускоряющую передачи.

Обычно передаточное число заднего хода  $i_{k3} = (1,2 \div 1,3) i_{k1}$ .

Передаточное число ускоряющей передачи выбирается из условий обеспечения топливной экономичности нагруженного автомобиля при движении по хорошим дорогам с малыми подъемами в пределах  $0,7 \div 0,85$ .

Передаточное число дополнительной коробки принимается равным  $i_d$  автомобиля, выбранного в качестве аналога проектируемого автомобиля.

## 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ

Скорости движения автомобиля на каждой передаче на всех выбранных частотах вращения коленчатого вала определяем по формуле (17), а результаты расчетов заносим в табл. 4,

$$V_i = \frac{r_k n_i}{i_{\text{гл}} i_{ki}}, \text{ м/с}, \quad (17)$$

где  $n_i$  — частота вращения коленчатого вала двигателя, рад/с;  
 $r_k$  — радиус ведущего колеса, м;  
 $i_{\text{гл}}$  — передаточное число главной передачи;  
 $i_{ki}$  — передаточное число коробки передач на  $i$ -й передаче.

## 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОЙ СИЛЫ ТЯГИ

Удельные силы тяги на каждой передаче, на всех выбранных частотах вращения коленчатого вала (скоростях движения) определяем по формуле (18), а результаты расчетов заносим в табл. 4,

$$\varphi_g = \frac{1000 N_{ei} \eta_{\text{тр}}}{g G_a V_{ki}}. \quad (18)$$

По результатам расчетов строим тяговую характеристику. Масштаб рекомендуется выбирать для скорости движения  $v$ : 1 мм — (0,1÷0,2) м/с, удельной силы тяги  $\varphi_g$ : 1 мм — 0,01. Общий вид тяговой характеристики приведен на рис. 2.

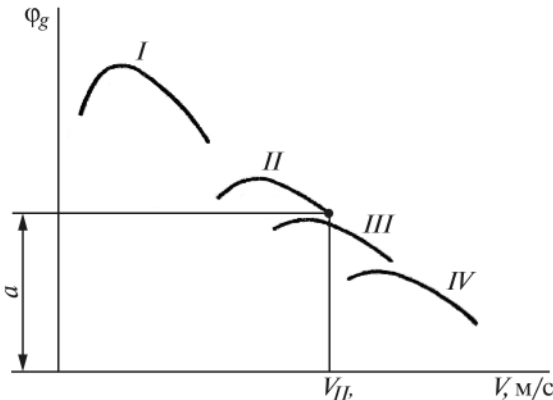


Рис. 2. Тяговая характеристика автомобиля



## РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

### *Основная*

1. Сергеев В. П. Автотракторный транспорт: Учеб. для вузов. — М.: Высшая школа, 1984. — 304 с.

### *Дополнительная*

2. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет: Учебник / Под общ. ред. И.П. Кнесевича. — М: Машиностроение, 1991. — 544 с.

3. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Изд. 9-е, перераб. и доп. — М: Транспорт, 1982. — 463 с.

4. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. — М.: Транспорт, 1998. — 460 с.

**ПРИЛОЖЕНИЕ**

Марка машины	Тип рисунка и протектора	Обозначение применяемого обода	Обозначение шины	Норма стойкости	Габаритные размеры шины в надутом состоянии, мм			Максимально допустимая нагрузка на шину и давление в шине		Минимально рекомендуемое давление		Высота выступа рисунка протектора по центру, мм	Средняя масса шины, кг
					наруж-ный диа-метр	ширина профиля	статиче-ский ра-диус	нагрузка, кгс	давление, кгс/см <sup>2</sup>	нагрузка, кгс	давление, кгс/см <sup>2</sup>		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
<b>1. Шины постоянного давления</b>													
ГАЗ-69	Повышенной проходимо-сти	114E-406 (4.50E-16)	175-405 (6,50-16)	6	765±6	180	362±5	650	3,25	-	-	16	22
УАЗ-469	Универсаль-ный	114E-406 (4.50E-16)	175-405 (6,50-16)	6	762±6	180	362±5	650	3,25	-	-	13	22
УАЗ-450	Повышенной проходимо-сти	152L-381 (6L-15)	215-380 (8,40-15)	6	791±6	280	370±5	750	2,5	-	-	20	27
ГАЗ-5204	Универсаль-ный	152L-381 (6L-15)	215-380 (8,40-15)	6	981±6	248	385±5	1350	3,5	-	-	20	60
ЗИЛ-130	То же	178-508	260-508	12	1028±4	260	488±4	1550	4,5	-	-	20	60
Урал-375Д	Повышенной проходимо-сти	254P-508 (10.OP-20)	9,00-20 370-508 (14,00-200)	10	1272±10	390	500±5	2500	3,2	-	-	28	130
МАЗ-500	То же	216B-508 8.5B-20	320-508 (12,00-20)	14	1140±10	320	542±5	2730	5,6	-	-	20	95
МАЗ-537	»	830J-610 (13.O.OJL-24)	18,00-24	24	1605±15	510	745±8	7500	4,5	-	-	20	350
<b>2. Шины регулируемого давления</b>													
ГАЗ-66	Повышенной проходимо-сти	229P-457	320-457 (12,00-18)	8	108±8 (12,00-18)	377	505±5	1850	3,5	0,5	1850	20	74

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
ЗИЛ-131	Повышенной проходимости	229РГ-508 (9ОРГ-20)	320-508 (12,00-20)	8	1142±8	335	530±5	2200	4,2	0,5	1850	25	82
Урал-377-СН	То же	254Р-508 (10,ОР-20)	370-508 (14,00-20)	10	1272±10	390	600±5	2500	3,2	0,5	2500	28	130
Шасси 135ЛМ	»	292Р-508 (11,5Р-20) 330Р-508 (13,ОР-20)	16,00-20	10	1394±10	475	643±5	2500	2,5	0,7	2500	30	170
<b>3. Широкопрофильные шины</b>													
КрАЗ-255Б	Повышенной проходимости	430-533	1300×530×533 (12,00-18)	12	1280±15 (12,00-18)	255	585±5	4000	4	1	4000	21	160
МАЗ-543	То же	500-635	1500×600-635	10	1500±15	610	680±5	5000	3	1	5000	25	215
<b>4. Арочные шины</b>													
ЗИЛ-130	Повышенной проходимости	Специальный	1170×700	8	1160±10	700	-	3000	2	1	3000	40	110
<b>5. Шины типа Р и РС</b>													
ЗИЛ-130	Универсальный	178-508 (7,0-20)	260-508Р	12	1016±8	262	472±4	1860	6	-	-	18	60
МАЗ-53352, КАМАЗ-5511, 53212	То же	216В-508 (8,5В-20)	320-508Р	14	1123±10	314±6	525±5	2750	7	-	-	20	90

# АВТОТРАКТОРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Задание на контрольную работу  
с методическими указаниями

Редактор *Л.Н. Липкина*  
Компьютерная верстка *О.А. Денисова*

*Переиздание*

---

Тип. зак.	Изд. зак. 397	Тираж 500 экз.
Подписано в печать 17.10.05	Гарнитура Times.	Офсет
Усл. печ. л. 1,25		Формат 60×90 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>

---

Издательский центр РГОТУПСа,  
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Участок оперативной печати РГОТУПСа,  
125993, Москва, Часовая ул., 22/2