

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Комин Андрей Эдуардович **Министерство сельского хозяйства Российской Федерации**

Должность: ректор

Дата подписания: 07.02.2016 **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**

Уникальный программный ключ:

f6c6d686f0c899fdf76a1ed8b448452ab8cac6fb1af6547b6d40cdf1bdc60ae2 **высшего образования**

"Приморская государственная сельскохозяйственная академия"

Инженерно-технологический институт

**Кафедра проектирования и механизации
технологических процессов**

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

Методические указания для выполнения расчетно-графической работы
студентами очной и заочной формы обучения направления подготовки

35.03.06 "Агроинженерия"

Электронное издание

Уссурийск 2016

УДК 631.372

Составитель: Д.М.Журавлёв, канд.техн.наук, доцент кафедры проектирования и механизации технологических процессов

Тракторы и автомобили: методические указания для выполнения расчетно-графической работы студентами очной и заочной формы обучения направления подготовки 35.03.06 "Агроинженерия" /ФГБОУ ВО "Приморская государственная с.-х. академия", сост. Д.М. Журавлёв. – Уссурийск, 2016. – 42 с.

Библиограф.: 6 назв.

Рецензент: Ломоносов Д.А., канд. техн. наук, доцент кафедры ЭРМ

Печатается по решению методического совета ФГБОУ ВО "Приморская государственная сельскохозяйственная академия"

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
Рекомендуемая литература	4
Методические указания к теме "Тяговые качества и топливная экономичность трактора"	5
1 Тяговый расчет трактора	5
2 Расчет и построение основных характеристик трактора	10
Методические указания к теме "Тягово-скоростные качества и топливная экономичность автомобиля"	23
1 Тяговый расчет автомобиля	23
2 Динамический расчет автомобиля	28
2.1 Построение динамической характеристики	28
2.2 Построение графика максимальных ускорений	30
2.3 Определение времени и пути разгона	31
2.4. Характеристика тормозных качеств автомобиля	32
2.5 Экономичность автомобиля	35
Общие методические указания	40
Приложения	41

ВВЕДЕНИЕ

Задачей расчетно-графической работы является систематизация и закрепление знаний студентами по основным вопросам теории трактора и автомобиля, имеющих для инженера сельскохозяйственного производства первостепенное значение.

Расчетно-графическая работа выполняется по следующим темам:

1. Тяговые качества и топливная экономичность трактора.
2. Тягово-скоростные качества и топливная экономичность автомобиля.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

а) основная

1. Конструкция тракторов и автомобилей: учеб. пособие для студентов вузов / О.И. Поливаев [и др.]; под ред. О.И. Поливаева.- СПб.: Лань,2013.- 288с.: ил.

2.Карташевич, А.Н. Тракторы и автомобили. Конструкция: учеб. пособие / А.Н. Карташевич, О.В. Понталев, А.В. Гордеенко; под ред. А.Н. Карташевича. - М.: ИНФРА-М, 2013. - 313 с. - (Высш. образование: Бакалавриат).

3. Автомобили. Конструкция и рабочие процессы: учебник / А.М. Иванов, С.Н. Иванов, Н.П. Квасновскаяи др.; под ред. В.И. Осипова. - М.: Академия, 2012. - 384 с. - (Бакалавриат).

4.Курасов, В.С. Тракторы и автомобили, применяемые в сельском хозяйстве [Электронный ресурс]: учеб. пособие / В.С. Курасов, Е.И. Трубилин, А.И. Тлишев. - Электрон.текст. дан. - Краснодар: Куб. ГАУ, 2011. - 132 с. - 1 электрон. опт. диск.

б) дополнительная

1. Скотников В.А., Мащенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчёта трактора и автомобиля. -М.: Агропромиздат, 1986.
2. Чудаков Л.Д. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М.: Колос, 1972.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ТЕМЕ " ТЯГОВЫЕ КАЧЕСТВА И ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТРАКТОРА "

1. Тяговый расчёт трактора

С помощью расчёта определяются основные параметры трактора: его тяговые показатели на основных передачах, вес, расчётные скорости движения и требуемая мощность двигателя.

При выполнении указанных расчётов нужно исходить из заданного тягового класса трактора. Класс трактора характеризуется величиной номинальной силы тяги P_H которую он должен развивать на крюке, работая с установленной для такой нагрузки скоростью на стерне нормальной влажности и плотности (на горизонтальных участках чернозёма или суглинки), при этом буксирование движителей не должно выходить за допустимые пределы и трактор должен соответственно иметь достаточно высокий тяговый К.П.Д. У колёсных тракторов допускается в этих условиях буксование движителей в пределах 15...18% у гусеничных – в пределах 3...5%. Тяговый К.П.Д. у колёсных тракторов типа 4х2 должен быть не ниже 65...68% , у гусеничных тракторов – не ниже 70...74%.

В последовательном порядке определяется:

1. Расчётный тяговый диапазон трактора – т.е. отношение его номинальной силы тяги на крюке к минимальной силе тяги, на которую он должен быть рассчитан:

$$\delta_m = \varepsilon \frac{P_H}{P'_H}, \quad (1)$$

где P_H - номинальная сила тяги трактора рассчитываемого класса, Н;

P'_H - номинальная сила тяги, установленная для тракторов предыдущего тягового класса;

ε – коэффициент расширения тяговой зоны трактора. Для универсально-пропашных колёсных тракторов применяют $\varepsilon = 1,25 \dots 1,35$,

для гусеничных сельскохозяйственных тракторов общего назначения $\varepsilon = 1,20 \dots 1,25$.

Для тракторов, не связанных закономерно с другими тяговыми классами, можно принять $\delta_m = 2$.

Расчётная минимальная сила тяги на крюке при принятых условиях работы на стерне равна:

$$P_{кр \min} = \frac{P_H}{\delta_m}, \quad (2)$$

Зная пределы тяговых усилий на крюке ($P_H \rightarrow \frac{P_H}{\delta_m}$), с которыми рассчитываемый трактор должен работать, можно подобрать к нему применительно к тем или иным зональным условиям соответствующий набор сельскохозяйственных машин.

2. Весовые параметры трактора:

G_0 – конструктивный (сухой) вес трактора, т.е. вес трактора в незаправленном состоянии, без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта, Н.

$$G_0 = m_k \cdot g, \quad (3)$$

где m_k – конструктивная масса трактора; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Конструктивный вес трактора следует максимально снижать, на сколько это выполнимо технически, целесообразно с экономической точки зрения. Более или менее точно конструктивный вес может быть подсчитан при реальном планировании. При выполнении курсовой работы величина берётся, ориентируясь на показатели современных тракторов того же класса.

G_{\min} – минимальный эксплуатационный вес, равный конструктивному плюс вес заправочных материалов и тракториста, с достаточной для учебных расчётов точностью можно принять:

$$G_{\min} = (1,07 \dots 1,1)G_0, \quad (4)$$

G_{\max} – максимальный эксплуатационный вес, равный G_{\min} плюс балласт того или иного типа, который может быть применён для увеличения сцепного веса (обычно у колёсных тракторов 4х2).

Максимальный эксплуатационный вес выбирается с таким расчётом, чтобы при работе в соответствующих условиях с номинальной нагрузкой на крюке сцепной вес трактора был достаточен для обеспечения допустимого буксования. Подсчёт максимального эксплуатационного веса трактора производится по следующим формулам:

для колёсного трактора:

$$G_{\max} = \frac{P_H}{\varphi_{\text{кдон}} \lambda_k - f}, \quad (5)$$

для гусеничного трактора:

$$G_{\max} = \frac{P_H}{\varphi_{\text{кдоп}} - f}, \quad (6)$$

где λ_k - коэффициент нагрузки ведущих колёс;

f' - коэффициент сопротивлению качению, учитывающий потери на качение от деформации гусеницами почвы, применяется приближённо равным половине общего коэффициента сопротивлению качению.

Для колёсных тракторов: $\varphi_{\text{кдоп}} = 0,5-0,6$; $\lambda_k = 0,75-0,8$; $f = 0,08-0,10$.

Для гусеничных тракторов: $\varphi_{\text{кдоп}} = 0,55-0,65$; $f = 0,06-0,08$.

У тракторов с двумя ведущими колёсами требуемый максимальный эксплуатационный вес обычно больше. В таких случаях увеличение эксплуатационного веса достигается применением балласта, вес которого:

$$G_{\text{бал}} = (G_{\max} - G_{\min}) \lambda_k, \quad (7)$$

Примечание: Если G_{\max} окажется меньше G_{\min} , этот вес (G_{\max}) в дальнейших расчётах не участвует. Вместо него следует подставить G_{\min} .

3. Номинальные скорости движения

Выбор их начинается с определения диапазона номинальных основных скоростей, т.е. отношение высшей скорости $V_{\text{нз}}$ к первой. Величина скоростного диапазона подсчитывается по формуле:

$$\delta_{\text{вочн}} = \delta_m \gamma_{\text{дмин}} \frac{P_H + fG_{\max}}{P_H + \delta_m fG_{\min}}, \quad (8)$$

где $\gamma_{\text{дмин}}$ - допустимый минимальный коэффициент загрузки двигателя.

Принимается $\gamma_{\text{дмин}} = 0,85 - 0,95$.

При предварительных расчётах ряд основных скоростей строится по принципу геометрической прогрессии, знаменатель которой

$$q = \sqrt[z-1]{\delta_{\text{вочн}}}, \quad (9)$$

где z - число основных скоростей, оно указывается в задании, обычно $z=4-5$.

В задании указывается численное значение первой основной скорости V_{H_1} , остальные скорости подсчитываются, исходя из установленного значения q – знаменателя геометрического ряда, а именно:

$$v_{H_2} = v_{H_1} \cdot q; \quad v_{H_3} = v_{H_2} \cdot q; \quad (10)$$

При выполнении тягового расчёта номинальная величина высшей транспортной скорости $v_{тр.мах}$ берётся по заданию. Если транспортных скоростей две, то промежуточная скорость назначается как V'_{mp} среднегеометрическая величина между высшей транспортной и высшей основной скоростью, т.е. в пределах:

$$v'_{mp} = \sqrt{v_{mpmax} \cdot v_{HZ}}, \quad (11)$$

4. Передаточные числа трансмиссии, необходимые для получения основных расчётных скоростей трактора, выбранных по тяговому расчёту, можно определить по формуле:

$$i_{mp} = \frac{0,105 n_{\partial\partial} r_k}{V_T}, \quad (12)$$

где V_m - расчётная скорость на передачах, м/сек,

$n_{\partial\partial}$ - номинальное число оборотов коленчатого вала двигателя,
указанного в задании, об/мин;

r_k - теоретический радиус качения, который определяется по формуле, м.

а) для гусеничного трактора

$$r_k = \frac{e_3 b z_k}{2\pi}, \quad (13)$$

где $e_3 b$ - шаг звена гусеницы в м,

z_k - число активно действующих зубьев ведущих колёс гусеничного движителя.

Значения $e_3 b$ и z_k берутся по прототипу трактора.

б) для колёсного трактора

$$r_k = 0.0254 \left(\frac{d}{2} + \lambda b \right) m, \quad (14)$$

где d – наружный диаметр обода, на который одевается шина;

b – ширина профиля шины, в дюймах;

λ - коэффициент радиальной деформации шин, $\lambda=0,8-0,9$

Размеры d и b (в дюймах) выбираются или подбираются по грузоподъёмности шин ведущих колёс. При этом весовую нагрузку на шину одного ведущего колеса можно принять равной:

$$G_K = \frac{0.75G_{\max}}{2} = \frac{\lambda_k(G_{\max} - G\delta)}{2}, \quad (15)$$

где λ_k - коэффициент нагрузки ведущих колёс.

5. Номинальная мощность двигателя, устанавливаемого на тракторе:

подсчёт номинальной мощности N_H производится формуле:

$$N_H = \frac{(P_H + fG_{\max})v_{H_1}}{\eta_{mp_1} \chi_3}, \quad (16)$$

где v_{H_1} - скорость первой основной передачи, м/с;

η_{mp_1} – К.П.Д. трансмиссии на 1-ой основной передаче;

χ_3 - коэффициент запаса мощности двигателя, принимается

$$\chi_3=0,85-0,95.$$

При определении К.П.Д. трансмиссии нужно учитывать потери, возникающие при передаче нагрузки и потери холостого хода. В соответствии с этим

$$\eta_{mp} = \eta_{хол} \cdot \eta_{ц}^{n_ц} \cdot \eta_{к}^{n_к}, \quad (17)$$

где $\eta_{хол}$ - К.П.Д., учитывающий потери холостого хода, при подсчёте

номинальной мощности двигателя можно принимать $\eta_{хол} - 0,96$;

$\eta_{ц}$ и $\eta_{к}$ - соответственно К.П.Д. цилиндрической и конической пары

$$\text{шестерён: } \eta_{ц}=0,985 \quad \eta_{к}=0,975,$$

$n_ц$ и $n_к$ – число пар шестерён, работающих в трансмиссии на данной

передаче (по прототипу трактора).

При отсутствии прототипа трансмиссии ее К.П.Д. можно принять в пределах $\eta_{TP}=0,88-0,92$

6. Удельная мощность и удельный вес трактора определяется по формулам:

$$N_{уд} = \frac{N_H}{G_{max}}, \text{ кВт/кН} \quad (18)$$

$$G_{уд} = \frac{G_o}{N_H}, \text{ Н/кВт} \quad (19)$$

В настоящее время $G_{уд}=540-700$ Н/кВт (колёсные тракторы)

$G_{уд}=800-1100$ Н/кВт (гусеничные тракторы).

Результаты тягового расчёта заносятся в таблицу 1.

Таблица 1

δ_m	G_{max}	G_{min}	$\delta_{v осн.}$	Расчётные скорости, м/сек						N_H , кВт
				Основные			Транспортные			
				1	2	3	4	1	2	

2 Расчёт и построение основных характеристик трактора

После выбора основных параметров трактора рассчитываются его тяговые, скоростные и экономические показатели. Для анализа правильности выбора основных параметров и тягово-скоростных показателей трактора строятся основные характеристики.

1. Определение касательной силы тяги и силы тяги на крюке на всех основных передачах.

Касательная сила тяги:

$$P_{KH} = \frac{M_H i_{TP} \eta_{TP}}{r_K}, \text{ Н} \quad (20)$$

M_H – номинальный крутящий момент двигателя, Нм

$$M_H = 9550 \frac{N_H}{n_H}, \text{ Нм} \quad (21)$$

Силы тяги на крюке:

$$P_{KPH} = P_{KH} - Pf, \quad (22)$$

где P_f - сила сопротивления качению

$$P_f = fG_{\max}, \quad (23)$$

2. Построение лучевой диаграммы

Для геометрического ряда передач характерно, что при переходе с одной передачи на другую крутящий момент двигателя меняется в одном диапазоне. Для наглядного представления об изменении крутящего момента двигателя $M_{\partial\epsilon}$ от касательной силы тяги P_x при работе на разных передачах строится лучевая диаграмма.

Так как

$$P_K = \frac{M_{\partial\epsilon} i_{TP} \eta_{TP}}{r_K}, \quad (24)$$

т.е. P_x прямо пропорциональна $M_{\text{дв}}$, то эта зависимость имеет линейный характер и изображается пучком прямых, берущий начало в центре координат, поэтому диаграмма называется лучевой. Чтобы её построить, поступающим следующим образом. На оси ординат диаграммы откладываем в принятом масштабе номинальный M_H и минимально допустимый $M_{\text{дв min}}$ крутящие моменты, используемые при геометрическом ряде передач

$$M_{\partial\epsilon \min} = M_H Y_{\partial \min}, \quad (25)$$

При геометрическом ряде передач $Y_{\text{д min}} = \frac{1}{q}$ имеет одинаковое значение, зависящее от величины знаменателя прогрессии. Через вершины отложенных отрезков проводим прямые, параллельные оси абсцисс. Луч первой передачи пересекает горизонталь M_H в точке a , абсцисса которой определяется $P_{\text{кн 1}}$. Точка b' пересечения проведённого луча с горизонталью $M_{\text{д min}}$ является граничной точкой перехода на вторую передачу. Поэтому луч второй передачи должен быть проведён через точку b' и т.д..

При данных значения моментов рассчитываются касательные силы тяги трактора P_k на всех основных передачах и находятся точки a, b, c, d , по которым строится диаграмма (рис.1.). При правильно проведенных расчётах точки ab', bc', cd' и т.д. лежат на прямых, проходящих через начало координат, а точки dd', cc', bb', aa' и т.д. лежат ординатах, соответствующих расчётным $P_{кн}$ на передачах. Заштрихованные площадки характеризуют неиспользованный момент двигателя за счёт ступенчатости трансмиссии. По построенной диаграмме можно судить о рациональности выбора передаточных чисел, структуры ряда передач трансмиссии.

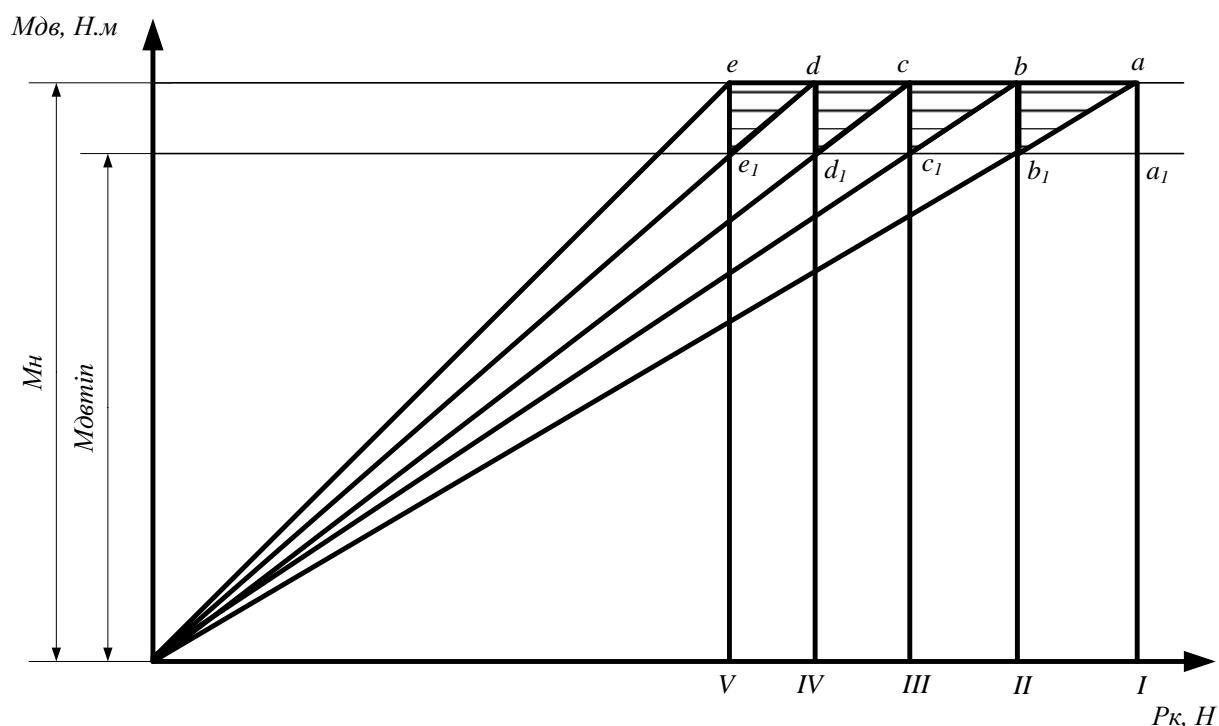


Рисунок 1 - Лучевая диаграмма

3. Построение потенциальной тяговой характеристики

При построении потенциальной тяговой характеристики делается два допущения:

1) Трактор имеет бесступенчатую трансмиссию, которая позволяет всегда загружать двигатель на номинальную мощность за счёт автоматического изменения скорости движения при изменении тяговой нагрузки,

2) Движение трактора, установившееся на горизонтальной поверхности. При этом мощностной баланс трактора имеет вид:

$$N = N_{TP} + N_{\delta} + N_f + N_{Kp}, \quad (26)$$

где N_{TP} – мощность, теряемая в трансмиссии,

N_f – мощность, затрачиваемая на качение трактора,

N_{δ} – мощность, теряемая на буксование,

N_{Kp} - тяговая мощность трактора,

Для построения потенциальной тяговой характеристики мощностной баланс представляется в графическом виде, рисунок 2. На оси абсцисс откладываются силы тяги на крюке P_{Kp} . Строится вспомогательная кривая буксования $\delta = f(P_{Kp})$. Вверх, в принятом масштабе, откладывается номинальная мощность двигателя N_H и через её вершину проводится прямая, параллельная оси абсцисс. При принятом условии о постоянстве загрузки двигателя можно считать, что и мощность N_{TP} тоже имеет постоянное значение:

$$N_{TP} = N_H (1 - \eta_{TP}), \quad (27)$$

Величина N_{TP} откладывается вниз от линии N_H и проводится вторая линия. Разница $(N_H - N_{TP})$ представляет собой мощность N_K , подведенную к ведущим колёсам. Часть мощности теряется из-за буксования:

$$N_{\delta} = N_K \delta, \quad (28)$$

Так как величина δ меняется с изменением P_{Kp} , то необходимо определить значение N_{δ} для нескольких точек, используя кривую буксования. Значения N_{δ} для разных точек откладывается вниз от горизонтали N_K в виде отрезков, концы которых соединяются кривой. Получится второй участок, показывающий потери мощности на буксование.

Затраты на качение

$$N_f = f G_{\max} v_T (1 - \delta), \quad (29)$$

Для их определения необходимо знать значения теоретических скоростей при разных P_{Kp} , имея виду, что

$$N_K = P_K v_T, \quad (30)$$

$$P_K = P_{KP} + P_f, \quad (31)$$

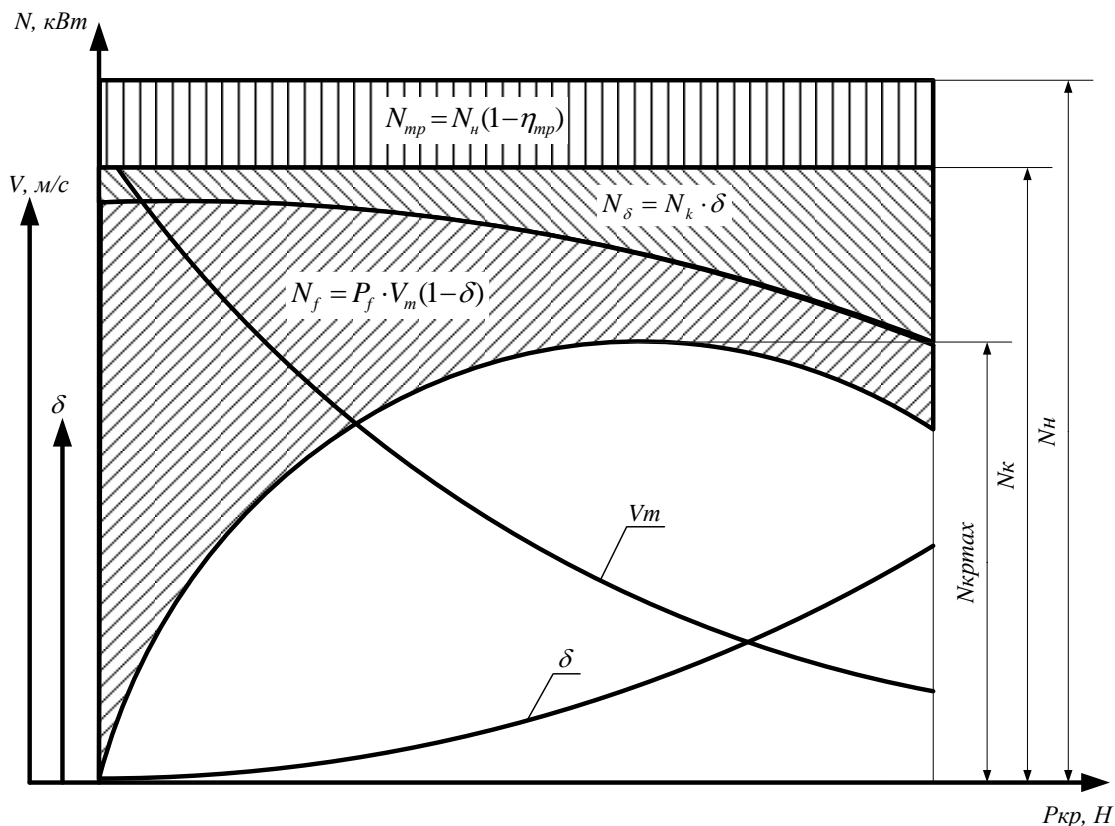


Рисунок 2 – Потенциальная тяговая характеристика трактора

Можно определить

$$V_T = \frac{N_K}{P_{KP} + P_f}, \text{ м/с} \quad (32)$$

$$N_K \rightarrow B_T$$

$$P_{KP} + P_f \rightarrow H$$

При различных значениях $P_{кр}$ и построить кривую $v_T = f(P_{кр})$.

Имея кривые $v_T = f(P_{кр})$ и $\delta = f(P_{кр})$, можно рассчитать N_f для различных значений нагрузки и отложить их в виде отрезков вниз от кривой N_δ . Концы отрезков соединяются кривой. Получится третий участок, изображающий затраты мощности на качение. Для облегчения построения результаты расчётов сводятся в таблицу 2.

Таблица 2

$P_{кр}$	v_T	δ	N_δ	N_f

Так как, $N_H - N_{тр} - N_\delta - N_f = N_{кр}$, то ординаты последней кривой изображают мощности $N_{кр} = f(P_{кр})$, оставшиеся после вычета всех потерь.

Если принять отрезок N_H за $\eta_{тяг} = 1$, то эта кривая будет изображать и зависимость $\eta_{тяг} = f(P_{кр})$.

Полученная кривая называется потенциальной тяговой характеристикой, так как может быть достигнута лишь при бесступенчатом регулировании скоростей движения и постоянной нагрузке двигателя на номинальную мощность. Из потенциальной тяговой характеристики видно, что трактор может работать с высокими значениями тяг лишь в определённом диапазоне тяговых усилий на крюке. Сравнив этот диапазон с расчётным $P_H \rightarrow \frac{P_H}{\delta_T}$, можно сделать вывод о правильности выбора основных параметров трактора.

4. Построение теоретической тяговой характеристики

На тяговой характеристике наносятся ряд кривых, показывающих, как в заданных почвенных условиях меняются в зависимости от нагрузки на крюке основные показатели трактора – буксование ведущих органов, скорости движения, мощность на крюке, удельный расход топлива и тяговый К.П.Д.

Тяговая характеристика строится применительно к основным передачам трактора. Тяговая характеристика состоит из двух частей: верхней и нижней. (Рисунок 3).

Верхняя часть характеристики строится в функции силы тяги на крюке $P_{кр}$. Начало координат нижней части характеристики смещено от точки “0” на величину силы сопротивления качению P_f , отложенной в том же масштабе, что и $P_{кр}$.

Сумма сил $P_{кр} + P_f = P_k$ даёт касательную силу тяги трактора.

а) построение нижней вспомогательной части тяговой характеристики.

Здесь строится регулярная характеристика двигателя рассматриваемого трактора, необходимая для дальнейших расчётов его тяговой характеристики. Регуляторная характеристика строится в функции от крутящих моментов,

развиваемых двигателем, и одновременно в функции от касательных сил тяги. Оба указанных аргумента, откладываемые на оси абсцисс характеристики, связываются между собой переходными масштабами.

Необходимые масштабы строятся, исходя из следующего соотношения между моментом $M_{дв}$ двигателя и касательной силой тяги P_K трактора:

$$P_K = \frac{M_{дв} i_{TP} \eta_{TP}}{r_K} = A \cdot M_{дв}, \quad (33)$$

где $A = \frac{i_{TP} \eta_{TP}}{r_K}$ – переводной коэффициент масштаба моментов $M_{дв}$ в масштаб сил.

Для каждой передачи он имеет своё значение. Под осью абсцисс наносятся переходные масштабные шкалы крутящих моментов $M_{дв}$, отдельно для каждой передачи. Строятся они следующим образом. Определяем касательные силы тяги, соответствующим крутящим моментам M_H и $M_{дв max}$ на разных передачах.

При этом

$$M_{дв} = K_M \cdot M_H, \quad (34)$$

где K_M - коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту.

$K_M = 1,15-1,2$ – дизельные двигатели.

$$P_{K max} = \frac{M_{дв max} i_{TP} \eta_{TP}}{r_K}, \quad (35)$$

Найденные значения P_K попарно для каждой передачи находим на оси абсцисс, и соответствующие им точки сносим вниз, располагая на разных уровнях (линиях). Через каждую пару снесённых точек проводим горизонтали и продолжаем их до оси ординат. Полученные отрезки являются масштабными шкалами крутящих моментов двигателя. У каждой шкалы отмечаем номер передачи, к которой она относится. Затем каждую шкалу делим на части и ставим около деления численные значения крутящего момента, соответствующие масштабу данной шкалы.

5. Построение кривых регулярной характеристики

Кривые строятся для каждой передачи по своей масштабной шкале, поэтому каждый параметр изображается пучком кривых, число которых

равно числу передач. Всего стоятся три пучка кривых, показывающих, как меняются при работе на той или иной передаче, в зависимости от величины касательной силы тяги трактора число оборотов двигателя, эффективная мощность N_e и часовой расход топлива G_T . Если нет данных прототипа можно пользоваться следующими зависимостями для построения регулярной характеристики:

1). $n_{дв} = f(M_{дв})$. Центр пучка кривых расположен на оси ординат в точке, соответствующий числу оборотов холостого хода двигателя:

$$n_{xx} = (1,06...1,08)n_H, \quad (36)$$

Номинальному моменту двигателя соответствует номинальное число оборотов n_H . Минимально устойчивые обороты двигателя $n_0 = (0,55...0,7)n_H$, эти обороты соответствуют $M_{дв max}$.

2). $Ne = f(M_{дв})$. Центр пучка этих кривых находится в начале координат "0". Вершины кривых лежат на горизонтали, ордината которой представляет в принятом масштабе номинальную эффективную мощность N_H , соответствующую M_H .

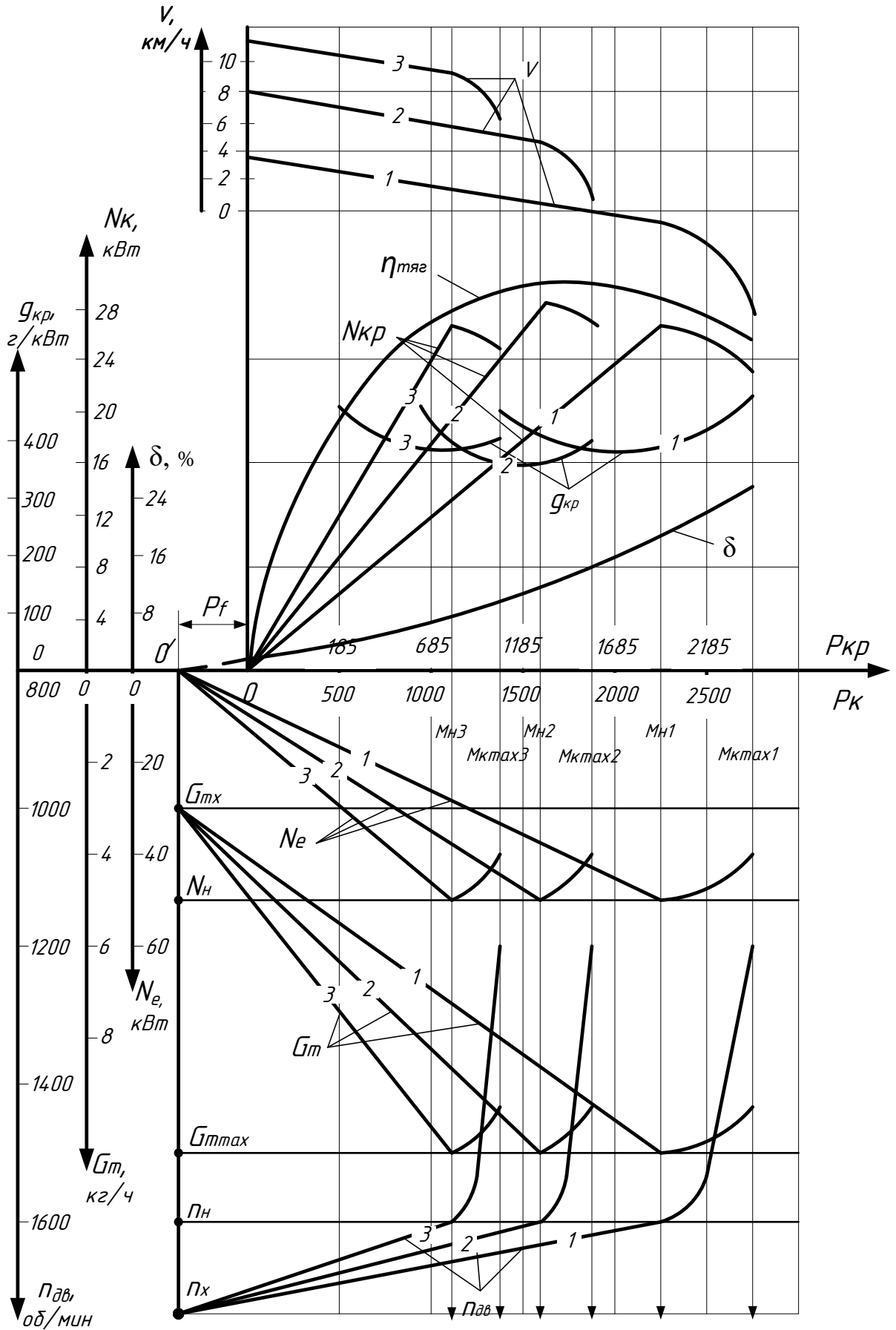


Рисунок 3 – Теоретическая тяговая характеристика трактора

При максимальном крутящем моменте

$$N_0 = \frac{M_{\text{дв max}} n_0}{9,55}, \quad (37)$$

3) $G_T = f(M_{\text{дв}})$ кривые G_T берут начало на оси ординат в точке, соответствующей часовому расходу топлива $G_{T \text{ хх}}$, при холостом ходе двигателя.

$$G_{T \text{ хх}} = (0,25 - 0,4)G_{T \text{ max}} - \text{дизельные двигатели}, \quad (38)$$

При номинальном моменте двигателя M_H расход топлива максимальный $G_{T \text{ max}}$, указанный в задании.

Расход топлива $G_{T \text{ max}}$ составляет:

$$G_{T \text{ max}} = \frac{g_e N_H}{10^3}, \text{ кг/час} \quad (39)$$

$G_{T_0} = (0,8 - 0,95)G_{T \text{ max}}$ – дизельные двигатели, при $M_{\text{дв max}}$ отрезки всех кривых, соответствующие регуляторному участку характеристики двигателя, имеют линейный характер. Все кривые должны заканчиваться при $M_{\text{дв max}}$. Следует построить масштабные шкалы для каждого параметра (N_e ; $n_{\text{дв}}$; G_T).

б) Построение верхней части тяговой характеристики трактора.

Здесь находятся кривые, непосредственно относящиеся к тяговой характеристике.

Если имеется для данной почвы тяговая характеристика трактора-прототипа, то буксование находится по этой характеристике. По этим данным строится $\delta = f(P_{\text{кр}})$.

7. Построение остальных кривых тяговой характеристики

В отличие от кривой буксования все остальные кривые характеристики строятся отдельно для каждой передачи трактора. Необходимые для их построения данные подсчитываются по следующим формулам:

Действительные скорости трактора

$$V = 0,105 \frac{n_{\text{дв}} r_K}{i_{TP}} (1 - \delta), \text{ м/с} \quad (40)$$

Тяговые мощности на крюке

$$N_{кр} = P_{кр} \cdot v, \text{ кВт} \quad (41)$$

Определение входящих в эти формулы величин производится следующим образом: берём на оси абсцисс ряд точек, изображающие различные тяговые усилия $P_{кр}$ и проводим через них вертикали до пересечения с кривой буксования в верхней части характеристики и с кривыми $n_{дв}$, соответствующими данной передаче в нижней части характеристики. Ординаты точек пересечения сносим на масштабные шкалы соответствующей кривой и определяем искомые значения δ и $n_{дв}$.

Расчёт действительных скоростей и тяговых мощностей можно привести по трём характерным режимам: холостой ход, номинальный режим и режим перегрузок при $M_{дв max}$.

Тогда $P_{кр 1} = 0$ $P_{кр 2} = P_{кн} - P_f$ и $P_{кр 3} = P_{к max} - P_f$.

Подсчитаем после	$P_{кр}$, кН	$n_{дв}$, об/мин	δ	v , м/с	$N_{кр}$, кВт
I	$P_{кр 1}$				
	$P_{кр 2}$				
	$P_{кр 3}$				
II					

и т.д.

Справа все перечисленные кривые должны заканчиваться в точках, относящихся к значениям $M_{дв max}$ на соответствующих каждой из передач масштабных шкал.

Удельные расходы топлива:

$$g_{кр} = \frac{10^3 G_T}{N_{кр}}, \text{ г/кВт ч} \quad (42)$$

Для их расчёта и построения необходимо не менее 5-6 значений на каждой передаче, определение этого показателя проводится графоаналитическим методом. При этом для каждой передачи на кривых $N_{кр}$ берём ряд точек, которые проектируем на кривые часового расхода топлива на соответствующей передаче и определяем $g_{кр}$.

Результаты расчётов заносятся в таблицу 4 и по ним строятся кривые $g_{кр} = f(P_{кр})$ на всех передачах.

Таблица 4

$P_{кр}$	0.....	$P_{кр, Н}$	$P_{кр max}$
$N_{кр}$			
G_T			
$g_{кр}$			

8. Построение кривой тягового К.П.Д. трактора

Если К.П.Д. трансмиссии на всех передачах одинаков, то тяговый К.П.Д. при данной нагрузке не зависит от передачи, на которой работает трактор, и на тяговой характеристике должна наноситься одна кривая тягового К.П.Д.

Тяговый К.П.Д. трактора

$$\eta_{ТЯГ} = \frac{N_{КР}}{N_e}, \quad (43)$$

где $N_{кр}$ - рассматриваемая тяговая мощность трактора,

N_e - развиваемая при этом эффективная мощность двигателя,

Величина N_e находится путём проектирования взятой точки $N_{кр}$ на соответствующую данной передаче кривую эффективной мощности двигателя и нижней половине графика.

Кривая тягового К.П.Д. строится для значений $P_{кр}$, охватывающий зону основных эксплуатационных нагрузок, соответствующих тяговому классу рассчитываемого трактора.

Для контроля за правильностью построения тяговой характеристики проверяем полученные значения тягового К.П.Д. по формуле:

$$\eta_{ТЯГ} = \eta_{ТР} \frac{P_{КР}}{P_K} (1 - \delta), \quad (44)$$

Результаты расчётов заносятся в таблицу 5.

Таблица 5

$P_{кр}$	0.....	$P_{кр, Н}$	$P_{кр max}$
$N_{кр}$			
N_e			
$\eta_{ТЯГ}$			

9. Анализ теоретической тяговой характеристики

Построенная тяговая характеристика должна быть проанализирована с точки зрения полученных показателей, исследования характера их изменения в зависимости от нагрузки.

Например, определяются:

1. Изменения поступательных скоростей движения на всех передачах, их значения.

2. Значения $N_{кр}$ и $P_{крн}$ на всех передачах.

3. Экономичность трактора при различной степени загрузки.

4. Тяговый К.П.Д. в заданном диапазоне нагрузки.

5. Запас тягового усилия на каждой передаче, который определяет способность трактора преодолевать временное увеличение сопротивлений движению без перехода на низшую передачу, равный $P_{кр max} - P_{кр н}$. При этом $P_{кр н}$ - тяговое усилие на передаче, соответствующее $N_{кр max}$.

Коэффициент запаса тягового усилия

$$K_{ТЯГ} = \frac{P_{кр max}}{P_{кр н}}, \quad (45)$$

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ТЕМЕ "ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ КАЧЕСТВА И ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ"

1. Тяговый расчёт автомобиля

Задачей тягового расчёта является определение параметров автомобиля, которые могли бы обеспечить получение в заданных эксплуатационных условиях установленных для него тяговых и скоростных показателей.

1. Одной из основных задач тягового расчёта является выбор мощности двигателя N_v , необходимой для движения полностью гружёного автомобиля с заданной максимальной скоростью.

$$N_v = \frac{[\psi(G_0 + G_r) + P_w \max] v_{\max}}{3600 \eta_{TP}}, \text{ кВт} \quad (46)$$

где v_{\max} - заданная максимальная скорость, км/час;

ψ - приведённый коэффициент сопротивления дороги, для грузовых автомобилей принимается $\psi = 0,04$, для легковых $\psi = f(1 + Av^2)$ причём $A = 5 \cdot 10^{-5}$;

G_0 – собственный вес автомобиля, Н;

G_r – грузоподъёмность автомобиля, Н.

Для легковых автомобилей:

G_r - вес пассажиров с водителем + вес запасного баллона + вес багажа; для грузовых - G_r - заданная номинальная грузоподъёмность + вес водителя + вес пассажира в кабине. Собственный вес G_0 можно выбрать в соответствии с заданной грузоподъёмностью по коэффициенту грузоподъёмности:

$$\eta_G = \frac{G_r}{G_0}$$

$\eta_G = 0,35 \dots 0,45$ – автобусы,

$\eta_G = 0,25 \dots 0,35$ - легковые автомобили

$\eta_G = 0,9 \dots 1,1$ - грузовые автомобили.

$G = G_0 + G_r$ – общий вес автомобиля с грузом

$P_{w \max}$ – сила сопротивления воздуха

$$P_{w \max} = \frac{KFv_{\max}^2}{13}, \text{ Н } v\text{-км/час,} \quad (47)$$

где K – коэффициент обтекаемости

F – площадь лобового сопротивления, м^2

K и F – задаются.

2. Построение (внешней) скоростной характеристики автомобильного двигателя

Известна мощность N_v , необходимо определить соответствующие число оборотов двигателя n_v .

n_v – определяется, исходя из значения чисел оборотов коленчатого вала двигателя, приходящихся на 1 км пути автомобиля $n_{\text{км}}$.

$n_{\text{км}} = 1800 - 2400$ об/км – легковые автомобили,

$n_{\text{км}} = 2400 \dots 3000$ об/км – грузовые автомобили. Чем выше v_{\max} , тем меньше $n_{\text{км}}$

$$n_{\text{км}} = \frac{60n_{\text{дв}}}{v}, \quad (48)$$

$n_{\text{дв}} \rightarrow \text{об/мин}$

$v \rightarrow \text{км/час}$

Откуда

$$n_v = \frac{n_{\text{км}} v_{\max}}{60}, \quad (49)$$

Далее определяются максимально допустимые обороты двигателя

$$\frac{n_{\max}}{n_N} = 1,05, \quad (50)$$

где n_N - число оборотов при $N_{e \max}$

$$\frac{n_v}{n_N} = 0,8 - 0,9, \quad (51)$$

Затем по эмпирической формуле определяется максимальная мощность двигателя

$$N_{e \max} = \frac{N_v}{a \frac{n_v}{n_N} + b \left(\frac{n_v}{n_N}\right)^2 - c \left(\frac{n_v}{n_N}\right)^3}, \quad (52)$$

где a, b, c - коэффициенты, зависящие от типа двигателя и его параметров.

Для карбюраторных двигателей эти коэффициенты равны 1. Для дизельных двигателей $a = 0,6; b = 1,4; c = 1$.

По уравнению, задаваясь различными значениями “ n ”, определяются:

$$Ne = N_{e \max} \left[a \frac{n}{n_N} + b \left(\frac{n}{n_N}\right)^2 - c \left(\frac{n}{n_N}\right)^3 \right], \quad (53)$$

и строится кривая. Крайняя левая точка соответствует (Рис. 4) минимально допустимой скорости вращения коленчатого вала

$$n_{\min} = 800 - 1200 \text{ об/мин}$$

Затем по соотношению:

$$M_{\delta\delta} = 9550 \frac{Ne}{n_{\delta\delta}}; \text{ Нм} \quad (54)$$

Строится кривая $M_{\delta\delta} = f(\Pi_{\delta\delta})$

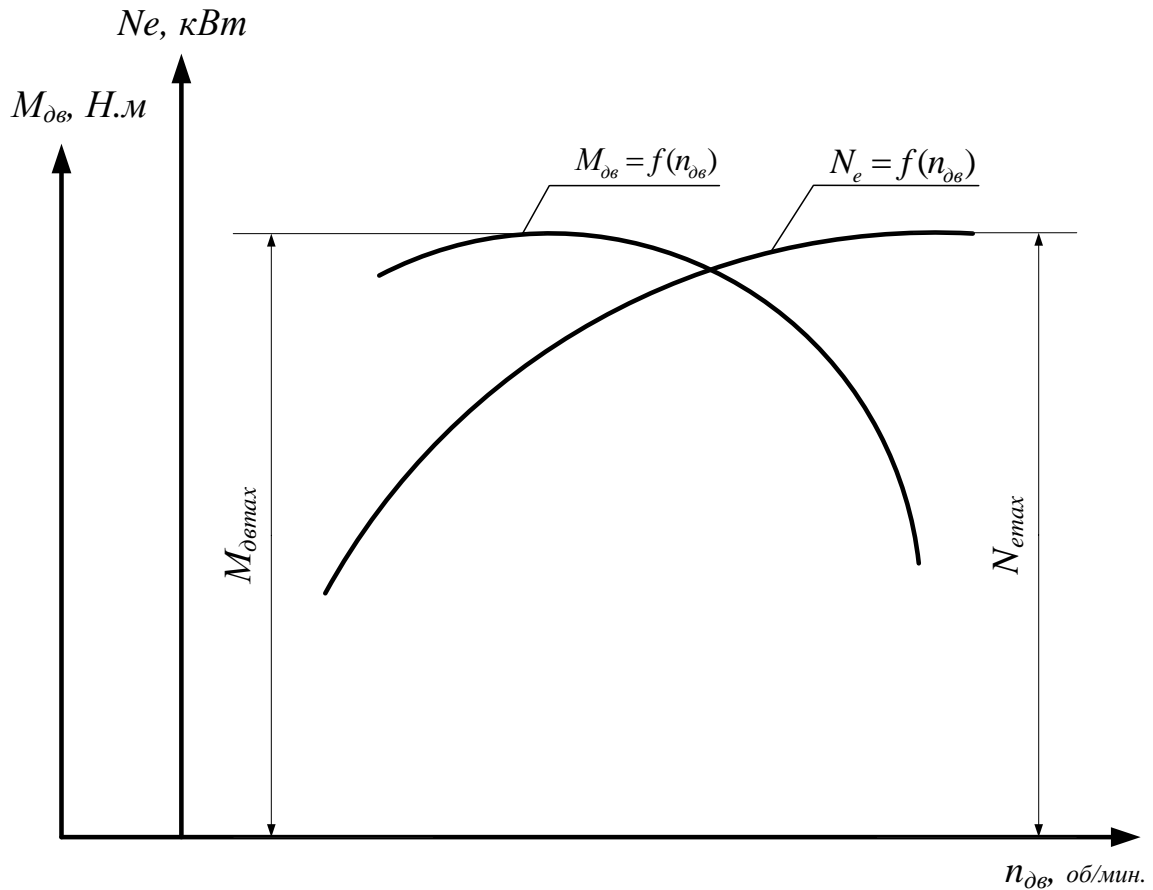


Рисунок 4 – Внешняя скоростная характеристика автомобильного двигателя

3. Определение удельной мощности

$$N_{уд} = \frac{N_{e max}}{G}, \quad (55)$$

Ориентировочно

$$N_{уд} = 3 - 4,5 \text{ кВт/кН (легковые автомобили),}$$

$$N_{уд} = 1,5 - 2 \text{ кВт/кН (грузовые автомобили)}$$

4. Определение максимального динамического фактора на первой передаче $D_{1 max}$. Он выбирается, исходя из сцепных возможностей автомобиля

$$D_{1 max} = \varphi \lambda_K, \quad (56)$$

где φ - коэффициент сцепления.

Принимается $\varphi = 0,5 - 0,7$ (в зависимости от f)

$$\lambda_k = (1,1 - 1,3)\lambda_{кст}$$

$$\lambda_{кст} = 0,7 - 0,75 \text{ (грузовые автомобили)}$$

$$\lambda_{кст} = 0,5 - 0,55 \text{ (легковые автомобили)}$$

5. Определение передаточного числа главной передачи

$$i_o = \frac{0,377 n_N \cdot \eta_k}{v_{\max}}, \quad (57)$$

η_k – определяется аналогично колёсным тракторам.

6. Определение передаточных чисел коробки перемены передач.
Передаточное число коробки передач первой передачи

$$i_{kl} = \frac{D_{1\max} G \cdot r_k}{M_{дв\max} \eta_{mp} i_0}, \quad (58)$$

где $M_{дв\max}$ - максимальный крутящий момент двигателя (из скоростной характеристики).

Передаточное число остальных передач подбираются по принципу геометрической прогрессии. При этом знаменатель прогрессии q подсчитывается по формуле:

$$q = \sqrt[z-1]{i_{kl}}, \quad (59)$$

где z – число передач, указанное в задании.

$$i_{k2} = \frac{i_{k1}}{q}, \text{ и т.д.} \quad (60)$$

$$i_{k3} = \frac{i_{k2}}{q}$$

Общее передаточное число трансмиссии

$$i_{mp} = i_0 i_k, \quad (61)$$

2 Динамический расчёт автомобиля

2.1 Построение динамической характеристики

Динамическая характеристика автомобиля иллюстрирует его динамические качества при равномерном движении с разными скоростями на разных передачах. На оси абсцисс откладываются скорости v , м/сек, а на оси ординат – значение динамического фактора

$$D = \frac{\frac{M_{\text{дв}} i_{TP} \eta_{TP}}{r_k} - P_w}{G}, \quad (62)$$

где $G = G_0 + G_r$

Расчёт производится отдельно для каждой передачи в такой последовательности: определяем два ряда значений чисел оборотов двигателя от n_{\min} до n_{\max} , соответствующие им на данной передаче скорости движения:

$$V = 0,377 \frac{n_{\text{дв}} r_k}{i_{TP}}, \text{ км/час} \quad (63)$$

По ранее построенной скоростной характеристике двигателя находим значения крутящих моментов, развиваемых двигателем при том или ином взятом значении чисел оборотов.

$$P_w = \frac{k F v^2}{13}, \text{ Н} \quad (64)$$

Подсчитываем силу сопротивления воздуха при скоростях движения, соответствующих исходным числам оборотов. Подставляя последовательно значение $M_{\text{дв}}$ и P_w для ряда скоростей движения, находим соответствующие им значения динамического фактора, результаты расчётов сводим в таблицу 6 и строим по ним динамическую характеристику (Рисунок 5).

Таблица 6

Передачи	$n_{дв}$, об/мин	v , км/ч	$M_{дв}$, Нм	P_w , Н	Д	v , м/с
I	П П ₀ n_v П _н П _{max}					
II	П П ₀ n_v П _н П _{max}					

и т.д.

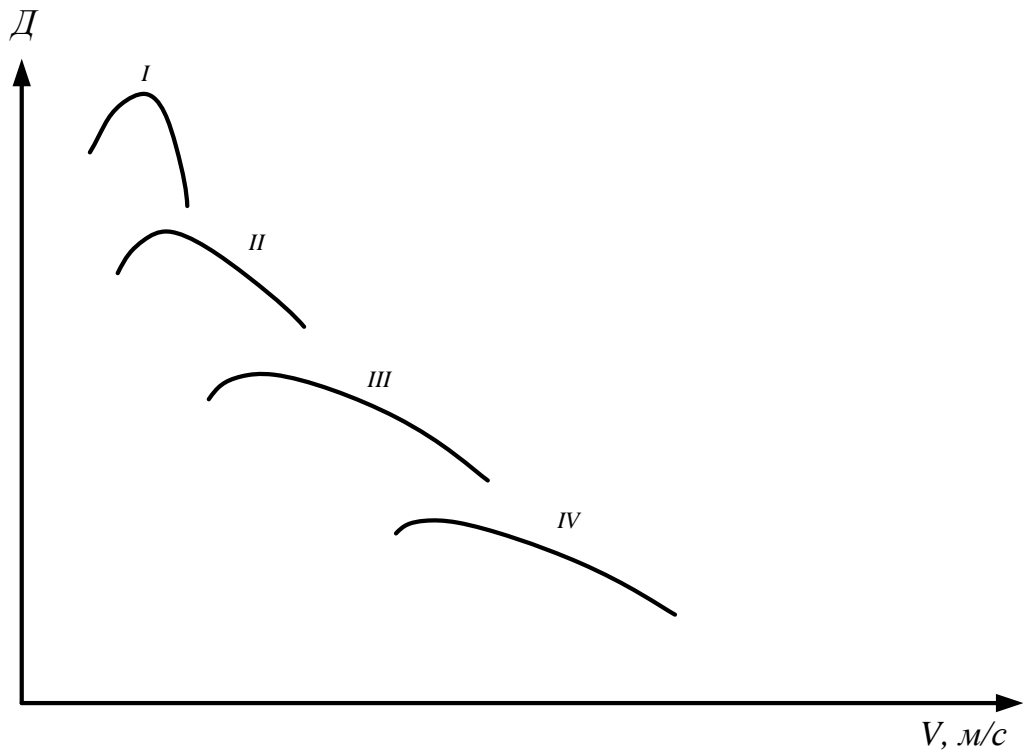


Рисунок 5 - Динамическая характеристика автомобиля

2.2 Построение графика максимальных ускорений

Основным измерителем разгонных качеств автомобиля являются ускорение при разгоне. Расчёт его производится по формуле:

$$j = \frac{D - \psi}{\delta_{BP}} g \quad , \quad \text{м/с}^2 \quad (65)$$

где δ_{BP} - коэффициент учёта вращающихся масс, который может быть определён по эмпирической формуле:

$$\delta_{BP} = 1,04 + 0,05i_k^2 \quad , \quad (66)$$

Пользуясь динамической характеристикой, определяем разность $(D - \psi)$ при различных скоростях движения на разных передачах, рассчитываем " δ_{BP} " для каждой передачи и строим кривые ускорений $j = f(v)$ (Рисунок 6).

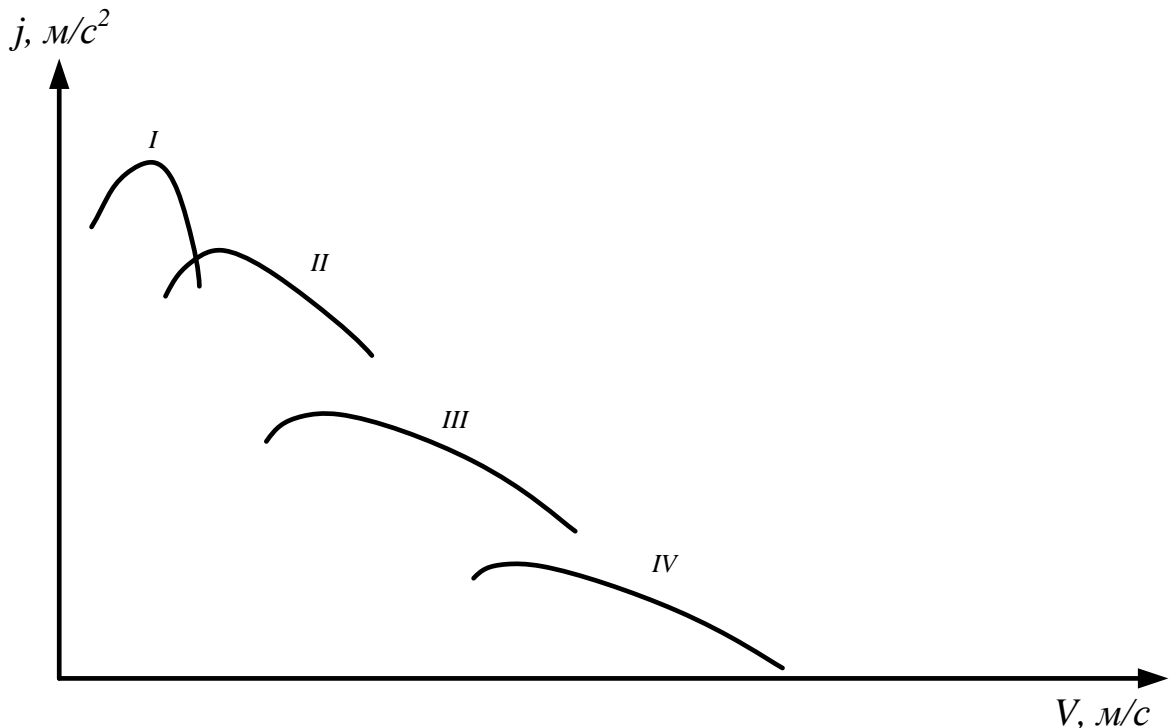


Рисунок 6 - График максимальных ускорений

Точка пересечения кривой ускорения высшей передачи с осью абсцисс определяет максимально возможную скорость движения автомобиля в заданных дорожных условиях (ψ).

2.3 Определение времени и пути разгона

Время и путь разгона являются более наглядными и удобными для практических целей оценочными показателями разгонных качеств. Для их определения используется метод графического интегрирования.

Для расчёта и построения графика времени разгона строится вспомогательный график обратных ускорений (Рисунок 7).

$$1/j = f(v)$$

На оси абсцисс отмечаем одинаковые интервалы скорости ($v_1; v_2; v_3; v_4$ и т.д.) и проводим ординаты до кривых обратных ускорений. Площадки, заключённые между осью абсцисс.

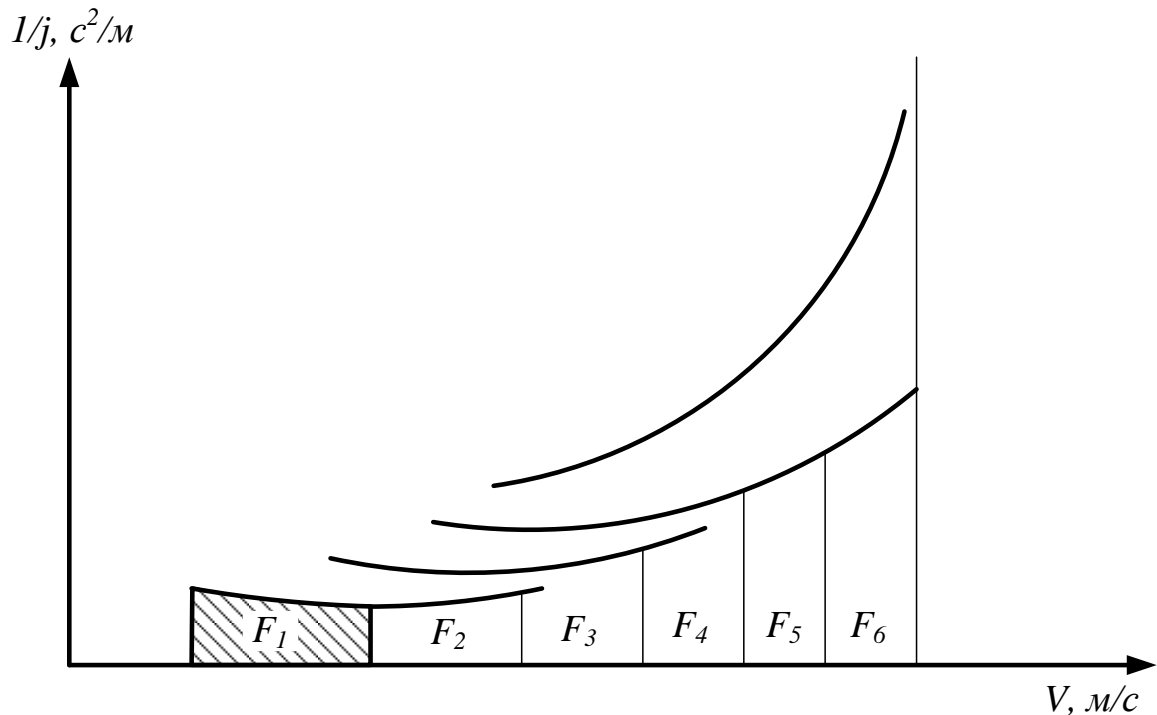


Рисунок 7 – График обратных ускорений

Проведёнными ординатами и кривыми эквиваленты времени разгона

$$T_{\text{разг}} = m_1 m_2 F, \quad (67)$$

где m_1 - масштаб скорости, $\text{м}/\text{сек}/\text{мм}$,

m_2 - масштаб обратных ускорений, $\text{с}^2/\text{м}/\text{мм}$,

F – площадь участка, мм^2 .

Подсчитывая последовательно площади участков F1, F2, F3, F4 и т.д. определяем T1, T2, T3, T4 и т.д. и строим график времени разгона (Рисунок 8).

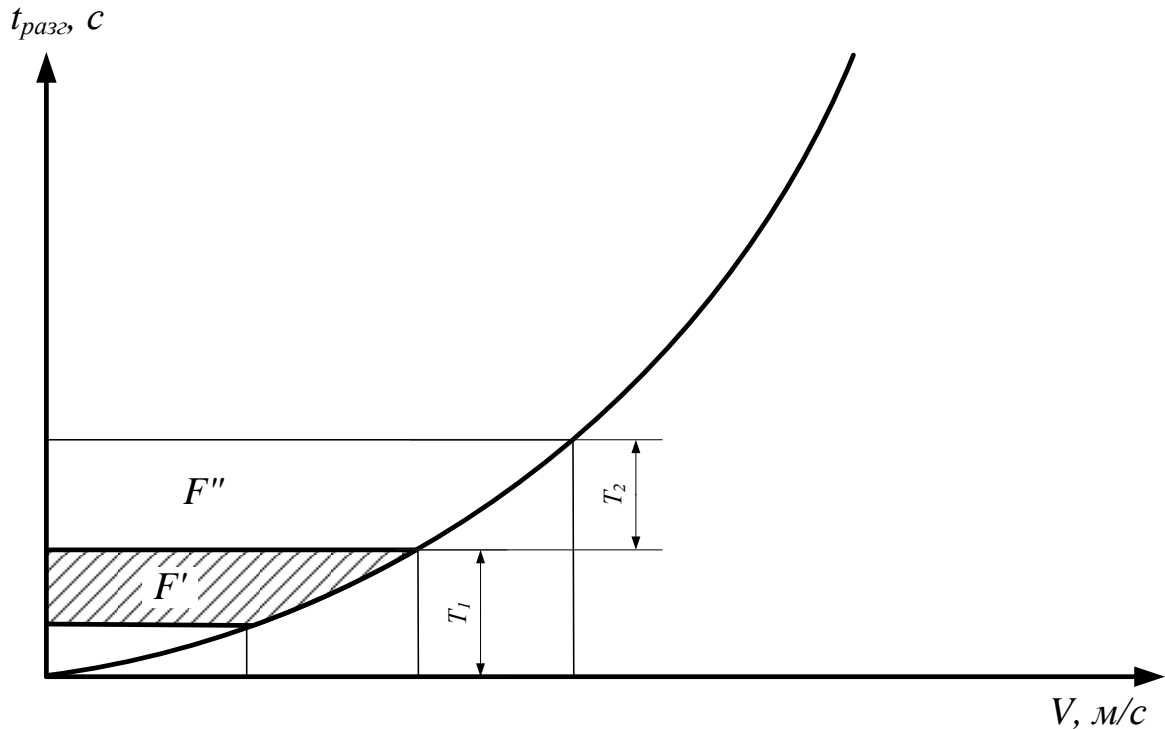


Рисунок 8 – График времени разгона автомобиля

Интегрируя график времени разгона, можно построить график пути разгона, рисунок 9. Заштрихованные площадки эквивалентны пути разгона. При этом

$$S_{разг} = m_1 m_3 F' , \quad (68)$$

где m_3 - масштаб времени с/мм.

F – площадь участка, $мм^2$.

По построенным кривым можно определить время и путь разгона автомобиля в заданных дорожных условиях в любом интервале скорости.

2.4 Характеристика тормозных качеств автомобиля

Измерителями тормозных качеств автомобиля являются замедление, время и путь торможения.

В расчетно-графической работе предлагается при заданных замедлениях и в разных дорожных условиях рассчитать и построить график тормозного пути (Рисунок 10 а и б).

Тормозной путь в зависимости от дорожных условий и интенсивности торможения рассчитывается по формуле:

$$S = 0,004 \frac{v_1^2}{\varphi}, \text{ м} \quad (v \rightarrow \text{км/час}) \quad (69)$$

$$S = 0,005 \frac{v_1^2}{\varphi}, \text{ м} \quad (v \rightarrow \text{м/с}) \quad (70)$$

$$S_m = \frac{v_1^2}{2j_m}, \text{ м} \quad (v \rightarrow \text{м/с}) \quad (71)$$

Время торможения в заданных дорожных условиях определяется

$$T_{\min} = \frac{S_m \min}{0,5(v_1 + v_2)}, \text{ с} \quad (v \rightarrow \text{м/с}) \quad (72)$$

При этом

$$S_m \min = 0,05 \frac{v_1^2 - v_2^2}{\varphi}, \quad (73)$$

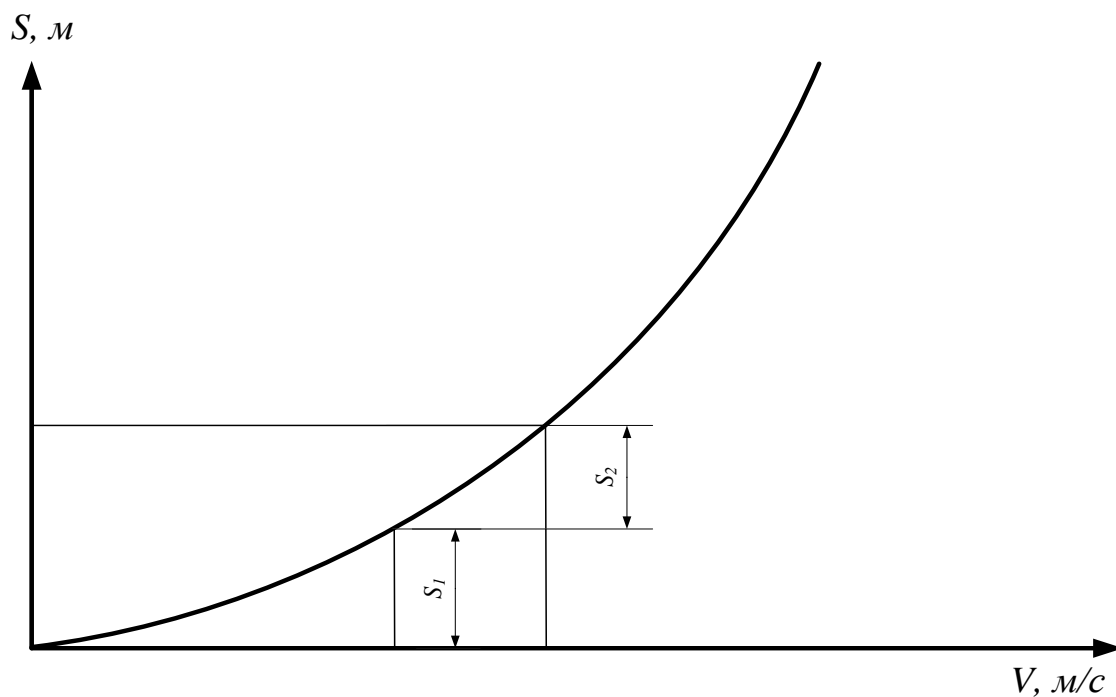
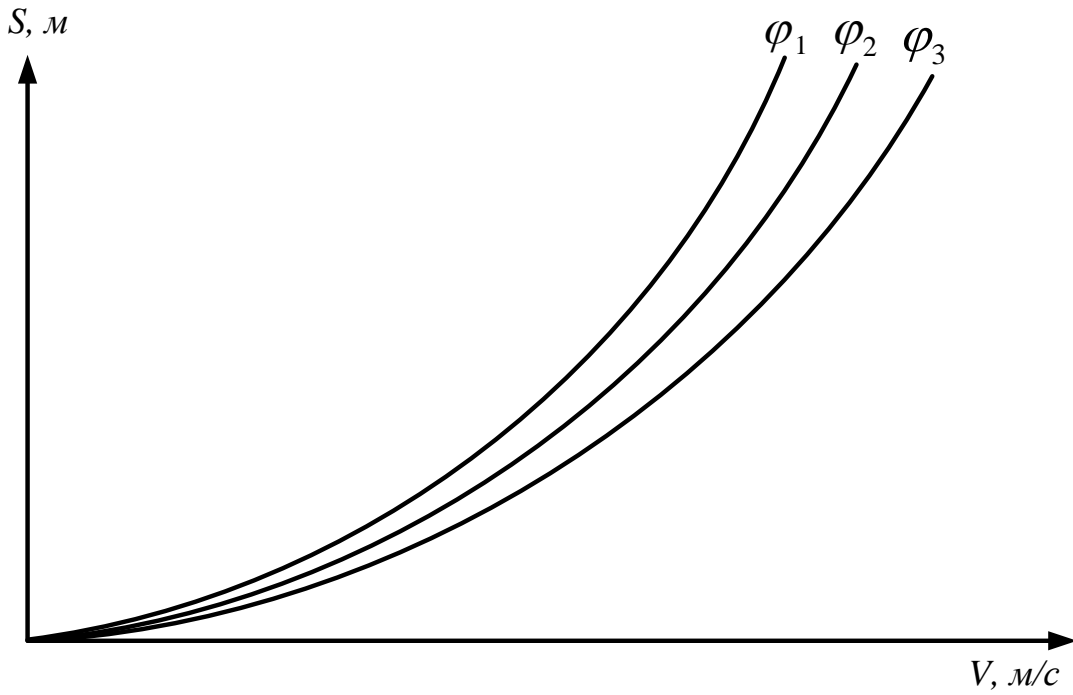
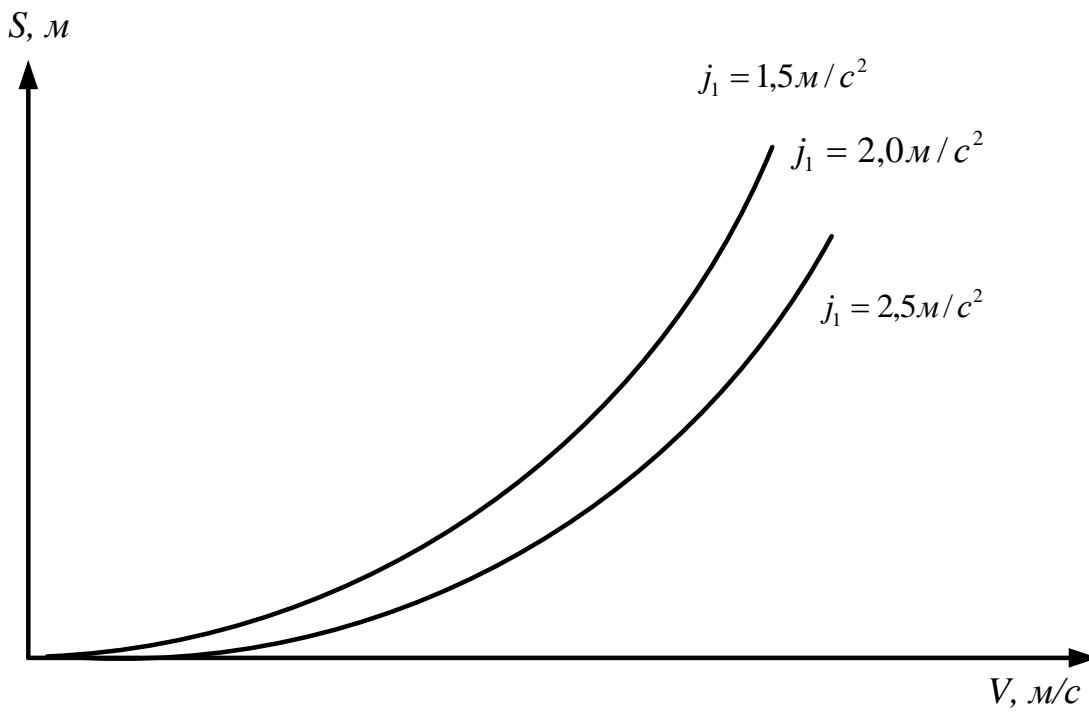


Рисунок 9 - График пути разгона автомобиля



а



б

Рисунок 10 - Графики зависимости тормозного пути: а – в зависимости от дорожных условий; б - в зависимости от замедления

Полный остановочный путь

$$S_o = \frac{(t_1 - t_2)(v_1 - v_2)}{36} + 0,004 \frac{K_э(v_1^2 - v_2^2)}{\varphi}, \text{ м} \quad (74)$$

или

$$S_o = (t_1 + t_2) \cdot (v_1 - v_2) + 0,05 \cdot \frac{K_э(v_1^2 - v_2^2)}{\varphi}, \text{ м} \quad (75)$$

где t_1 – время срабатывания тормозов

t_1 0,4 – 0,6 сек. – тормоза с гидроприводом

t_1 0,- 1,0 сек. – тормоза с пневмоприводом

t_2 - время реакции водителя

$K_э$ - коэффициент, учитывающий эксплуатационные условия торможения,

$$K_э = 1,4$$

2.5 Экономичность автомобиля

Построение экономической характеристики автомобиля

Экономическая характеристика автомобиля показывает, сколько литров топлива он расходует на 100 км. Пути при равномерном движении на различных скоростях и в разных дорожных условиях (Рисунок 12).

На оси абсцисс характеристики откладываются скорости движения км/час, на оси ординат – расход топлива Q_s , л/100км. На характеристики наносятся ряд кривых, каждая из которых соответствует определенным дорожным условиям, при выполнении курсовой работы должно быть рассмотрено движение автомобиля с тремя разными значениями коэффициента сопротивления движению ψ , определяемыми из динамической характеристики.

Экономическая характеристика должна строиться отдельно для каждой передачи.

В курсовой работе характеристика строиться только для движения автомобиля с полной нагрузкой на прямой передаче

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{10^3 \cdot \gamma} \cdot \frac{100}{v}, \text{ л/100км} \quad (76)$$

где N_e - эффективная мощность в Вт, развиваемая двигателем при работе автомобиля в рассматриваемых условиях;

g_e - удельный расход топлива в г/квт.час;

γ - плотность топлива, кг/л: принимаемой для бензина $\gamma = 0,75$,

для дизельного топлива $\gamma = 0,75$;

$\frac{100}{v}$ - время в часах, требуемое для прохождения пути 100 км при v , км/час.

$$N_e = \frac{[\psi(G_o + G_a)P_w]v}{3.6\eta_{mp}}, \text{ кВт} \quad v = (\text{км/час}) \quad (77)$$

$$g_e = g_{e(N)} \cdot K' K'' , \quad (78)$$

где $g_{e(N)}$ - удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя;

K' и K'' - коэффициенты, учитывающие влияние на удельный расход

топлива соответственно скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

У современных бензиновых автомобильных двигателей $g_{e(N)}$ находится в пределах 300-350г/квч.ч; у автомобильных дизелей $g_{e(N)} = 230-270$ г/квч.ч.

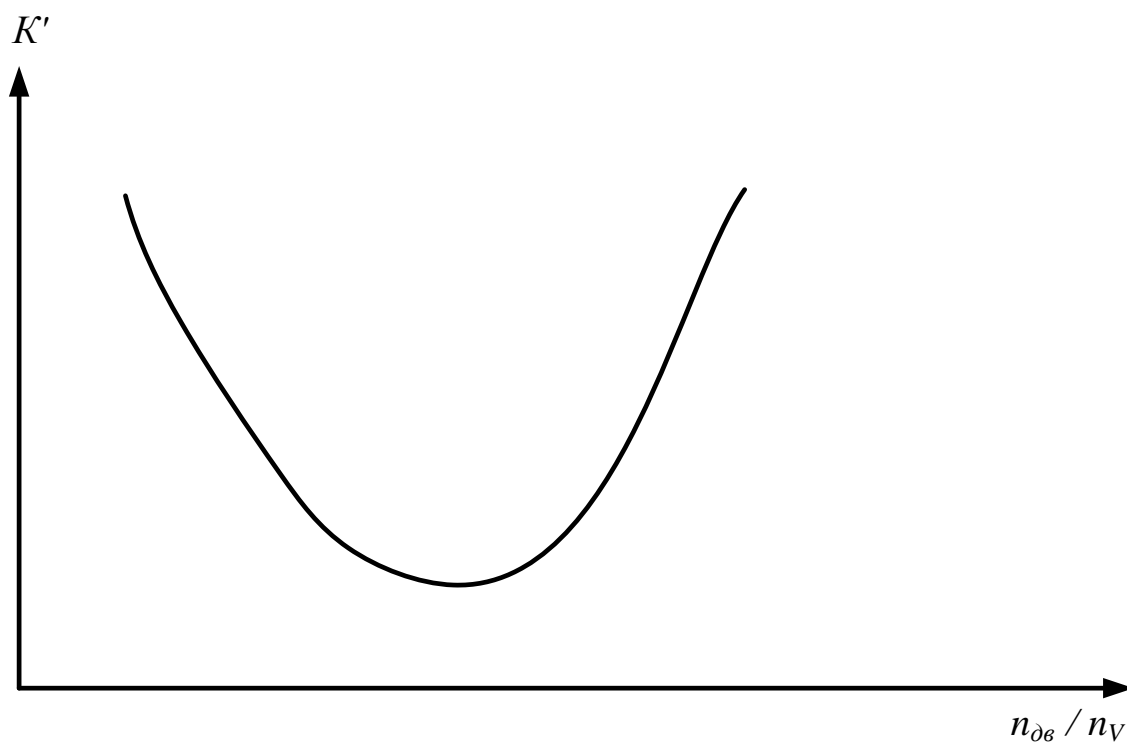
Для ориентировочной оценки величин коэффициенты K' и K'' служат таблицы 7,8 по которым строятся графики (Рисунок 11а, б):

где n_{gh} - текущее значение числа оборотов двигателя;

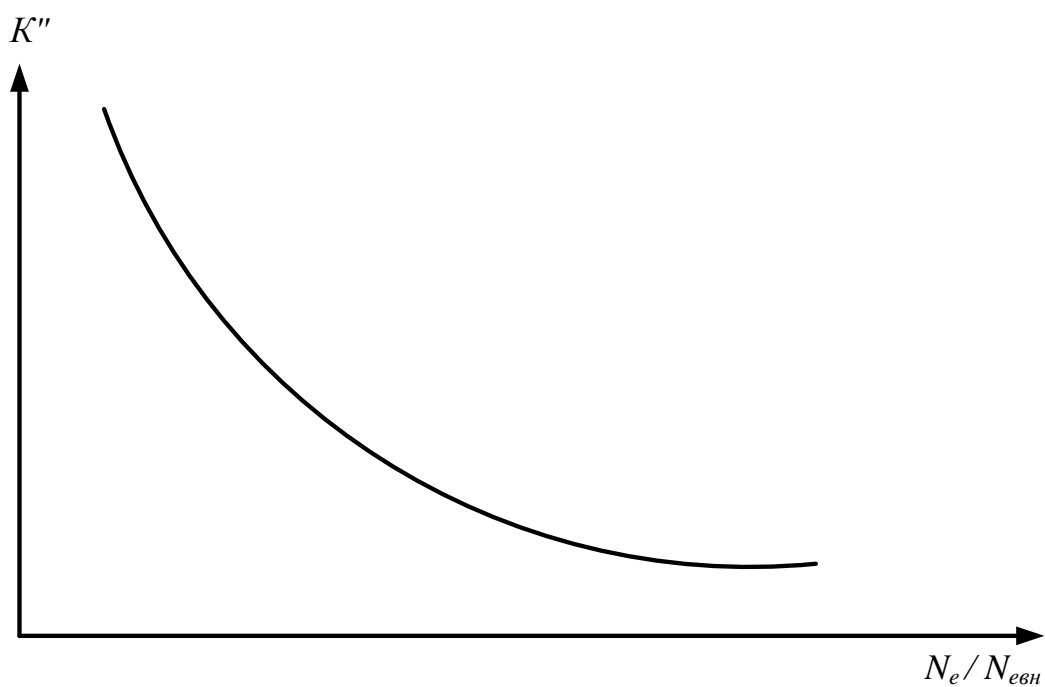
n_v - число оборотов двигателя при максимальной скорости;

N_e - мощность, затрачиваемая на движение автомобиля с данной скоростью;

N_{eBH} - мощность, развиваемая двигателем при том же числе оборотов по скоростной (внешней) характеристике.



а



б

Рисунок 11 - Коэффициенты, учитывающие влияние на удельный расход топлива: а- скоростного режимов; б- нагрузочного режимов

Таблица 7 - Зависимость коэффициента K' , от отношения $\frac{n_{gh}}{n_v}$

K'	1,2	1,1	1,0	0,95	0,9	1,0	1,2
n_{gh}/n_v	0,04	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,1

Таблица 8 - Зависимость от коэффициента K'' от степени использования мощности двигателя

Корбюрат. K''	3,0	2,5	1,8	1,5	1,38	1,25	1,0	0,875	0,9
$N_e/N_{e(BH)}$	0,07	0,1	0,2	0,3	0,35	0,4	0,6	0,8	1,9
Дизель K''	1,75	1,45	1,25	1,15	1,05	1,0	0,8	0,8	0,9

Расчеты по построению экономической характеристики автомобиля ведутся в такой последовательности:

1. По формуле (77) определяем мощность двигателя, требуемую для движения автомобиля с разными скоростями на одной из заданных дорог (ψ_1). Расчеты ведутся до скорости, при которой двигатель загружается на максимальную мощность.

$$\frac{N_t}{N_{e(BH)}} = 1$$

2. Определяем число оборотов $n_{дв}$ соответствующие каждой рассматриваемой скорости

$$n_{дв} = \frac{v \cdot i_{mp}}{0,377 \cdot r_k}, \text{ об/мин} \quad (79)$$

3. По отношению $\frac{n_{дв}}{n_v}$ определяем K' по графику, рисунок 11а. По внешней характеристике двигателя находим мощность N_e *bh.*, соответствующие оборотам $n_{дв}$ и по отношению $\frac{N_e}{N_{e(BH)}}$ и

определяем K'' по графику, рисунок 16.

4. По формуле (78) подсчитаем, чему равен удельный расход топлива при разных скоростях движения.

5. Подставляем найденные для разных скоростей движения автомобиля значения g_e и N_e в формулу (76) и подсчитаем по ней искомые значения расхода топлива Q_s .

Полученные данные сводятся в таблицу 9 и по ним строится кривая $Q_s=f(v)$ с указанием какой дороге (ψ) она относится .

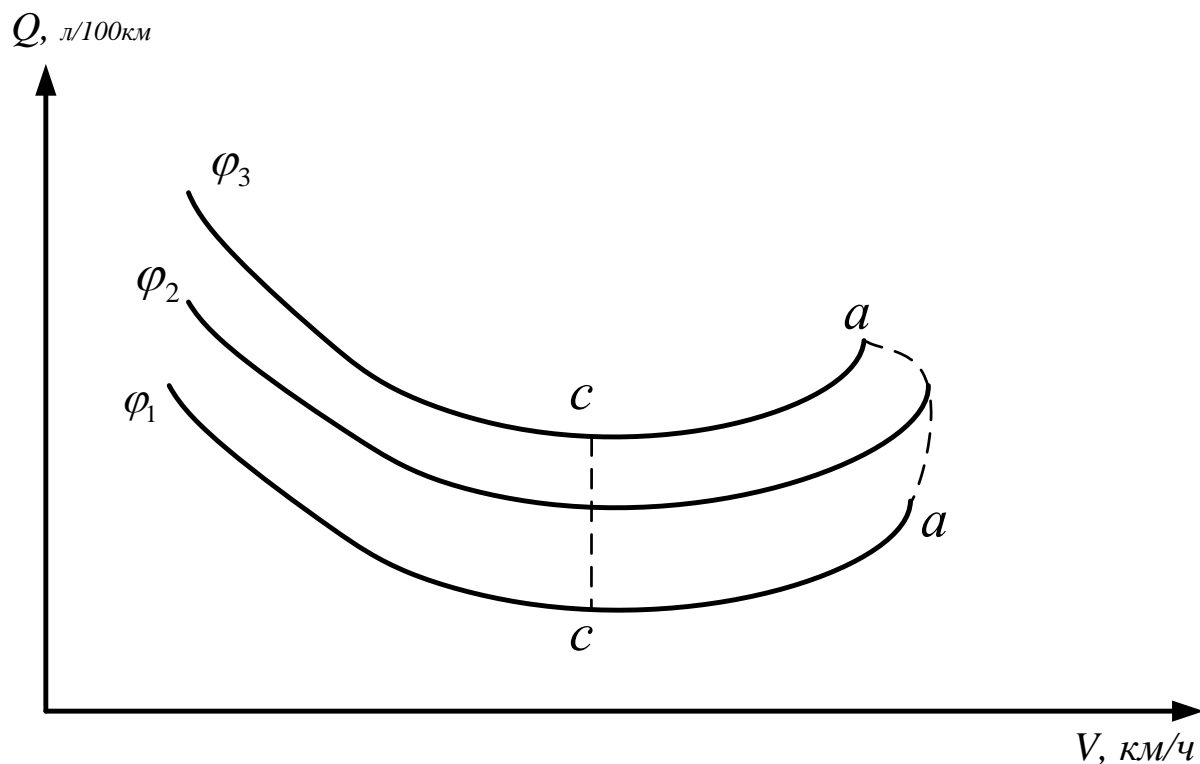


Рисунок 12 - Экономическая характеристика автомобиля

Аналогичным образом рассчитываются и строятся на экономической характеристике кривые Q_s для других дорог (ψ) (Рисунок 12).

ψ	v , км/ч	$n_{дв}$, Об/мин	$\frac{n_{дв}}{n_v}$	K'	$N_{e(ВН)}$, кВт	$P_{\psi} + P_w$	N_e , кВт	$\frac{N_e}{N_{e(ВН)}}$	K^n	g_e , г/кВтч	Q_s , л/100км
Ψ_1											

Для анализа экономической характеристики на ней проводится две резюмирующие кривые: огибающая кривая **а – а** максимальных скоростей движения на разных дорогах и кривая **с – с** экономических скоростей, проходящая через точки, где расход топлива имеет минимальные значения.

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Расчетно-графическая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графиков.

Расчетно-пояснительная записка должна выполняться чернилами (пастой) или текст набирается на компьютере шрифтом Times New Roman, размер – 14, интервал – полуторный, выравнивание по ширине, автоматическая расстановка переносов и содержать ответы на вопросы, поставленные в задании. В ней приводятся формулы, используемые в каждом разделе задания, обосновываются выбранные для расчетов коэффициенты. Черновые вычисления в записке не проводятся, данные расчетов сводятся в таблицы, указанные в методическом пособии. Графики рекомендуется выполнять на листе формата А1 или каждый график отдельно на формате А4.

На листах с графическими материалами должны быть указаны наименования графиков.

На графиках должны быть поставлены масштабные шкалы с указанием обозначений соответствующих параметров и их размерностей.

Масштабы подсчитываем по формуле:

$$M = \frac{P}{C}, \quad (80)$$

где P – величина откладываемого параметра,

C – отводимая для него длина отрезка на осях координат.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица 1 – Коэффициент сопротивления качению f у тракторов

Тип пути	Тракторы	
	Колесные	Гусеничные
Целина, плотная залежь.	0,05-0,07	0,06-0,07
Залежь 2-3 летняя, скошенный луг	0,06-0,08	0,06-0,07
Стерня	0,08-0,10	0,06-0,08
Вспаханное поле	0,16-0,18	0,09-0,12

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица 2 - Коэффициент сцепления трактора φ

Тип пути	Тракторы	
	Колесные	Гусеничные
Целина, плотная залежь.	0,7-0,9	1,0-1,2
Залежь 2-3 летняя, скошенный луг	0,6-0,8	0,9-1,1
Стерня	0,6-0,8	0,8-1,0
Вспаханное поле	0,5-0,7	0,6-0,8
Поле, подготовленное под посев	0,4-0,6	0,6-0,7

Журавлёв Дмитрий Михайлович

Тракторы и автомобили: методические указания для выполнения расчетно-графической работы студентами очной и заочной формы обучения направления подготовки 35.03.06 "Агроинженерия"

Электронное издание