

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Кафедра тракторов и автомобилей

*А.Н. Карташевич, А.А. Рудашко, А.Ф. Скадорва*

# **ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ. ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ**

*Методические указания по выполнению курсовой работы  
для студентов специальностей 1-74 06 01 Техническое  
обеспечение процессов сельскохозяйственного производства,  
1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и  
водохозяйственных работ*

Горки  
БГСХА  
2014

## **ВВЕДЕНИЕ**

Основной задачей данной курсовой работы является систематизация и закрепление знаний по основным вопросам теории и расчета трактора и автомобиля. Глубокое усвоение курса «Тракторы и автомобили» неотъемлемо связано с приобретением практических навыков в решении конкретных задач теоретического и производственного характера по вопросам совершенствования существующих конструкций тракторов и автомобилей и разработки их новых моделей. Курсовое проектирование должно проводиться на основе знания последних достижений в области тракторо- и автомобилестроения и современных тенденций их развития.

Курсовая работа состоит из двух частей – тягового расчета трактора и тягового и других расчетов автомобиля. При выполнении первой части работы производятся расчет основных параметров трактора, расчет и построение скоростной характеристики дизеля, расчет и построение теоретической характеристики трактора. Вторая часть работы включает тяговый расчет автомобиля, расчет и построение динамической характеристики автомобиля, расчет и построение характеристик разгона автомобиля, расчет и построение экономической характеристики автомобиля.

Курсовую работу каждый студент выполняет в соответствии с индивидуальным заданием. Диаграммы, графики выполняются на миллиметровой или другой бумаге, удобной для графических работ. Курсовая работа оформляется в виде пояснительной записки установленного образца.

### **1. РАСЧЕТ ТРАКТОРА**

#### **1.1. Тяговый расчет трактора**

При тяговом расчете определяют основные конструктивные параметры трактора: массу, номинальную мощность двигателя, скорости движения и передаточные числа трансмиссии. Эти параметры обеспечивают необходимые тяговые показатели трактора в реальных условиях эксплуатации.

### 1.1.1. Определение массы трактора

При определении массы проектируемого трактора следует различать конструктивную (сухую) массу  $m_k$  и эксплуатационную (полную) массу  $m_э$ . Под конструктивной понимается масса трактора в незаправленном состоянии, без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта. Эксплуатационная масса трактора всегда больше конструктивной. Для большинства тракторов

$$m_э = (1,07...1,15) m_k, \text{ кг.}$$

Одной из важнейших сельскохозяйственных операций по выбору эксплуатационной массы трактора является пахота по стерне зерновых колосовых (регламентировано соответствующим ГОСТом). эксплуатационную массу определяют таким образом, чтобы при работе трактора в соответствующих условиях с установленной для него по типуажу номинальной силой тяги коэффициент буксования ведущих колес или гусениц не превышал допустимой величины  $\delta_{\text{доп}}$ .

Эксплуатационная масса определяется по формуле

$$m_э = \frac{\chi_n P_{n1} 10^3}{(\varphi_{\text{к доп}} \lambda_k - f) g}, \text{ кг,}$$

где  $P_{n1}$  – номинальная сила тяги на первой рабочей передаче (по заданию), кН;

$\varphi_{\text{к доп}}$  – допустимое значение коэффициента использования сцепного веса, равное коэффициенту сцепления  $\varphi$ ;

$\lambda_k$  – коэффициент нагрузки ведущих колес,  $\lambda_k = 0,75...0,80$  для колесных тракторов с задними ведущими колесами,  $\lambda_k = 1$  для тракторов со всеми ведущими колесами и гусеничных;

$f$  – коэффициент сопротивления качению;

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

$\chi_n$  – коэффициент перегрузки по тяге, определяемый по зависимости

$$\chi_n = \frac{K_m (\varphi \lambda_k - f)}{\varphi \lambda_k \chi_э - f (K_m - \chi_э)},$$

где  $K_m$  – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту,  $K_m = 1,19...1,20$ ;

$\chi_э$  – коэффициент эксплуатационной загрузки тракторного двигателя,  $\chi_э = 0,85...0,90$ .

Значения коэффициентов сопротивления качению и сцепления принимаются по заданию на проектирование или выбираются по данным приложения 1.

### 1.1.2. Определение номинальной мощности двигателя

Мощность двигателя определяют с учетом номинального тягового усилия, силы сопротивления качению, потерь на трение в силовой передаче, потерь на буксование трактора и необходимого запаса мощности. При этом используют формулу

$$N_{\text{ен}} = \frac{(P_{\text{н1}} 10^3 + f g m_{\text{э}}) v_{\text{н1}}}{3600 \eta_{\text{тр}} \eta_{\delta} \chi_{\text{э}}}, \text{ кВт},$$

где  $v_{\text{н1}}$  – номинальная рабочая скорость движения трактора на первой передаче основного ряда, км/ч;

$\eta_{\text{тр}}$  – КПД трансмиссии, включая потери на ведущем участке гусеничного обвода,  $\eta_{\text{тр}} = 0,88 \dots 0,92$  – для колесного трактора,  $\eta_{\text{тр}} = 0,84 \dots 0,88$  – для гусеничного трактора;

$\eta_{\delta} = 1 - \delta_{\text{доп}}$  – коэффициент, учитывающий потери на буксование движителей при допустимом коэффициенте буксования  $\delta_{\text{доп}}$ .

Так как сила  $P_{\text{н1}}$  по стандарту соответствует зоне тяговых нагрузок, определяющих класс тяги трактора на стерне зерновых колосовых, то и величину  $\eta_{\delta}$  следует принимать при выборе двигателя для этого почвенного фона. Допустимый коэффициент буксования движителей при этом принимают: для колесных тракторов типа 4К2 –  $\delta_{\text{доп}} \leq 18\%$  (или 0,18), 4К4 –  $\delta_{\text{доп}} \leq 16\%$  (или 0,16), для гусеничных тракторов –  $\delta_{\text{доп}} \leq 4 \dots 6\%$  (или 0,04...0,06). Полученное расчетное значение номинальной мощности  $N_{\text{ен}}$  обычно округляют до ближайшего целого значения.

После определения массы трактора и мощности его двигателя следует также определить показатели его энергонасыщенности и металлоемкости. Эти показатели в большей мере характеризуют уровень технического совершенства в области тракторостроения.

Энергонасыщенность трактора характеризуется отношением номинальной мощности тракторного двигателя к эксплуатационной массе трактора. Величину энергонасыщенности определяют по формуле

$$N_{\text{э}} = \frac{N_{\text{ен}}}{m_{\text{э}}}, \text{ кВт/кг}.$$

Металлоемкость трактора характеризуется отношением конструктивной массы трактора к номинальной мощности двигателя. По мере

совершенствования конструкций тракторов металлоемкость постоянно снижается. Данный показатель определяют по формуле

$$q_m = \frac{m_k}{N_{\text{ен}}}, \text{ кг/кВт.}$$

### 1.1.3. Выбор параметров движителей

Размеры движителей подбираются по ГОСТу (приложения 2 и 4) по прототипу и в зависимости от нагрузки на одно ведущее колесо трактора и проверяются по допустимому давлению в контакте движителей с почвой.

Контактное давление является одним из основных факторов уплотняющего воздействия движителя на почву. Его можно определить по зависимости

$$g_m = \frac{K_2 R}{F_{\text{кп}}}, \text{ кПа,}$$

где  $K_2$  – коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади пятна контакта;  $K_2 = 1,3 \dots 1,5$  – для пневматических шин;  $K_2 = 1,2 \dots 1,4$  – для гусеничного движителя с металлическими звеньями;  $K_2 = 1,1 \dots 1,2$  – для гусеничного движителя с резиноармированной гусеницей;

$R$  – нагрузка на единичный движитель, кН (определяется исходя из значений  $m_3$  и  $\lambda_k$ );

$F_{\text{кп}}$  – площадь пятна контакта шины, приведенная к условиям работы на почвенном фоне,  $\text{м}^2$ .

Нагрузку на единичный движитель определяют по формуле

$$R = \frac{g m_3 \lambda_k}{n 10^3}, \text{ кН,}$$

где  $n$  – число ведущих колес (гусениц).

Для колесного трактора по величине нагрузки  $R$  и с учетом модели шин трактора-прототипа следует выбрать из справочных данных (приложение 2) тип шины и записать ее основные параметры.

Площадь пятна контакта движителя  $F_{\text{кп}}$  вычисляют в соответствии с ГОСТ 26953-86 по зависимости:

а) для гусеничного движителя (данные по гусеничным движителям приведены в приложении 3)

$$F_{\text{кп}} = K_3 b_r l_r, \text{ м}^2,$$

где  $K_3$  – коэффициент заполнения проекции контакта с почвой;  $K_3 = 0,88...0,94$  – для гусеничного движителя с металлическими звеньями;  $K_3 = 0,96...1,00$  – для гусеничного движителя с резиноармированной гусеницей;

$b_r$  – ширина звена гусеницы по внешним кромкам;

$l_r$  – длина опорной поверхности на почвенном основании, м.

$$l_r = L + l_{зв}, \text{ м}$$

где  $L$  – длина опорной поверхности гусеницы, м;

$l_{зв}$  – длина одного звена гусеницы, м.

б) для колесного движителя

$$F_{кп} = K_1 F_k, \text{ м}^2$$

где  $K_1$  – коэффициент, зависящий от наружного диаметра шины (приложение 5);

$F_k$  – контурная площадь контакта движителя, определяемая по зависимости

$$F_k = \pi(1 - \lambda_d) b_m \sqrt{b_m D}, \text{ м}^2,$$

где  $\lambda_d = 0,80...0,85$  – коэффициент деформации шины ведущего колеса;

$D = 0,0254(2\delta_b b + d)$  – наружный диаметр шины, м;

$b_m = 0,0254 b$  – ширина профиля шины, м;

$b$  – ширина профиля шины в дюймах;

$\delta_b = h/b$  – отношение высоты профиля шины  $h$  к ширине  $b$ . При маркировке широкопрофильных шин  $\delta_b$  указывается в процентах через дробь после ширины шины (например, для шины 580/70R42  $\delta_b = 0,7$ ). Для низкопрофильных шин (с буквой L после ширины шины, например, 12,4L-16) следует принять  $\delta_b = 0,9$ . Если  $\delta_b$  не указано в маркировке шины, считать  $\delta_b = 1$ ;

$d$  – наружный диаметр обода колеса, на который монтируется шина, в дюймах.

Максимальная величина контактного давления не должна превышать допустимого по ГОСТ 26955-86, т.е.

$$g_m < [g_m].$$

Величину  $[g_m]$  следует принимать исходя из механического состава почвы и ее номинальной влажности (приложение б). Если неравенство не выполняется, то необходимо принять другие параметры движителей  $D, b_m, L, b_r$ .

### 1.1.4. Тяговый диапазон трактора

В задании на проектирование с учетом типа и назначения трактора указывается номинальная сила тяги на первой рабочей передаче  $P_{н1}$ . На высшей рабочей передаче сила тяги будет минимальной. Для ее определения необходимо знать тяговый диапазон трактора, который определяется по формуле

$$\delta_T = \frac{P_{н1}}{P_{крmin}} = \frac{\varepsilon_p P_{н1}}{P'_{крн}},$$

где  $P'_{крн}$  – номинальная сила тяги трактора предыдущего тягового класса, кН;

$\varepsilon_p$  – коэффициент расширения тягового диапазона трактора, который можно принять для тракторов тяговых классов 0,9...3 равным 1,3, для тракторов тяговых классов 4...5 – 1,5.

Для тракторов тягового класса 6 и выше, а также для тракторов, не связанных закономерно с другими тяговыми классами (например, класса 0,6), можно принять тяговый диапазон  $\delta_T = 2$ .

На основании тягового диапазона и номинальной силы тяги определяют минимальную силу тяги на крюке трактора.

$$P_{крmin} = \frac{P_{н1}}{\delta_T}, \text{ кН.}$$

### 1.1.5. Расчет основных рабочих скоростей трактора

Современные тракторы, как правило, имеют три диапазона скоростей: пониженные, рабочие (основные) и транспортные. Диапазон пониженных скоростей определяется выполнением технологических операций, например, посадка рассады, саженцев сада, леса и др. скорости движения таких операций находятся в пределах 0,1...1 м/с (0,36...3,6 км/ч).

Диапазон пониженных скоростей выбирается исходя из заданных скоростей движения, обусловленных требованиями технологических операций.

Диапазон рабочих скоростей движения является основным для тракторов и в настоящее время находится в пределах 1,4...4,2 м/с (5...15 км/ч). Рабочие скорости ступенчатых коробок передач подбираются по закону геометрической прогрессии.

Диапазон транспортных скоростей движения трактора находится в пределах 4,2...11,1 м/с (15...40 км/ч) и выше.

Для рационального использования мощности двигателя на всех рабочих передачах основного ряда скорости движения трактора должны образовывать геометрическую прогрессию, соответственно которой

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_2} = \dots = \frac{v_z}{v_{z-1}} = q .$$

Отсюда  $v_2 = v_1 q$ ;  $v_3 = v_2 q = q^2 v_1$ ;  $v_4 = v_3 q = q^3 v_1 \dots v_z = q^{z-1} v_1$ .

Знаменатель геометрической прогрессии определится

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{v_z}{v_1}} ,$$

где  $z$  – число основных рабочих скоростей.

Выбор номинальных рабочих скоростей движения начинается с определения их диапазона. Если известна номинальная скорость движения на высшей рабочей передаче, то скоростной диапазон определится следующим образом:

$$\delta_{\text{осн}} = \frac{v_z}{v_1} .$$

Если номинальная скорость движения на высшей рабочей передаче неизвестна, то скоростной диапазон определяется через тяговый диапазон трактора.

$$\delta_{\text{осн}} = \delta_{\text{т}} \chi_{\text{э}} .$$

Знаменатель геометрической прогрессии построения ряда скоростей коробки передач определится как

$$q = \sqrt[z-1]{\delta_{\text{осн}}} .$$

Высшая транспортная скорость  $v_{\text{трв}}$  в геометрическую прогрессию не входит и принимается согласно заданию на проектирование. При наличии двух транспортных скоростей (по заданию) промежуточную транспортную скорость определяют как среднегеометрическую величину между высшей транспортной  $v_{\text{трв}}$  и высшей скоростью основного ряда  $v_z$  по формуле

$$v_{\text{тр1}} = \sqrt{v_{\text{трв}} v_z} .$$

В процессе эксплуатации при работе трактора могут потребоваться особо низкие скорости, тогда в трансмиссии устанавливается специальный ходоуменьшитель. Пониженные скорости не рассчитываются

по геометрической прогрессии, а принимаются соответственно технологическому процессу выполняемой операции.

Окончательный ряд скоростей корректируется при кинематическом расчете коробки передач и подборе зубьев шестерен.

### 1.1.6. Расчет передаточных чисел трансмиссии

Пренебрегая потерями от буксования движителей (допуская отсутствие буксования), соотношения рабочих скоростей трактора для номинального режима работы двигателя и соответствующих передаточных чисел представляются как

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_2} = \dots = \frac{v_z}{v_{z-1}} = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \dots = \frac{i_{z-1}}{i_z} = q.$$

Передаточные числа трансмиссии определяются по формуле

$$i_2 = \frac{i_1}{q}; i_3 = \frac{i_2}{q} = \frac{i_1}{q^2} \text{ и т.д.}$$

Передаточное число трансмиссии колесного трактора на первой передаче определится

$$i_1 = 0,377 \frac{n_n r_k}{v_1},$$

где  $n_n$  – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$r_k$  – расчетный радиус качения ведущего колеса трактора, м;

$v_1 = v_{н1}/\eta_\delta$  – расчетная (теоретическая) скорость движения трактора на первой передаче, км/ч;

$v_{н1}$  – рабочая (действительная) скорость движения трактора на первой передаче (дана в задании), км/ч.

Радиус качения ведущего колеса с учетом деформации определяется по формуле

$$r_k = 0,0254 (\lambda_d \delta_b b + 0,5 d), \text{ м.}$$

Для гусеничного трактора

$$i_1 = 0,377 \frac{n_n r_{но}}{V_1},$$

где  $r_{но}$  – радиус начальной окружности ведущей звездочки, определяется из выражения

$$r_{\text{но}} = \frac{l_{\text{зв}} z_a}{2\pi}, \text{ м,}$$

где  $l_{\text{зв}}$  – длина одного звена гусеницы (табл. 3 приложения), м;  
 $z_a$  – число активно действующих зубьев звездочки за один оборот (для тракторов Т-130, Т-10М, Т-12, Т-70 и других, у которых зацепление звена со звездочкой производится через зуб,  $z_a$  равно половине общего числа зубьев).

После определения общих передаточных чисел трансмиссии следует определить передаточные числа коробки передач по выражению:

$$i_{k1} = \frac{i_1}{i_o}; i_{k2} = \frac{i_2}{i_o} \text{ и т.д.,}$$

где  $i_o$  – передаточное число ведущего моста (или шестерен с постоянным зацеплением) трактора-прототипа.

Передаточное число  $i_o$  определяется по формуле

$$i_o = i_{\text{гп}} i_{\text{кп}},$$

где  $i_{\text{гп}}$  – передаточное число главной передачи,

$i_{\text{кп}}$  – передаточное число конечной передачи

Значения передаточных чисел  $i_{\text{гп}}$  и  $i_{\text{кп}}$  определяют из справочных данных трактора-прототипа.

Расчетные передаточные числа окончательно уточняются при подборе числа зубьев шестерен коробки передач.

Результаты расчетов по определению скоростей движения трактора и передаточных чисел следует занести в табл. 1.

Таблица 1. Расчетные передаточные числа и скорости движения трактора

Показатели	Основные передачи					Транспортные передачи	
	1	2	3	4	...	1	2
Передаточные числа трансмиссии							
Передаточные числа коробки передач							
Скорости движения, км/ч							

## 1.2. Расчет и построение скоростной характеристики дизельного двигателя

Оценка мощностных и экономических показателей работы двигателя производится на основании его скоростной характеристики. Под скоростной характеристикой двигателя понимается зависимость ос-

новых показателей его работы – эффективной мощности, крутящего момента, часового и удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала.

Скоростная характеристика, полученная при положении органов управления, соответствующем полной подаче топлива, называется внешней скоростной характеристикой. В курсовой работе следует произвести необходимые расчеты и построить внешнюю скоростную характеристику.

Скоростные характеристики  $N_e = f(n_d)$ ,  $M_d = f(n_d)$ ,  $G_T = f(n_d)$  и  $g_e = f(n_d)$  строят в следующем порядке. На оси абсцисс (рис. 1, а) откладывают в принятом масштабе значения частот вращения коленчатого вала:  $n_n$  – номинальной,  $n_x$  – максимального холостого хода,  $n_m$  – при максимальном крутящем моменте,  $n_o$  – минимальной. Номинальная частота вращения дается в задании, частота  $n_o = 0,4n_n$ .

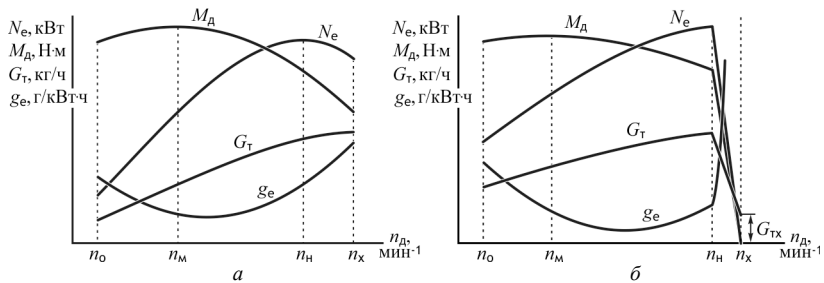


Рис. 1. Скоростная характеристика двигателя: а – дизельного; б – бензинового.

Максимальная частота холостого хода определяется по выражению

$$n_x = (1 + \delta_p)n_n, \text{ мин}^{-1},$$

где  $\delta_p = 0,07 \dots 0,08$  – степень неравномерности регулятора.

Частота двигателя при максимальном крутящем моменте принимается равной

$$n_m = (0,56 \dots 0,65)n_n, \text{ мин}^{-1}.$$

Промежуточные точки значений мощности  $N_{ei}$  (кВт) на корректорской ветви характеристики находят из выражений, задавая значениями  $n_i$  (не менее 6 точек):

для дизелей с неразделенными камерами сгорания

$$N_{ei} = N_{ен} \frac{n_i}{n_n} \left[ 0,87 + 1,13 \frac{n_i}{n_n} - \left( \frac{n_i}{n_n} \right)^2 \right];$$

для дизелей с разделенными камерами сгорания

$$N_{ei} = N_{ен} \frac{n_i}{n_n} \left[ 0,7 + 1,3 \frac{n_i}{n_n} - \left( \frac{n_i}{n_n} \right)^2 \right].$$

Значения крутящего момента  $M_{di}$  подсчитывают по зависимости

$$M_{di} = 9550 \frac{N_{ei}}{n_i}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Текущие значения  $N_{ei}$  и  $n_i$  берут из графика  $N_e = f(n_d)$ .

Удельный эффективный расход топлива на корректорной ветви характеристики подсчитывают по зависимостям (г/кВт·ч):

для дизелей с неразделенными камерами сгорания

$$g_{ei} = g_{ен} \left[ 1,55 - 1,55 \frac{n_i}{n_n} + \left( \frac{n_i}{n_n} \right)^2 \right],$$

где  $g_{ен}$  – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт·ч (дается в задании);

для дизелей с разделенными камерами сгорания

$$g_{ei} = g_{ен} \left[ 1,35 - 1,35 \frac{n_i}{n_n} + \left( \frac{n_i}{n_n} \right)^2 \right].$$

Часовой расход топлива подсчитывают по зависимости

$$G_{тi} = \frac{g_{ei} N_{ei}}{10^3} \text{ кг/ч}.$$

Значения  $g_{ei}$  и  $N_{ei}$  берут из построенных графиков  $g_{ei} = f(n_d)$  и  $N_{ei} = f(n_d)$ .

На регуляторной ветви характеристики (участок от  $n_n$  до  $n_x$ ) принимают характер изменения мощности, момента и часового топлива по закону прямой линии.

Для дизеля при максимальной частоте холостого хода  $N_e = 0$  и  $M_d = 0$ .

Часовой расход топлива при холостой работе зависит от величины механического КПД двигателя. Чем выше КПД, тем меньше расход топлива при холостом ходе. Ориентировочно можно принять

$$G_{тх} = (0,25 \dots 0,3) G_{тн}, \text{ кг/ч}$$

где  $G_{тн}$  – часовой расход топлива при номинальной мощности, кг/ч.

На регуляторной ветви характеристики удельный эффективный расход топлива определяется (рассчитывать по трем точкам)

$$g_{ei} = 10^3 \frac{G_{ti}}{N_{ei}}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Для дизеля при  $n_x$  удельный расход топлива  $g_e = \infty$ .

Для удобства построения графиков расчетные значения величин необходимо занести в табл. 2.

Таблица 2. Результаты расчетов для построения скоростной характеристики дизеля

№	$n_d, \text{ мин}^{-1}$	$N_e, \text{ кВт}$	$M_d, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$G_T, \text{ кг/ч}$	$g_e, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$
1					
...					
9					

### 1.3. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора

Теоретическая тяговая характеристика дает наглядное представление о тяговых и экономических показателях трактора на различных режимах работы двигателя. При выполнении курсовой работы тяговая характеристика строится графоаналитическим методом применительно ко всем основным передачам трактора на миллиметровой или чертежной бумаге формата А3. Она представляет собой график, состоящий из двух частей – нижней и верхней (рис. 2).

Нижняя часть характеристики является вспомогательной и служит для нанесения основных исходных параметров тракторного двигателя. Верхняя часть характеристики показывает, как в заданных почвенных условиях, при установившемся движении на горизонтальном участке, в зависимости от тягового усилия трактора изменяются его основные эксплуатационные показатели: буксование движителей, рабочая скорость движения, тяговая мощность, удельный расход топлива и тяговый КПД трактора.

#### 1.3.1. Построение нижней части тяговой характеристики

На нижней части листа бумаги наносятся оси координат с повернутой осью ординат вниз. В соответствии с построенной ранее скоростной характеристикой двигателя (см. рис. 1) определяют касательную силу тяги трактора для каждой передачи соответственно при максимальном и номинальном значениях крутящего момента.

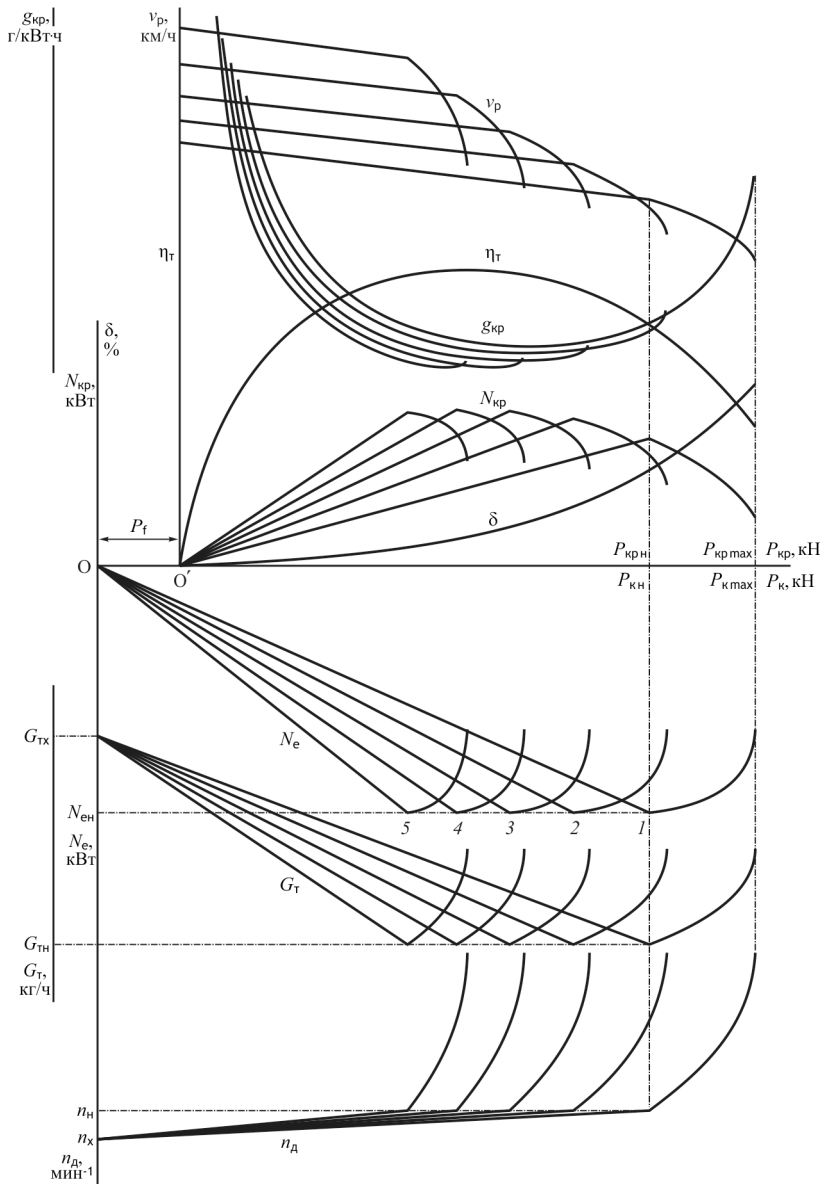


Рис. 2. Тяговая характеристика трактора

$$P_{\text{кmax}} = \frac{M_{\text{кmax}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{10^3 r_{\text{к}}} = A_j M_{\text{кmax}}, \text{ кН};$$

$$P_{\text{кн}} = \frac{M_{\text{кн}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{10^3 r_{\text{к}}} = A_j M_{\text{кн}}, \text{ кН};$$

где  $M_{\text{кmax}}$  и  $M_{\text{кн}}$  – соответственно максимальный и номинальный крутящие моменты двигателя, Н·м;

$r_{\text{к}}$  – радиус качения ведущего колеса трактора, м; для гусеничного трактора подставляется радиус начальной окружности ведущей звездочки  $r_{\text{но}}$ ;

$A_j$  – масштабный коэффициент, зависящий от выбранной передачи.

Касательная сила тяги трактора прямо пропорциональна крутящему моменту двигателя, в связи с чем по оси абсцисс от точки  $O$  для каждой передачи в принятом масштабе наносятся значения касательных сил тяги  $P_{\text{кmax}}$  и  $P_{\text{кн}}$ , затем из точки  $O$  по оси ординат вниз наносятся масштабные шкалы эффективной мощности ( $N_e$ , кВт), часового расхода топлива ( $G_T$ , кг/ч) и частоты вращения вала двигателя ( $n_d$ , мин<sup>-1</sup>). Размещение масштабных шкал производится таким образом, чтобы линии разных показателей ( $N_e$ ,  $G_T$ ,  $n_d$ ) в регуляторной зоне не пересекались. Необходимые для построения данные берут из внешней скоростной характеристики двигателя.

Одноименные кривые образуют пучки с общим центром. Центр пучка кривых  $N_e$  находится в начале координат  $O$ , кривые  $G_T$  берут начало на оси ординат в точке, соответствующей часовому расходу топлива  $G_{T\text{х}}$ , а центр пучка кривых  $n_d$  расположен на оси ординат в точке, соответствующей частоте вращения  $n_x$ . Точки перегиба (вершины) кривых находятся на горизонталях, соответствующих номинальным показателям  $N_{e\text{н}}$ ,  $G_{T\text{н}}$ ,  $n_n$ . По вертикали вершины должны соответствовать касательной силе тяги  $P_{\text{кн}}$  на каждой передаче при номинальном моменте двигателя  $M_{\text{дн}}$ . До точки перегиба показатели  $N_{e\text{н}}$ ,  $G_{T\text{н}}$ ,  $n_n$  изображаются прямыми линиями.

Следует отметить, что пучки кривых  $N_e$ ,  $G_T$  и  $n_d$  от точки выхода до перегиба соответствуют регуляторной ветви, а в пределах от  $P_{\text{кн}}$  до  $P_{\text{кmax}}$  – корректорной ветви.

Все кривые на корректорной ветви характеристики должны заканчиваться при максимальных значениях касательной силы тяги  $P_{\text{кmax}}$  (крутящего момента двигателя  $M_{\text{дmax}}$ ) на каждой передаче. Построение кривых на этом участке производится по расчетным точкам внешней

скоростной характеристики. Касательная сила тяги для соответствующих точек вычисляется по уравнению

$$P_{ki} = A_j M_{di}.$$

### 1.3.2. Построение верхней части тяговой характеристики

В верхней части наносят кривые, непосредственно относящиеся к тяговой характеристике:  $\delta = f(P_{кр})$ ;  $N_{кр} = f(P_{кр})$ ;  $g_{кр} = f(P_{кр})$ ;  $v_p = f(P_{кр})$  и  $\eta_T = f(P_{кр})$ .

В первую очередь определяют величину сопротивления качению трактора  $P_f$  в заданных почвенных условиях по формуле

$$P_f = f m_3 g 10^{-3}, \text{ кН.}$$

Сила сопротивления качению принимается на всех режимах тяговой нагрузки. Полученное значение  $P_f$  откладывается по оси вправо от точки  $O$  до точки  $O'$ . Точка  $O'$  будет являться началом координат непосредственно тяговой характеристики трактора.

Так как тяговые испытания проводятся при установившейся скорости движения трактора и на горизонтальном участке поля, то

$$P_k = P_f + P_{кр}, \text{ кН.}$$

Значения тягового усилия  $P_{кр}$  откладывают вправо от точки  $O'$  в том же масштабе, что и касательную силу тяги  $P_k$ . Из точки  $O'$  вверх проводится общая ось ординат. На оси (а также параллельно ей) в соответствующих масштабах откладывают шкалы для построения следующих кривых: буксования движителей, крюковой мощности, удельного расхода топлива, рабочей скорости движения, тягового КПД трактора.

Кривая буксования  $\delta = f(P_{кр})$  строится по аналогии с экспериментальными кривыми, полученными при тяговых испытаниях трактора-прототипа в близких к заданным почвенным условиям. Если отсутствуют опытные данные, то величина буксования рассчитывается по эмпирической формуле

$$\delta = (ap + bp^c)100\%,$$

где  $p$  – относительная сила тяги трактора, определяемая по формуле

$$p = \frac{P_{кр} 10^3}{\varphi \lambda_k m_3 g};$$

$a$ ,  $b$ , и  $c$  – безразмерные коэффициенты, зависящие от типа трактора и почвенных условий.

Для колесных тракторов 4К2  $a = 0,12$ ;  $b = 0,25$ ;  $c = 4$ .

Для колесных тракторов 4К4  $a = 0,06$ ;  $b = 0,2$ ;  $c = 4$ .

Для гусеничных тракторов  $a = 0,02$ ;  $b = 0,2$ ;  $c = 8$ .

Тяговое усилие  $P_{кр}$  определяется для тех же расчетных точек, что и касательная сила тяги  $P_k$ , по формуле

$$P_{кр} = P_k - P_f.$$

Значения коэффициентов буксования, рассчитанные для разных передач, образуют единую кривую, не зависящую от включенной передачи. При  $P_{кр} = 0$  коэффициент буксования  $\delta = 0$ .

Кривые рабочей скорости движения  $v_p = f(P_{кр})$ , тяговой мощности  $N_{кр} = f(P_{кр})$  и удельного расхода топлива  $g_{кр} = f(P_{кр})$  строятся отдельно для каждой передачи. Необходимые для построения данные подсчитываются по следующим формулам:

Рабочие (действительные) скорости трактора

$$v_p = 0,377 \frac{r_k n_d}{i_{тр}} \left(1 - \frac{\delta}{100}\right), \text{ км/ч;}$$

тяговые мощности

$$N_{кр} = \frac{P_{кр} v_p}{3,6}, \text{ кВт;}$$

удельный расход топлива

$$g_{кр} = 10^3 \frac{G_T}{N_{кр}}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Определение входящих в эти формулы величин производится следующим образом: задаются на оси абсцисс рядом точек, соответствующих ранее рассчитанным значениям тягового усилия  $P_{кр}$ , и через них проводят вертикаль до пересечения с кривой буксования в верхней части характеристики и с кривыми  $n_d$  и  $G_T$ , соответствующими рассматриваемой передаче, в нижней части. Ординаты точек пересечения определяют искомые значения  $\delta$ ,  $n_d$  и  $G_T$ .

Для проведения указанных вертикалей на оси абсцисс рекомендуется взять следующие точки:  $P_{кр} = 0$ ,  $P_{кр} = P_{крн}$ ,  $P_{кр} = P_{кр\max}$  (т.е. при  $M_{д\max}$ ) и как минимум по одной точке в промежутках от  $P_{кр} = 0$  до  $P_{крн}$ , а также от  $P_{крн}$  до  $P_{кр\max}$ . Подставляя в формулу найденные значения, определяют  $v_p$ ,  $N_{кр}$  и  $g_{кр}$  при заданных  $P_{кр}$  на разных передачах.

При построении кривой тягового КПД трактора  $\eta_T$  используют соотношение

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_e}.$$

Для определения мощности  $N_e$  берут точки на кривой  $N_{кр}$  и проецируют их (по вертикали) на соответствующую данной передаче кривую  $N_e$ , расположенную в нижней части характеристики. Ординаты полученных точек соответствуют искомым значениям мощности  $N_e$ .

Для удобства построения тяговой характеристики результаты расчетов заносятся в табл. 3, а затем по ним строятся соответствующие кривые. В качестве примера в данной таблице указаны только две передачи.

Таблица 3. Результаты расчетов для построения тяговой характеристики трактора

Передача	Расчетная точка	$N_e$ , кВт	$n_d$ , мин <sup>-1</sup>	$G_T$ , кг/ч	$P_k$ , кН	$P_{кр}$ , кН	$v_p$ , км/ч	$N_{кр}$ , кВт	$g_{кр}$ , г/кВт·ч	$\delta$ , %	$\eta_T$
1	1										
	...										
	5										
2	1										
	...										
	5										

## 2. РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

### 2.1. Тяговый расчет автомобиля

Тяговый расчет производится исходя из назначения автомобиля, условий его работы и заданной максимальной скорости движения на прямой передаче. При тяговом расчете определяют основные конструктивные параметры автомобиля: массу, номинальную мощность двигателя, скорости движения и передаточные числа трансмиссии.

#### 2.1.1. Определение мощности двигателя и массы автомобиля

Мощность двигателя, необходимая для движения полностью груженного автомобиля со скоростью  $v_{max}$  в заданных дорожных условиях, определится по формуле

$$N_{ен} = \frac{v_{max}}{3600 \eta_{тр}} \left( G_o \psi_{пр} + \frac{k F v_{max}^2}{13} \right), \text{ кВт},$$

где  $G_o$  – сила тяжести автомобиля с грузом, Н;

$v_{\max}$  – максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче, км/ч;

$\psi_{\text{пр}}$  – приведенный коэффициент дорожного сопротивления;

$\eta_{\text{тр}} = 0,85 \dots 0,92$  – КПД трансмиссии автомобиля;

$k$  – коэффициент сопротивления воздуха,  $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ . Для грузовых автомобилей  $k = 0,5 \dots 0,7 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ , для легковых –  $k = 0,2 \dots 0,35 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ .

$F$  – площадь лобового сопротивления автомобиля,  $\text{м}^2$ .

Площадь лобового сопротивления автомобиля подсчитывается по выражению

$$F = B H, \text{ м}^2,$$

где  $B$  – ширина колеи, м;

$H$  – габаритная высота, м.

Значениями  $B$  и  $H$  задаются исходя из справочных данных по автомобилю-прототипу.

Собственная масса автомобиля связана с его номинальной грузоподъемностью следующей зависимостью:

$$m_a = \frac{m_r}{\Gamma_{\max} - 1} 10^3, \text{ кг},$$

где  $m_r$  – номинальная грузоподъемность автомобиля, т;

$\Gamma_{\max} = G_o / G_a$  – максимальный коэффициент нагрузки автомобиля.

Сила тяжести автомобиля с грузом определяется по формуле

$$G_o = G_a + G_r, \text{ Н},$$

где  $G_a = g m_a$  – сила тяжести порожнего автомобиля, Н;

$G_r = g m_r$  – сила тяжести груза, Н.

### **2.1.2. Расчет и построение внешней скоростной характеристики бензинового двигателя**

Скоростная характеристика, полученная при полностью открытой дроссельной заслонке, называется внешней скоростной характеристикой.

Бензиновые автомобильные двигатели работают с недогрузкой по мощности, и чтобы лучше использовать скоростные возможности двигателя, ограничитель максимальной частоты настраивают на частоту, превышающую примерно на 20% частоту вращения коленчатого вала, соответствующую наибольшей мощности двигателя по внешней скоростной характеристике.

Расчет и построение внешней скоростной характеристики двигателя производят в такой последовательности. На оси абсцисс (рис. 1, б) откладывают в принятом масштабе значения частот вращения коленчатого вала:  $n_n$  – номинальной,  $n_{max}$  – максимальной,  $n_m$  – при максимальном крутящем,  $n_o$  – минимальной, соответствующей устойчивой работе двигателя.

Номинальная частота вращения дается в задании, частота  $n_{max} = 1,2n_n$ , частота  $n_o = 0,2n_n$ . Частота вращения  $n_m$  принимается на основании справочных данных двигателя-прототипа или рассчитывается по зависимости

$$n_m = (0,45 \dots 0,55)n_n, \text{ мин}^{-1}.$$

Промежуточные точки значений мощности бензинового двигателя находят из выражения, задавая значениями  $n_i$  (не менее 6 точек).

$$N_{ei} = N_{en} \frac{n_i}{n_n} \left[ 1 + \frac{n_i}{n_n} - \left( \frac{n_i}{n_n} \right)^2 \right], \text{ кВт},$$

Значения крутящего момента  $M_{di}$  подсчитывают по зависимости

$$M_{di} = 9550 \frac{N_{ei}}{n_i}, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Текущие значения  $N_{ei}$  и  $n_i$  берут из графика  $N_e = f(n_d)$ .

Удельный эффективный расход топлива бензинового двигателя подсчитывают по зависимости

$$g_{ei} = g_{en} \left[ 1,2 - \frac{n_i}{n_n} + 0,8 \left( \frac{n_i}{n_n} \right)^2 \right] \text{ г/кВт}\cdot\text{ч},$$

где  $g_{en}$  – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности, г/кВт·ч (дается в задании).

Часовой расход топлива определяется по формуле

$$G_{\pi} = \frac{g_{ei} N_{ei}}{10^3}, \text{ кг/ч}.$$

Значения  $g_{ei}$  и  $N_{ei}$  берут из построенных графиков  $g_e = f(n_d)$  и  $N_e = f(n_d)$ . Для удобства построения графиков расчетные значения величины необходимо занести в табл. 4.

Если в задании по второй части задан автомобиль с дизельным двигателем, то для расчета и построения скоростной характеристики следует использовать методику, изложенную в первой части методических указаний.

Таблица 4. Результаты расчетов для построения внешней скоростной характеристики двигателя

№	$n_d, \text{мин}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$M_d, \text{Н}\cdot\text{м}$	$G_T, \text{кг/ч}$	$g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{ч}$
1					
2					
...					
6					

### 2.1.3. Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля

Общее передаточное число трансмиссии автомобиля определяется по выражению

$$i_{\text{тр}} = i_k i_o,$$

где  $i_k$  – передаточное число коробки передач;  
 $i_o = i_{\text{гп}} i_{\text{кп}}$  – передаточное число ведущего моста;  
 $i_{\text{гп}}$  – передаточное число главной передачи;  
 $i_{\text{кп}}$  – передаточное число конечной передачи.

Передаточное число  $i_o$  определится из выражения для определения теоретической скорости движения автомобиля (км/ч)

$$v = 0,377 \frac{n_d r_k}{i_{\text{тр}}},$$

где  $n_d$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $r_k$  – расчетный радиус ведущих колес автомобиля, м.

При движении автомобиля на прямой передаче передаточное число коробки передач  $i_k = 1$ , а скорость движения  $v = v_{\text{max}}$ . В этом случае передаточное число  $i_{\text{тр}} = i_o$ . Тогда

$$i_o = 0,377 \frac{n_n r_k}{v_{\text{max}}},$$

где  $n_n$  – номинальная частота вращения коленчатого вала,  $\text{мин}^{-1}$ .

Размер шин для автомобилей выбирается исходя из величины нагрузки на ведущие колеса. Нагрузку на одно ведущее колесо определяют по выражению

$$R = \frac{\lambda_k G_o}{m_k}, \text{ Н},$$

где  $\lambda_k$  – коэффициент нагрузки ведущих колес. Для разных типов автомобилей коэффициент  $\lambda_k$  принимается. 0,70...0,75 – для заднеприводных грузовых, 0,55 – для заднеприводных переднемо-

торных легковых, 0,6 – для заднеприводных заднемоторных легковых, 0,45 – для переднеприводных легковых, 1 – для полноприводных автомобилей;

$m_k$  – число ведущих колес.

В колесной формуле автомобилей до точки сдвоенные колеса не учитываются (2 колеса на 1 мост). После точки у автомобилей со сдвоенными шинами ведущих ставится цифра 2, с одинарными – 1. Например, у автомобилей с колесной формулой 4К2.1 4 колеса (всего 2 моста), из них 2 ведущих (1 ведущий мост) одинарных (итого 2 ведущих колеса,  $m_k = 4$ ), 6К4.2 – 6 колес (всего 3 моста), из них 4 ведущих (2 ведущих моста) сдвоенных (итого 8 ведущих колес,  $m_k = 8$ ).

По величине  $R$  и с учетом шин автомобиля-прототипа следует выбрать из справочных данных (приложение 3) тип шины и записать ее основные параметры.

Расчетный радиус ведущих колес с учетом деформации определяется по формуле

$$r_k = 10^{-3} (\lambda_d \delta_b b + 0,5 d), \text{ м,}$$

где  $\lambda_d$  – коэффициент деформации шины. Для шин грузовых автомобилей и диагональных шин легковых автомобилей принимают  $\lambda_d = 0,85 \dots 0,90$ , для радиальных шин легковых автомобилей  $\lambda_d = 0,80 \dots 0,85$ ;

$\delta_b = h/b$  – отношение высоты профиля шины  $h$  к ширине  $b$ . Для шин грузовых автомобилей и диагональных шин легковых автомобилей при обозначении размеров в дюймах  $\delta_b = 1$ . Если шины имеют обозначение в миллиметрах,  $\delta_b = 0,93 \dots 0,97$ , если смешанное (миллиметрово-дюймовое) –  $\delta_b = 0,80 \dots 0,85$ . У широкопрофильных радиальных шин в обозначение непосредственно введен коэффициент  $\delta_b$  (в процентах). Например, у шины 195/65R15  $\delta_b = 0,65$ ;

$d$  – наружный диаметр обода колеса, на который монтируется шина, мм;

$b$  – ширина профиля шины, мм.

Если размеры шины обозначены в дюймах, то они переводятся в миллиметры исходя из соотношения 1 дюйм = 25,4 мм.

Определение передаточных чисел коробки передач производят в такой последовательности. Вначале определяют передаточное число на первой, самой низкой передаче автомобиля ( $i_{k1}$ ). При данном передаточном числе должно обеспечиваться преодоление повышенных дорожных сопротивлений. Максимально значение касательной силы

тяги  $P_{\text{кmax}}$  должно быть равно максимальному сопротивлению движения:

$$P_{\text{кmax}} = \frac{M_{\text{дmax}} i_{\text{к1}} i_{\text{о}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}}} = G_{\text{о}} \Psi_{\text{max}}, \text{ Н.}$$

Отсюда передаточное число коробки передач на первой передаче определится по формуле

$$i_{\text{к1}} = \frac{G_{\text{о}} \Psi_{\text{max}} r_{\text{к}}}{M_{\text{дmax}} i_{\text{о}} \eta_{\text{тр}}}, \text{ Н,}$$

где  $\Psi_{\text{max}}$  – максимальный приведенный коэффициент дорожного сопротивления (дан в задании);

$M_{\text{дmax}}$  – максимальный крутящий момент двигателя по внешней скоростной характеристике, Н·м.

На первой ступени коробки передач должно исключаться полное буксование ведущих колес, при этом подводимая максимальная касательная сила тяги  $P_{\text{кmax}}$ , исходя из условий сцепления, обуславливается выражением

$$P_{\text{кmax}} = \frac{M_{\text{дmax}} i_{\text{к1}} i_{\text{о}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}}} = \lambda_{\text{к}} G_{\text{о}} \varphi, \text{ Н.}$$

Поэтому ранее рассчитанное значение передаточного числа коробки передач  $i_{\text{к1}}$  проверяется по зависимости

$$i_{\text{к1}} \leq \frac{G_{\text{о}} \lambda_{\text{к}} \varphi r_{\text{к}}}{M_{\text{дmax}} i_{\text{о}} \eta_{\text{тр}}}, \text{ Н,}$$

где  $\lambda_{\text{к}}$  – коэффициент нагрузки ведущих колес;

$\varphi$  – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой, принимаемый для условий движения по асфальтированному шоссе (см. приложение 1).

Если данное условие не выполняется, передаточное число коробки передач на первой передаче выбирается исходя из условий сцепления с дорогой.

Ряд передаточных чисел коробки передач определяется исходя из закона геометрической прогрессии:

$$\frac{i_{\text{к1}}}{i_{\text{к2}}} = \frac{i_{\text{к2}}}{i_{\text{к3}}} = \dots = \frac{i_{\text{к(z-1)}}}{i_{\text{кz}}} = q,$$

откуда  $i_{\text{к2}} = i_{\text{к1}}/q$ ;  $i_{\text{к3}} = i_{\text{к2}}/q$  и т.д.

Знаменатель геометрической прогрессии определяется по формуле

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{i_{k1}}{i_{kz}}},$$

где  $z$  – число передач;

$i_{kz}$  – передаточное число коробки передач на высшей передаче.

В частном случае, когда высшая передача является прямой ( $i_{kz} = 1$ ), тогда

$$q = z^{-1} \sqrt{i_{k1}},$$

Если у пятиступенчатой коробки передач пятая передача является ускоряющей, то передаточные числа коробки с первой по четвертую передачи определяют как для четырехступенчатой (считая  $i_{k4} = 1$  и  $z = 4$ ), а для пятой передачи

$$i_{k5} = \frac{i_{k1}}{q^4} = \frac{1}{\sqrt[3]{i_{k1}}},$$

Практически часто принимают  $i_{k5} = 0,70 \dots 0,85$ .

Передаточное число для заднего хода автомобиля определяют во время компоновки коробки передач (часто принимают  $i_{zx} = 0,9 \dots 1,3 \cdot i_{k1}$ ).

После определения знаменателя геометрической прогрессии и передаточных чисел коробки передач определяют общие передаточные числа трансмиссии и скорости движения на каждой передаче. Результаты расчетов заносят в табл. 5.

Таблица 5. Результаты расчетов передаточных чисел трансмиссии автомобиля

Передача	$i_k$	$i_{тр}$	$v$ , км/ч
1			
2			
3			
...			

## 2.2. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля

Динамической характеристикой автомобиля называется графически выраженная зависимость динамического фактора от скорости движения автомобиля (рис. 3). Под динамическим фактором понимается избыточный запас касательной силы тяги на единицу силы тяжести автомобиля.

$$D = \frac{P_k - P_b}{G} = \frac{M_d i_{тр} \eta_{тр} / r_k - k F v^2 / 13}{G},$$

где  $P_k$  – касательная сила тяги автомобиля, Н;

$P_b$  – сила сопротивления воздуха, Н;

$G$  – сила тяжести автомобиля, Н.

Величина динамического фактора при прочих равных условиях зависит от передаточного числа трансмиссии, поэтому количество кривых динамического фактора на характеристике соответствует числу передач.

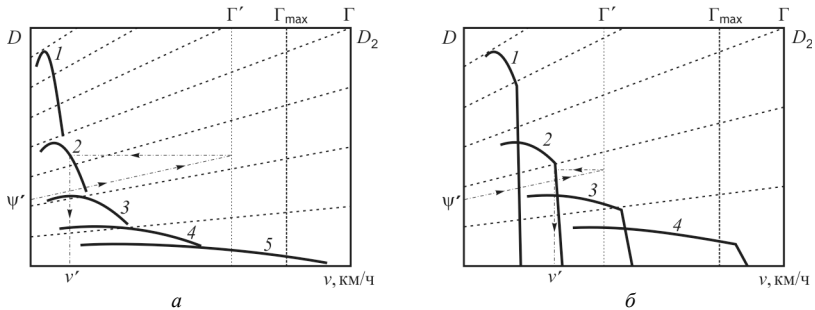


Рис. 3. Динамическая характеристика автомобиля с двигателем: *а* – бензиновым; *б* – дизельным.

Кроме того, величина динамического фактора зависит от массы автомобиля и перевозимого им груза. Поэтому динамическую характеристику строят сначала для порожнего автомобиля, а затем преобразуют ее в универсальную динамическую характеристику, позволяющую определить величину динамического фактора для любой нагрузки автомобиля.

### 2.2.1. Построение динамической характеристики порожнего автомобиля

Для построения динамической характеристики порожнего автомобиля используются данные внешней скоростной характеристики двигателя. Расчеты производятся отдельно для каждой передачи и выполняются в такой последовательности.

Задаваясь значениями оборотов двигателя  $n_i$ , определяют соответствующие им величины скоростей движения  $v_i$  на каждой передаче по формуле

$$v_i = 0,377 \frac{n_i r_k}{i_{\text{трj}}}, \text{ км/ч,}$$

где  $i_{\text{трj}}$  – передаточное число трансмиссии на выбранной передаче.

В соответствии с рассчитанной скоростью движения определяют силу сопротивления воздуха.

$$P_{\text{вi}} = \frac{k F v_i^2}{13}, \text{ Н,}$$

Для каждого значения частоты вращения коленчатого вала  $n_i$  при соответствующем значении крутящего момента двигателя  $M_{\text{дi}}$  определяют величину касательной силы тяги на всех передачах.

$$P_{\text{ки}} = \frac{M_{\text{дi}} i_{\text{трj}} \eta_{\text{тр}}}{r_k}, \text{ Н.}$$

Для каждой скорости движения рассчитывают величину динамического фактора  $D_i$  на всех передачах.

$$D_i = \frac{P_{\text{ки}} - P_{\text{вi}}}{G_a},$$

где  $G_a$  – сила тяжести порожнего автомобиля, Н.

Полученные данные заносят в табл.6, затем по ним строят соответствующие кривые на динамической характеристике. В качестве примера в данной таблице указаны только две передачи.

Т а б л и ц а 6 . Результаты расчетов для построения динамической характеристики автомобиля

Передача	Расчетная точка	$n_{\text{д}}, \text{ мин}^{-1}$	$v, \text{ км/ч}$	$M_{\text{д}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$P_{\text{к}}, \text{ Н}$	$P_{\text{в}}, \text{ Н}$	$D$
1	1						
	...						
	6						
2	1						
	...						
	6						

### 2.2.2. Построение универсальной динамической характеристики

Динамическую характеристику порожнего автомобиля, построенную по данным табл. 6, с помощью дополнительных построений делают пригодной для анализа динамических качеств автомобиля при различных вариантах нагрузки.

Для получения универсальной динамической характеристики на графике (рис.3) сверху наносится вторая ось абсцисс, на которой откладываются значения коэффициента нагрузки автомобиля.

$$\Gamma = G / G_a,$$

где  $G$  – сила тяжести автомобиля при различной нагрузке, Н;

$G_a$  – сила тяжести порожнего автомобиля, Н.

В общем случае величина  $\Gamma$  может изменяться от минимального значения  $\Gamma=1$ , соответствующего порожнему автомобилю, до максимального значения  $\Gamma = \Gamma_{\max}$ , соответствующего силе тяжести автомобиля с полной нагрузкой  $G_0$ .

На крайней левой точке верхней оси абсцисс наносится значение  $\Gamma_1 = 1$ , на крайней правой – значение  $\Gamma_2 \geq \Gamma_{\max}$ , округленное до ближайшего большего значения с точностью 0,5. Так, если  $\Gamma_{\max} = 2,1$ , то  $\Gamma_2$  принимается равным 2,5. Затем через крайнюю правую точку шкалы коэффициента нагрузки проводится вторая ось ординат с нанесенными на нее значениями динамического фактора, соответствующими коэффициенту нагрузки  $\Gamma_2$ . Поскольку динамический фактор при  $\Gamma = \Gamma_2$  в  $\Gamma_2$  раз меньше, чем у порожнего автомобиля ( $\Gamma = \Gamma_1 = 1$ ), то масштаб динамического фактора на второй оси ординат должен быть в  $\Gamma_2$  раз больше, чем на первой оси, проходящей через точку  $\Gamma = 1$ .

После того как вторая ось ординат размечена, точки с одинаковыми значениями динамического фактора на правой и левой осях ординат соединяются прямыми линиями. Точки пересечения этих прямых с вертикалями, проведенными через различные значения  $\Gamma$  (1,5; 2; 2,5 и т. д.), образуют на каждой вертикали масштабную шкалу для соответствующего значения коэффициента нагрузки автомобиля. Кроме этого на динамической характеристике пунктиром наносится вертикаль, соответствующая значению максимальной нагрузки автомобиля, т. е.  $\Gamma = \Gamma_{\max}$ .

С помощью универсальной динамической характеристики можно определить, на каких передачах и с какими скоростями может равномерно двигаться автомобиль в заданных дорожных условиях при заданном значении коэффициента нагрузки  $\Gamma$ . Для этого на обеих осях

ординат с учетом их масштабов откладываются значения динамического фактора, равные величине приведенного коэффициента дорожного сопротивления в заданных условиях  $D = \psi'$  (см. рис. 3), и соединяются штриховой линией. Из точки пересечения этой линии с вертикалью, проходящей через заданное значение коэффициента нагрузки  $\Gamma = \Gamma'$ , проводится горизонталь до пересечения с кривой динамического фактора. Номер кривой указывает на выбранную передачу, а проекция точки пересечения горизонтали с кривой динамического фактора на первую ось абсцисс определяет скорость движения автомобиля в заданных условиях.

### 2.3. Расчет и построение характеристик разгона автомобиля

Основными показателями, характеризующими приемистость автомобиля, являются: максимально возможное значение ускорений  $j$  в процессе разгона, время разгона от начальной скорости  $v_n$  до конечной  $v_k$  и пути  $S_p$ , который проходит автомобиль за время разгона  $t_p$ .

График ускорений (рис. 4) показывает величину ускорения, которую может иметь автомобиль при движении на разных передачах с различной скоростью движения по дороге с заданным значением приведенного коэффициента дорожного сопротивления  $\Psi_{пр}$ .

При построении графика разгона используются данные расчета динамической характеристики. Для этого задаются значениями динами-

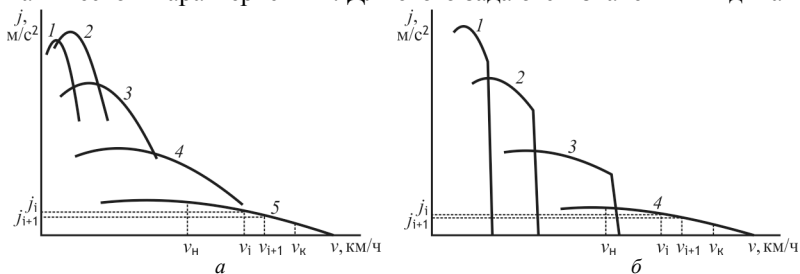


Рис. 4. График ускорений автомобиля: с двигателем: *а* – бензиновым; *б* – дизельным.

ческого фактора на каждой передаче, и в соответствующих точках определяется величина ускорения груженого автомобиля по формуле

$$j = \frac{g}{\delta_{вр}} \left( \frac{D}{\Gamma_{\max}} - \Psi_{пр} \right),$$

где  $\delta_{вр}$  – коэффициент учета вращающихся масс;  
 $D$  – динамический фактор порожнего автомобиля.

Величину коэффициента учета вращающихся масс с достаточной точностью можно определить по формуле

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{0,04 + 0,05 i_k^2}{\Gamma_{\max}}$$

где  $i_k$  – передаточное число коробки передач на соответствующей передаче.

Результаты расчетов сводят в табл. 7. По этим данным строится график ускорений автомобиля на каждой передаче. В качестве примера в таблице указаны только две передачи.

Таблица 7. Результаты расчетов для построения графика ускорений автомобиля

Передача	$\delta_{вр}$	Расчетная точка	$v$ , км/ч	$D/\Gamma_{\max}$	$j$ , м/с <sup>2</sup>
1		1			
		...			
		6			
2		1			
		...			
		6			

Графики времени и пути разгона наглядно характеризует приемистость автомобиля. Величины  $t_p$  и  $S_p$  определяют графоаналитическим методом, используя график разгона автомобиля. Расчеты производятся для высшей передачи в интервале скоростей от начальной скорости  $v_n = 0,5 v_{\max}$  до конечной  $v_k = (0,9...0,95)v_{\max}$ .

Расчет и построение графика времени разгона (рис. 5) производят в такой последовательности. График зависимости ускорения автомобиля на высшей передаче от скорости движения разбивают на достаточно большое количество (не менее 10) равных участков по шкале скорости в диапазоне от  $v_n$  до  $v_k$  (см. рис. 4). Для каждого участка определяют граничные скорости  $v_i$  и  $v_{i+1}$ , а также среднее ускорение  $j_{ср}$  на данном интервале.

Среднее ускорение определится как

$$j_{ср} = \frac{j_i + j_{i+1}}{2}, \text{ м/с}^2.$$

В каждом интервале время разгона рассчитывается по формуле

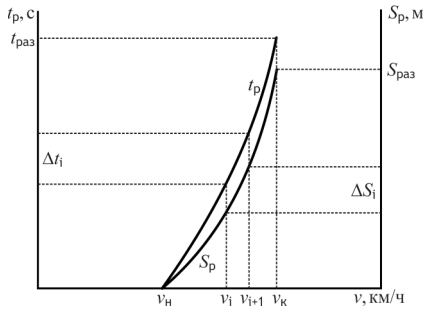


Рис. 5. График времени и пути разгона

$$\Delta t_i = \frac{v_{i+1} - v_i}{3,6 j_{cp}}, \text{ c.}$$

Результаты расчетов заносят в табл. 8.

Таблица 8. Данные для построения графиков времени и пути разгона

Расчетная точка	$v_i$ , км/ч	$j_i$ , м/с <sup>2</sup>	$v_{cp}$ , км/ч	$j_{cp}$ , м/с <sup>2</sup>	$\Delta t_i$ , с	$\Delta S_i$ , м
1						
...						
9						
10						

Общая продолжительность разгона в диапазоне скоростей от начальной  $v_H$  до конечной  $v_K$  составит

$$t_{раз} = \sum_{i=1}^n \Delta t_i, \text{ c,}$$

где  $n$  – число интервалов скоростей.

По результатам расчетов строят график зависимости времени разгона от скорости движения (см. рис. 5). Принимают, что при  $v_1 = v_H$  время разгона  $t = 0$ . Скорости движения  $v_2$  будет соответствовать время  $t = \Delta t_1$ , скорости  $v_3$  – время  $t = \Delta t_1 + \Delta t_2$ . В интервале скоростей от  $v_i$  до  $v_{i+1}$  время разгона возрастет на величину  $\Delta t_i$ . Например, после прохождения 7-го участка общее время разгона составит

$$t_p = \sum_{i=1}^6 \Delta t_i + \Delta t_7, \text{ c.}$$

При достижении скорости движения  $v_K$  время разгона составит  $t_p = t_{раз}$ .

График зависимости пути разгона от скорости движения (см. рис. 5) строится с использованием данных по ускорению и времени разгона. В каждом интервале скоростей определяется средняя скорость движения по формуле

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_i + v_{i+1}}{2}, \text{ км/ч,}$$

где  $v_i$  и  $v_{i+1}$  – скорости движения на границах интервала.

Для данного участка путь разгона рассчитывается по формуле

$$\Delta S_i = \frac{v_{\text{ср}} \Delta t_i}{3,6}, \text{ м,}$$

где  $\Delta t_i$  – время разгона от скорости  $v_i$  до скорости  $v_{i+1}$ , с.

Результаты расчетов заносятся в табл.8. Общий путь разгона за время  $t_{\text{раз}}$  составит

$$S_{\text{раз}} = \sum_{i=1}^n \Delta S_i, \text{ м.}$$

По результатам расчетов строится график зависимости пути разгона от скорости движения (см. рис. 5). Допускается построение кривых времени и пути разгона на общем графике.

При построении кривой разгона принимают, что при  $v_1 = v_n$  путь разгона  $S_p = 0$ . Скорости движения  $v_2$  будет соответствовать путь  $S_p = \Delta S_1$ , скорости  $v_3$  – путь  $S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2$ . При увеличении скорости с  $v_i$  до  $v_{i+1}$  автомобиль пройдет путь  $\Delta S_i$ .

Например, после прохождения 7-го участка общий пройденный путь составит

$$S_p = \sum_{i=1}^6 \Delta S_i + \Delta S_7, \text{ м.}$$

Когда автомобиль разгонится до скорости  $v_k$ , величина пройденного пути составит  $S_p = S_{\text{раз}}$ .

#### **2.4. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля**

Основным измерителем топливной экономичности является расход топлива в литрах на 100 км пройденного пути  $Q_s$  при равномерном движении с определенной скоростью в заданных дорожных условиях. Графическое выражение зависимости расхода топлива от скорости

движения автомобиля называется экономической характеристикой установившегося движения (рис. 6).

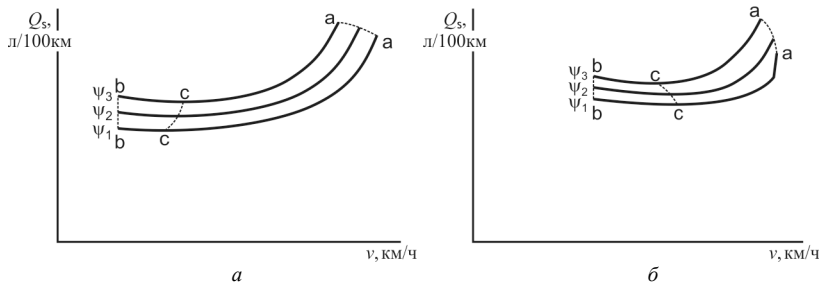


Рис. 6. Экономическая характеристика автомобиля с двигателем: *а* – бензиновым; *б* – дизельным.

Экономическая характеристика строится для движения автомобиля с полной нагрузкой на высшей передаче в различных дорожных условиях. Расход топлива следует определять для трех значений приведенного коэффициента дорожного сопротивления:  $\psi_1 = 0,8\psi_{пр}$ ,  $\psi_2 = \psi_{пр}$ ,  $\psi_3 = 1,2\psi_{пр}$ .

Расчеты для принятых значений  $\psi_j$  ( $\psi_1$ ,  $\psi_2$  или  $\psi_3$ ) производятся в такой последовательности.

Задавая значения частоты вращения коленчатого вала двигателя (см. табл. 6), определяют соответствующие им величины скоростей движения  $v_i$  по формуле

$$v_i = 0,377 \frac{n_i r_k}{i_{трв}}, \text{ км/ч,}$$

где  $i_{трв}$  – передаточное число трансмиссии на высшей передаче.

Для выбранного значения приведенного коэффициента дорожного сопротивления  $\psi_j$  определяют мощность двигателя, необходимую для движения автомобиля со скоростью  $v_i$  по формуле

$$N_{ei} = \frac{v_i}{3600 \eta_{тр}} (G_o \psi_j + P_{bi}), \text{ кВт,}$$

где  $G_o$  – сила тяжести автомобиля с грузом, Н;

$P_{bi}$  – сила сопротивления воздуха при скорости движения  $v_i$ , определяемая по зависимости

$$P_{bi} = \frac{k F v_i^2}{13}, \text{ Н.}$$

Поскольку при расчете  $v_i$  и  $P_{вi}$  используются те же значения частоты вращения коленчатого вала  $n_i$ , что и при расчете динамического фактора на высшей передаче, то соответствующие данные допускается взять из табл. 6.

Далее по графику скоростной характеристики (см. рис. 1) для принятых частот вращения коленчатого вала  $n_i$  находят значения эффективной мощности  $N'_{ei}$  и определяют величину нагрузочного коэффициента  $K_{нi}$  по формуле:

для бензинового двигателя

$$K_{нi} = 2,08 - 2,03 \frac{N_{ei}}{N'_{ei}} - 0,25 \left( \frac{N_{ei}}{N'_{ei}} \right)^2 + 1,20 \left( \frac{N_{ei}}{N'_{ei}} \right)^3,$$

для дизельного двигателя

$$K_{нi} = 1,53 - 1,17 \frac{N_{ei}}{N'_{ei}} - 0,27 \left( \frac{N_{ei}}{N'_{ei}} \right)^2 + 0,91 \left( \frac{N_{ei}}{N'_{ei}} \right)^3.$$

Если соотношение  $N_{ei} / N'_{ei} > 1$ , то дальнейшие расчеты для этой точки не производятся, так как мощность двигателя оказывается недостаточной для обеспечения равномерного (установившегося) движения автомобиля в заданных условиях. Расчеты производятся до точки, соответствующей максимальной скорости установившегося движения автомобиля  $v_{i\max}$ , при которой  $N_{ei} / N'_{ei} = 1$ . Данную скорость определяют по динамической характеристике автомобиля по методике, изложенной в пункте 2.2.2. Для этого, задавая значением  $\psi_j$  ( $\psi_1$ ,  $\psi_2$  или  $\psi_3$ ), определяют скорость движения  $v_{i\max}$  ( $v_1$ ,  $v_2$  или  $v_3$  соответственно) при величине коэффициента нагрузки  $\Gamma = \Gamma_{\max}$  (рис. 7).

Частоту вращения коленчатого вала двигателя  $n_{i\max}$ , соответствующую скорости  $v_{i\max}$ , определяют по зависимости

$$n_{i\max} = \frac{v_{i\max} i_{тpв}}{0,377 r_k}, \text{ мин}^{-1}.$$

Затем для принятых частот вращения коленчатого вала  $n_i$  по скоростной характеристике находят значения удельного расхода топлива  $g'_{ei}$  и определяют величину удельного расхода топлива  $g_{ei}$  в зависимости от нагрузки на двигатель.

$$g_{ei} = k_{нi} g'_{ei}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч},$$

где  $g'_{ei}$  – удельный расход топлива по скоростной характеристике, г/кВт·ч.

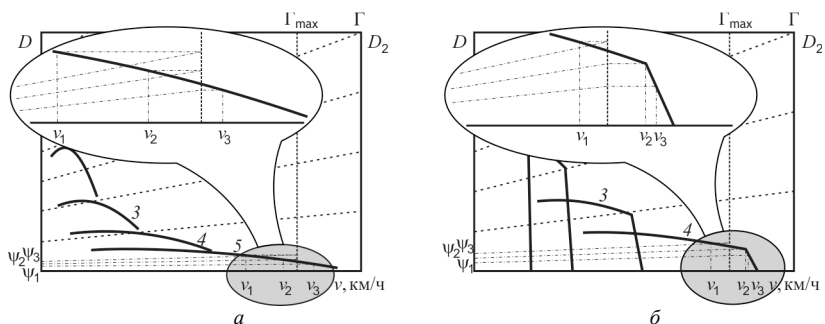


Рис. 7. Определение максимальной скорости движения автомобиля с двигателем: *a* – бензиновым; *б* – дизельным.

В соответствии с полученными расчетными значениями  $N_{ei}$  и  $g_{ei}$  для каждой скорости движения  $v_i$  определяется расход топлива  $Q_{si}$  на 100 км пройденного пути по формуле

$$Q_{si} = \frac{g_{ei} N_{ei}}{10v_i \rho}, \text{ л/100 км,}$$

где  $\rho$  – плотность топлива, кг/л; принимается для бензина  $\rho = 0,725$  кг/л, для дизельного топлива  $\rho = 0,835$  кг/л.

Аналогично производится расчет расхода топлива  $Q_s$  для других значений дорожного сопротивления.

Расчетные значения величин заносятся в табл. 9. Для примера в данной таблице указаны только два значения  $\psi$ . По данным табл. 9 строится экономическая характеристика установившегося движения груженого автомобиля для разных дорожных условий (см. рис. 6) с указанием, к какому значению  $\psi$  относится каждая кривая.

Таблица 9. Результаты расчетов для построения экономической характеристики автомобиля

$\psi$	Расчетная точка	$n_d, \text{ мин}^{-1}$	$v, \text{ км/ч}$	$N_{e,} \text{ кВт}$	$N_e / N'_e$	$K_H$	$g_{e,} \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$	$Q_s, \text{ л/100км}$
$\psi_1$	1							
	...							
$\psi_2$	6							
	1							
$\psi_2$	...							
	6							

Для анализа экономической характеристики на ней проводятся огибающие кривые  $a-a$  и  $b-b$  с повышенным расходом топлива в зонах соответственно больших и малых скоростей. Линия  $a-a$  характеризует также максимально возможные скорости движения в зависимости от дорожных сопротивлений. Кроме того, на характеристике проводится кривая  $c-c$  экономичных скоростей, проходящая через точки, где расход топлива  $Q_s$  имеет минимальные значения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Скотников В. А., Машенский А. А., Солонский А. С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля, М.: Агропромиздат, 1986. 383 с.
2. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М , Колос, 1972. 384 с.
3. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М , Колос, 1972. 384 с.
4. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Мн.: Высш. шк. 1986. 208 с.
5. Ходовые системы тракторов (Устройство, эксплуатация, ремонт): Справочник /В. М. Забродский, А. М. Файнлейб, Л. Н. Кутин, О. Л. Уткин-Любовцов. М.: Агропромиздат, 1986. 271 с.

Приложение 1. Коэффициенты сопротивления качению  $f$  и коэффициенты сцепления  $\phi$  тракторов и автомобилей

Вид почвы или дороги	Тракторы на пневматических шинах		Гусеничные тракторы		Автомобили	
	$f$	$\phi$	$f$	$\phi$	$f$	$\phi$
Асфальтированное шоссе	0,01...0,02	0,8...0,9	-	-	0,013...0,02	0,7...0,8
Бульварная мостовая	-	-	-	-	0,025...0,05	0,4...0,55
Гравийно-щебеночная дорога	0,02...0,03	0,6	-	-	0,02...0,025	0,5...0,7
Сухая грунтовая дорога	0,025...0,045	0,6...0,8	0,02...0,07	0,9...1	0,025...0,035	0,4...0,6
Грунтовая дорога после дождя	-	-	-	-	0,05...0,15	0,2...0,45
Снежная укатанная дорога	0,03...0,04	0,3...0,4	0,06...0,07	0,5...0,7	0,03...0,05	0,15...0,25
Обледеленная дорога	0,02...0,025	0,1...0,3	0,03...0,04	0,2...0,4	-	0,08...0,2
Песок	-	-	-	-	0,06...0,3	0,2...0,5
Целина, плотная залежь	0,03...0,07	0,7...0,9	0,06...0,07	1...1,1	-	-
Залежь 2-3 лет	0,06...0,08	0,6...0,8	0,06...0,07	0,9...1	-	-
Стерня	0,08...0,1	0,6...0,8	0,06...0,08	0,8...1	-	-
Вспаханное поле	0,12...0,18	0,5...0,7	0,08...0,1	0,6...0,8	-	-
Слежавшаяся пахота	0,08...0,12	0,5	0,08	0,6	-	-
Поле, подготовленное под посев	0,16...0,18	0,4...0,6	0,1...0,12	0,6...0,7	-	-
Скошенный луг, влажный	0,08	0,6...0,8	0,07	0,7...0,9	-	-
Болотно-торфяная целина осушенная	-	-	0,11...0,14	0,4...0,6	-	-

**Приложение 2. Основные параметры тракторных шин**

Обозначение шины	Максимальная нагрузка на шину при рекомендуемом давлении воздуха, Н	Марка тракторная
<b>Шины направляющих колес тракторов (передние)</b>		
6,5-16	6150	Т-25А/30/40М, Беларус-310
7,5-20	8750	Беларус-550/590
9,00-20	10790	ЮМЗ-6, МТЗ-80, Беларус-570/800/890/900/950
<b>Шины ведущих колес тракторов (передние)</b>		
7,5L-16	7300	Беларус-320/321
210/80R16	9500	Беларус-422
12,4L-16	10850	Беларус-622
8,3-20	8340	Т-30А/40АМ
11,2-20	11800	ЮМЗ-62, МТЗ-82, Беларус-552/572/592/820
13,6-20	14000	Беларус-892/920/952/1025
360/70R24	15000	Беларус-922/923/1021
14,9R24	18500	Беларус-1221/1222
420/70R24	19000	Беларус-1222D/1522/1523/2022
540/65R30	36500	Беларус-2522/3022
600/65R34	39500	Беларус-3522
<b>Шины ведущих колес тракторов (задние)</b>		
12,4L-16	10850	Беларус-310/320/321
11,2-20	11800	Беларус-422
360/70R24	13500	Беларус-622
11,2-28	10990	Т-30/30А
9,5-32	10450	Т-25А
13,6R38	16280	Т-40М/40АМ
18,4R34	28000	Беларус-890/892/923
15,5R38	21200	ЮМЗ-6/62, МТЗ-80/82, Беларус-550/552/ 570/572/590/592/800/820/922
16,9R38	25750	Беларус-900/920/950/952/1021/1025
18,4R38	30000	Беларус-1221/1222
520/70R38	33500	Беларус-1222D/1522/1523
580/70R42	42500	Беларус-2022/2522/3022
710/70R42	44500	Беларус-3522
<b>Шины ведущих колес тракторов (передние и задние)</b>		
16,9R30	-	ЛТЗ-155
21,3R24	24520	Т-150К
23,1R26	35410	Т-151К
28,1R26	41200	К-701/744R1
30,5R32	-	К-744R2/744R3

**Приложение 3. Основные параметры автомобильных шин**

Обозначение шины	Максимальная нагрузка на шину при рекомендуемом давлении воздуха, Н	Марка автомобиля
<b>Шины автомобилей</b>		
6,40-13	-	Иж-2715
165/80R13	4660	Москвич-412/2140, ВАЗ
8,40-15	-	УАЗ
235/75R17,5	-	МАЗ-4370/4371
12,00R18	11500	ГАЗ-66
220-508	9800	ГАЗ-52
8,25R20	12750	ГАЗ-53А, ГАЗ-САЗ-3507
9,00R20	15200	ЗиЛ-130/431410/431480, КамАЗ-5320
11,00R20	20110	МАЗ-5336/5337/6303/6422
12,00R20	23540	ЗиЛ-131
14,00R20	-	МАЗ-5309
16,00R20	-	МАЗ-6317
370-508	-	УРАЛ-375
425/85R21	-	УРАЛ-4320
315/80R22,5	-	МАЗ-5340/5440/5551/6312, КамАЗ-6520

**Приложение 4. Основные параметры ходовой системы гусеничных тракторов**

Марка трактора	Число $z_a$	Шаг звена $l_{зв}$ , мм	Ширина звена $b_r$ , мм	Длина опорной поверхности $L$ , мм
Т-70С	11,5	176	300	1325
ДТ-75М	13	170	390	1620
ДТ-175С	13	170	420	1700
Т-150	14	170	420	1800
ХТЗ-181	14	170	420	2300
Т-4А	13	176	420	2522
Т-130, Т-170	13	203	500	2478
Т-10М	13	203	500	2880
Т-10МБ	13	203	900	3225
Т-12, Т-14	13	203	590	3182
Беларус-1502	15	158	500	2400
Беларус-1502-01	15	158	600	2400
Беларус-2103	15	158	500	2297

**Приложение 5. Величина поправочного коэффициента  $K_1$  для приведения площади контакта шины к почвенным условиям [3]**

Наружный диаметр шины, мм	Коэффициент $K_1$
До 600 включительно	1,60
Свыше 600 до 800 включительно	1,40
Свыше 800 до 1000 включительно	1,30
Свыше 1000 до 1200 включительно	1,20
Свыше 1200 до 1500 включительно	1,15
Свыше 1500	1,10

**Приложение 6. Максимальное давление на почвы движителей сельскохозяйственных машин [3]**

Влажность почвы в слое 0...30 см	Максимальное давление на почву движителей, кПа, не более	
	Весенний период	Летне-осенний период
Свыше 0,9 НВ	80	100
Свыше 0,7 НВ до 0,9 НВ включительно	100	120
Свыше 0,6 НВ до 0,7 НВ включительно	120	140
Свыше 0,5 НВ до 0,6 НВ включительно	150	180
Свыше 0,5 НВ и менее	180	210

Примечания: 1. Для супесчаных почв нормы максимального давления на почву увеличиваются на 20%.

2. Для техники, используемой на почвах с влажностью 0,9 НВ, нормы максимального давления увеличивают:

на 25...15% – при нагрузке на единичный колесный движитель не более соответственно 6 и 16 кН;

на 10% – при нагрузке на единичный гусеничный движитель менее 25 кН.

3. Для колесных движителей, имеющих шины с высотой рисунка протектора не более 25%, нормы максимального давления на почву увеличивают на 15%.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	3
1. Расчет трактора .....	3
1.1. Тяговый расчет трактора .....	3
1.1.1. Определение массы трактора .....	4
1.1.2. Определение номинальной мощности двигателя .....	5
1.1.3. Выбор параметров движителей .....	6
1.1.4. Тяговый диапазон трактора .....	8
1.1.5. Расчет основных рабочих скоростей трактора .....	8
1.1.6. Расчет передаточных чисел трансмиссии .....	10
1.2. Расчет и построение скоростной характеристики дизельного двигателя .....	11
1.3. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора .....	14
1.3.1. Построение нижней части тяговой характеристики .....	14
1.3.2. Построение верхней части тяговой характеристики .....	17
2. Расчет автомобиля .....	19
2.1. Тяговый расчет автомобиля .....	19
2.1.1. Определение мощности двигателя и массы автомобиля .....	19
2.1.2. Расчет и построение внешней скоростной характеристики бензино- вого двигателя .....	20
2.1.3. Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля .....	22
2.2. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля .....	25
2.2.1. Построение динамической характеристики порожнего автомобиля .....	26
2.2.2. Построение универсальной динамической характеристики .....	28
2.3. Расчет и построение характеристик разгона автомобиля .....	29
2.4. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля .....	32
Литература .....	36