

Факультет механизации сельского хозяйства  
Кафедра машин и технологий АПК



**А. К. Кобозев, И. И. Швецов**

**КУРСОВАЯ РАБОТА**  
**ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ»**  
**ПО НАПРАВЛЕНИЮ ПОДГОТОВКИ**  
**35.03.06 – АГРОИНЖЕНЕРИЯ**  
**(для всех форм обучения)**

*Методические указания*

Ставрополь  
2021

УДК 378.147: 631.372;629.114.4

**Кобозев, А.К.**

Курсовая работа по дисциплине «Тракторы и автомобили» по направлению подготовки 35.03.06 – Агроинженерия: Методические указания / А. К. Кобозев, И. И. Швецов. Ставропольского гос. аграрного ун-та, 2021. – 48 с.

Представлены требования к содержанию, объему и структуре курсовой работы, а также рекомендации по ее выполнению и оформлению.

Для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки 35.03.06 – Агроинженерия всех форм обучения.

УДК 378.147: 631.372;629.114.4

© Кобозев А.К., Швецов И.И.  
© ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ, 2021 г.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 РАСЧЕТ ТРАКТОРА.....	6
1.1 Расчет мощности двигателя трактора.....	6
1.2 Расчет и построение регуляторной характеристики двигателя.....	8
1.2.1 Мощность двигателя.....	8
1.2.2 Крутящий момент двигателя.....	8
1.2.3 Удельный расход двигателя.....	9
1.2.4 Часовой расход топлива.....	9
1.2.5 Построение регуляторной характеристики двигателя.....	10
1.3 Тяговый расчет трактора .....	11
1.3.1 Определение радиуса ведущих колес.....	12
1.3.2 Расчет передаточных чисел трансмиссии и теоретических скоростей движения трактора.....	12
1.3.3 Определение касательной и тяговой сил трактора.....	15
1.3.4 Определение буксования движителей.....	15
1.3.5 Определение рабочей скорости.....	16
1.3.6 Определение тяговой мощности трактора.....	16
1.3.7 Определение удельного расхода топлива.....	16
1.3.8 Определение параметров холостого хода трактора .....	17
1.3.9 Определение тягового КПД трактора.....	17
1.4 Построение теоретической тяговой характеристики трактора.....	19
1.4.1 Четырехоктантный метод.....	19
1.4.2 Двухоктантный метод.....	21
1.4.3 Анализ тяговой характеристики трактора с элементами теоретических исследований.....	22
2 РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ.....	23
2.1 Расчет мощности двигателя автомобиля.....	23
2.2 Расчет и построение регуляторной или скоростной характеристик двигателя....	24
2.2.1 Расчет и построение регуляторной характеристики двигателя.....	24
2.2.2 Расчет и построение скоростной характеристики двигателя.....	26
2.3 Динамический расчет автомобиля.....	28
2.3.1 Определение передаточного числа главной передачи.....	28
2.3.2 Определение передаточного числа коробки передач для 1-й передачи.....	28
2.3.3 Определение знаменателя геометрической прогрессии.....	29
2.3.4 Определение передаточных чисел коробки передач.....	29
2.3.5 Определение передаточных чисел трансмиссии по передачам.....	29
2.3.6 Расчет динамической характеристики порожнего автомобиля.....	29
2.3.7 Построение универсальной динамической характеристики.....	30
2.4 Расчет и построение экономической характеристики автомобиля.....	32
ЛИТЕРАТУРА.....	35
ПРИЛОЖЕНИЕ А Пример оформления титульного листа курсовой работы.....	36
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Справочные данные для расчета трактора.....	37
ПРИЛОЖЕНИЕ В Справочные данные для расчета автомобиля.....	45

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания предназначены для студентов факультета механизации сельского хозяйства по направлению подготовки 35.03.06 – «Агроинженерия» всех форм обучения при выполнении курсовой работы по дисциплине «Тракторы и автомобили».

В соответствии с рабочей программой курсовая работа выполняется по одной из двух тем: «Тяговый расчет трактора» или «Динамический расчет автомобиля». Вариант задания студенту выдается преподавателем.

Основными целями курсовой работы являются:

- формирование профессиональных компетенций по дисциплине «Тракторы и автомобили»;
- систематизация и закрепление полученных теоретических знаний и практических умений;
- углубление теоретических знаний в соответствии с заданной темой работы;
- формирование умений применять теоретические знания при решении поставленных задач;
- формирование умений работы со справочной, нормативной и правовой документацией;
- развитие творческой инициативы, самостоятельности, ответственности и организованности;
- подготовка к итоговой государственной аттестации.

Структурно методические указания состоят из двух разделов: первый раздел - «Расчет трактора», второй раздел - «Расчет автомобиля».

При защите работ оценка «ОТЛИЧНО» выставляется при полном отсутствии ошибок в расчетах, используемых методиках высоком качестве оформления работы и при правильных и полных ответах на все заданные вопросы при ее защите.

При защите курсовых проектов и курсовых работ оценка «ХОРОШО» выставляется при отсутствии существенных ошибок в расчетах, расчетах, используемых методиках не повлиявших на правильность принимаемых в работе технических и организационно-управленческих решений, оформления работы в соответствии с принятыми требованиями и правильных ответах на заданные вопросы при ее защите.

При защите курсовых проектов и курсовых работ оценка «УДОВЛЕТВОРИТЕЛЬНО» выставляется при наличии ошибок в расчетах, расчетах, используемых методиках не повлиявших на правильность принимаемых в работе технических и организационно-управленческих решений, небрежного оформления работы в соответствии с принятыми требованиями и неполных и нечетких ответах на заданные вопросы при ее защите.

Курсовые работы не принимаются (оценка не выставляется) при наличии существенных ошибок в расчетах, расчетах, используемых методиках приведших к неправильным и ошибочным выводам техническим и организационно-управленческим проектным решениям, отсутствию в работе необходимых разделов, оформления работы не по принятым требованиям, а также при ошибочных ответах на заданные вопросы при ее защите. К защите не принимаются или снимаются с защиты (без выставления оценки) работы, носящие компиляционный характер или выполненные студентом не самостоятельно.

### **Курсовая работа включает в себя:**

а) при тяговом расчете трактора: расчет мощности двигателя трактора; расчет и построение регуляторной характеристики двигателя; тяговый расчет трактора; построение теоретической тяговой характеристики трактора;

б) при динамическом расчете автомобиля: расчет мощности двигателя автомобиля; расчет и построение регуляторной и скоростной характеристик двигателя автомобиля; динамический расчет автомобиля; расчет экономической характеристики автомобиля; построение динамической и экономической характеристик автомобиля.

Структура курсовой работы: титульный лист (приложение А); задание на курсовую работу; оглавление; введение; основная часть с расчетами, графиками, схемами, таблицами; заключение; список литературы.

Общий объем курсовой работы составляет 25...40 страниц.

Курсовая работа оформляется на листах формата А4 с установленным титульным листом (приложение А) и брошюруется в скоросшиватель. Рекомендуемая гарнитура шрифта Times New Roman-14, межстрочный интервал – полуторный, двухстороннее выравнивание. Размеры полей: левое – 30 мм, правое – 20 мм, верхнее и нижнее – 20 мм. Допускается оформление курсовой работы с использованием Microsoft Office Excel.

Текст должен быть изложен стилистически и орфографически грамотно, ясно и четко, содержать точность формулировок и логическую последовательность изложения материала. Диаграммы, графики и схемы, входящие в текст записки, рекомендуется делать на плотной или миллиметровой бумаге формата А4. Все листы пояснительной записки должны иметь сквозную нумерацию от титульного листа до последней страницы, включая все листы с иллюстрациями, таблицами и т. д., расположенные внутри текста или после него, а также приложения.

Каждая таблица должна иметь содержательный заголовок, который помещают после слова «Таблица» над соответствующей таблицей. Слово «Таблица» указывается один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут слова «Продолжение таблицы» с указанием номера (обозначения) таблицы. Таблица помещается после первого ее упоминания. Формулы и таблицы должны иметь порядковый номер и номер раздела, допускается сквозная нумерация.

Формулы, нормативные и справочные материалы, используемые в расчетах, должны иметь ссылки на источник, откуда они заимствованы. Для этого в квадратных скобках указывается номер и страница из списка используемой литературы. Все термины, сокращения и обозначения должны соответствовать общепринятым правилам. Следует обратить внимание на обоснование всех принимаемых величин, которые должны соответствовать заданию и машинам-прототипам.

Основной текст пояснительной записки разделяют на разделы, подразделы и пункты. Каждый раздел начинается с новой страницы. На графиках проставляются масштабные шкалы, обозначаются соответствующие параметры и единицы их измерения.

После получения данных студент анализирует результаты расчета, переносит их в таблицы, подбирает масштабы и строит необходимые зависимости характеристик.

В методических указаниях дается последовательность выбора и определения параметров. При этом приняты следующие условные обозначения:

@ - заданные параметры расчета;

# - выбранные параметры;

\$ - расчетные параметры.

# 1 РАСЧЕТ ТРАКТОРА

## 1.1 РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА

Номинальная мощность тракторного двигателя определяется исходя из тяговых и скоростных параметров трактора по следующей зависимости

$$N_H = (P_H + P_f) \cdot V_{H1} / (3600 \cdot \eta_{TP} \cdot \chi_{\varepsilon}), \quad (1.1)$$

\$ где  $N_H$  - номинальная мощность двигателя, кВт;

$P_f$  - сила сопротивления качению (Н), которую определяют по формуле

$$P_f = M_{\varepsilon} \cdot g \cdot f, \quad (1.2)$$

$M_{\varepsilon}$  - эксплуатационная масса трактора, кг;

@ - коэффициент сопротивления качению трактора;

$g$  - ускорение свободного падения,  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ ;

@  $V_{H1}$  - скорость движения трактора на 1 основной передаче, км/ч;

$\eta_{TP1}$  - механический КПД трансмиссии на 1 основной передаче, учитывающий потери мощности в силовой передаче;

#  $\chi_{\varepsilon}$  - коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя, принимаемый равным 0,96...1,00.

Эксплуатационную массу трактора определяют исходя из значений масс  $M_{\varepsilon_{\min}}$  и  $M_{\varepsilon_{\max}}$ . Минимальная эксплуатационная масса ( $M_{\varepsilon_{\min}}$ , кг) трактора с достаточной для учебных целей точностью определяется по формуле

$$M_{\varepsilon_{\min}} = K_M \cdot M_O, \quad (1.3)$$

# где  $K_M$  - коэффициент минимальной эксплуатационной массы трактора,  $K_M = 1,07...1,10$ ;

#  $M_O$  - конструктивная масса трактора, кг.

Максимальная эксплуатационная масса трактора ( $M_{\varepsilon_{\max}}$ , кг) выбирается с таким расчетом, чтобы сцепной вес трактора был достаточным для обеспечения допустимого буксования колес (гусениц). Она определяется для случая работы трактора с номинальной нагрузкой на крюке при установленном режиме и на горизонтальной поверхности по формуле

$$M_{\varepsilon_{\max}} = P_H / [g \cdot (\varphi_{\text{доп}} \cdot \lambda_K - K_f \cdot f)], \quad (1.4)$$

@ где  $P_H$  - номинальное тяговое усилие на 1 основной передаче, Н;

#  $\varphi_{\text{доп}}$  - допустимая величина коэффициента сцепления движителей с почвой;

#  $\lambda_K$  - коэффициент нагрузки ведущих колес;

$K_f$  - коэффициент, учитывающий тип движителя трактора,

@  $f$  - коэффициент сопротивления качению.

Коэффициенты  $\varphi_{\text{доп}}$  и  $f$  должны соответствовать заданным условиям работы трактора (тяговому усилию, агрофону). Значения коэффициентов сцепления и качения для характерных агрофонов приведены в приложении (табл. Б.1).

Значения коэффициентов  $\varphi_{\text{доп}}$  и  $K_f$  обычно принимаются: для колесных тракторов  $\varphi_{\text{доп}} = 0,5...0,6$ ;  $K_f = 1$  в зависимости от конструкции и размеров шин, установ-

ленных на ведущих колесах; для гусеничных тракторов  $\varphi_{\text{ДОП}} = 0,55 \dots 0,65$ ,  $K_f = 0,5$  в зависимости от типа и конструкции гусеничного движителя.

Коэффициент нагрузки ведущих колес принимается в зависимости от типа трактора. Для колесных тракторов 4 x 2 можно рассчитать по формуле

$$\lambda_K = (1,1 \dots 1,2) \cdot \lambda_{K_{\text{СТ}}},$$

где  $\lambda_{K_{\text{СТ}}}$  - статический коэффициент нагрузки ведущих колес, который обычно принимается:

- для колесных тракторов 4 x 2  $\lambda_{K_{\text{СТ}}} = 0,75 \dots 0,80$ ;

- для колесных тракторов 4 x 4 и гусеничных -  $\lambda_K = \lambda_{K_{\text{СТ}}} = 1$ .

В качестве эксплуатационной массы  $M_{\text{э}}$  принимается **наибольшее** значение из двух полученных масс трактора  $M_{\text{э}_{\text{min}}}$  и  $M_{\text{э}_{\text{max}}}$ , т.е.

$$M_{\text{э}_{\text{min}}} \leq M_{\text{э}} \leq M_{\text{э}_{\text{max}}}.$$

У тракторов с двумя ведущими колесами требуемая эксплуатационная масса  $M_{\text{э}_{\text{max}}}$ , обычно больше, чем  $M_{\text{э}_{\text{min}}}$ . В таких случаях увеличение эксплуатационной массы достигается применением балласта, масса которого может быть определена по формуле

$$M_{\text{б}} = \lambda_{\text{б}} \cdot (M_{\text{э}_{\text{max}}} - M_{\text{э}_{\text{min}}}), \quad (1.5)$$

где  $M_{\text{б}}$  - масса балластного груза, кг;

$\lambda_{\text{б}}$  - коэффициент нагрузки ведущих колес балластом (если груз устанавливается на ведущих колесах  $\lambda_{\text{б}} = 1$ ).

Полученная эксплуатационная масса ( $M_{\text{э}}$ ) обеспечивает оптимальный тяговый КПД только для заданной скорости при движении на первой основной передаче и по соответствующему агрофону.

Механический КПД трансмиссии на 1 основной передаче теоретически подсчитывается по следующей зависимости

$$\eta_{\text{тр}_z} = \eta_{\text{ц}}^{n_{\text{ц}}} \cdot \eta_{\text{к}}^{n_{\text{к}}} \cdot \eta_{\text{х}}, \quad (1.6)$$

# где  $\eta_{\text{ц}}, \eta_{\text{к}}$  - соответственно, КПД цилиндрической и конической пар шестерен, которые находятся в следующих пределах:  $\eta_{\text{ц}} = 0,985 \dots 0,990$ ;  $\eta_{\text{к}} = 0,975 \dots 0,980$ . При расчетах обычно принимается  $\eta_{\text{ц}} = 0,985$ ;  $\eta_{\text{к}} = 0,975$ ;

#  $\eta_{\text{ц}}, \eta_{\text{к}}$  - соответственно, число цилиндрических и конических пар шестерен, находящихся в зацеплении при передаче мощности через трансмиссию на данной передаче при принятой кинематической схеме;

#  $\eta_{\text{х}}$  - КПД, учитывающий потери мощности на холостом ходу, принимаемый равным 0,96.

Для определения числа пар цилиндрических и конических шестерен необходимо рассмотреть кинематическую схему трансмиссии трактора-прототипа и вычертить принятую схему трансмиссии в соответствии с заданным числом передач. В трансмиссии некоторых марок тракторов, например, ДТ-75, Т-150/К, К-701 и др. используются планетарные механизмы передач. КПД планетарного механизма подсчитывается по более сложной зависимости. С достаточной для учебных целей точностью можно вместо планетарного механизма принять как **две дополнительные** цилиндрические пары шестерен. Для всех рассматриваемых машин используется одна коническая пара шестерен, количество цилиндрических пар шестерен зависит от номера передачи (табл. Б.2).

Для тракторов со всеми ведущими колесами количество цилиндрических и конических пар шестерен подсчитывается по потоку мощности к одному ведущему колесу. Это связано с тем, что КПД трансмиссии при параллельном соединении механизмов равен среднему взвешенному из всех КПД отдельных механизмов, составляющих данную трансмиссию. При симметричных одинаковых потоках мощности это соответствует КПД одного потока.

Показателем, характеризующим совершенство конструкции трактора по массовым качествам, является материалоемкость (удельная масса  $M_{уд}$ , кг/кВт), которая определяется по зависимости

$$M_{уд} = M_{э} / N_{Н}. \quad (1.7)$$

В настоящее время материалоемкость колесных тракторов находится в пределах 48...68 кг/кВт, гусеничных - 61...96 кг/кВт. Материалоемкость перспективных моделей и модернизированных универсально-пропашных тракторов планируется довести до 41...61, а гусеничных - до 57...75 кг/кВт.

## 1.2 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РЕГУЛЯТОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Регуляторная характеристика дизельного двигателя строится по эмпирическим формулам только для безрегуляторной зоны в пределах частот вращения от минимальной ( $n_0 = 400$  об/мин) до номинальной ( $n_H$ , об/мин), которая принимается исходя из задания.

### 1.2.1 МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Текущее значение мощности двигателя для различных частот вращения вала определяется по формуле

$$N_{e_x} = N_H \cdot \left[ a \cdot (n_x / n_H) + b \cdot (n_x / n_H)^2 - c \cdot (n_x / n_H)^3 \right], \quad (1.8)$$

где  $N_{e_x}$  - текущее значение мощности, кВт;

#  $a, b, c$  - постоянные коэффициенты, величина которых зависит от типа двигателя и способа смесеобразования (табл. В.2);

$n_x$  - текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

#  $n_H$  - номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин.

Значения  $n_x$  выбираются произвольно через определенный интервал (100, 200, 300 и др.), но так, чтобы число полученных точек характеристики было не менее семи. Значение  $n_H$  берется по заданию трактора-прототипа.

В регуляторной зоне характеристики мощность изменяется по линейной зависимости от  $N_H$  (при  $n_H$ ) до  $N_e = 0$  (при  $n_{хд}$ ).

Частоту вращения вала двигателя при его холостой работе ( $n_{хд}$ , об/мин) определяют по формуле

$$n_{хд} = (1 + \delta_p) \cdot n_H, \quad (1.9)$$

# где  $\delta_p$  - коэффициент неравномерности регулятора, принимаемый по двигателю-прототипу в пределах 0,07...0,08.

### 1.2.2 КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ ДВИГАТЕЛЯ

Текущее значение крутящего момента двигателя определяется по формуле

$$M_{e_x} = 9554 \cdot N_{e_x} / n_x, \quad (1.10)$$



где  $M_{e_x}$  - крутящий момент двигателя, Нм.

Крутящий момент в контрольной точке  $(M_{e_y})$  определяют по той же зависимости, но для соответствующих значений мощности и частоты ( $M_{e_y}$  и  $n_y$ ).

Частота вращения вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту определяется по формуле

$$n_{x(M_{max})} = n_M = n_H \cdot b / (2c), \quad (1.11)$$

где  $n_{x(M_{max})} = n_M$  - частота вращения вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту, об/мин.

Максимальный крутящий момент (для частоты  $n_M$ ) будет равен

$$M_{max} = M_H \cdot [a + b^2 / (4 \cdot c)] = 9554 \cdot (N_H / n_H) \cdot [a + b^2 / (4 \cdot c)], \quad (1.12)$$

где  $M_{max}$  - максимальный крутящий момент двигателя, Нм.

### 1.2.3 УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА

Текущее значение удельного расхода топлива двигателем для различных частот вращения вала определяется по формуле

$$g_{e_x} = g_H \cdot [a_1 - b_1 \cdot (n_x / n_H) + c_1 \cdot (n_x / n_H)^2], \quad (1.13)$$

где  $g_{e_x}$  - текущее значение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч);

@  $g_H$  - удельный расход топлива, соответствующий номинальному режиму, г/(кВт·ч). Это значение берется из задания;

#  $a_1, b_1, c_1$  - постоянные коэффициенты, величина которых зависит от типа двигателя и способа смесеобразования (табл. В.2).

Частота вращения, соответствующая минимальному удельному расходу топлива определяется по формуле

$$n_{x(g_{e_{min}})} = n_H \cdot (b_1 / (2 \cdot c_1)), \quad (1.14)$$

где  $n_{x(g_{e_{min}})}$  - частота вращения, соответствующая минимальному удельному расходу топлива, об/мин.

Минимальный удельный расход топлива определяется по формуле

$$g_{e_{min}} = g_H \cdot [a_1 - b_1^2 / (4 \cdot c_1)], \quad (1.15)$$

где  $g_{e_{min}}$  - минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч).

Удельный расход топлива при холостой работе двигателя стремится к бесконечности. Для построения регуляторной ветви удельного расхода топлива определяют промежуточные его значения между частотами вращения  $n_H$  и  $n_{x_d}$ , после определения промежуточного значения часового расхода топлива в регуляторной зоне.

### 1.2.4 ЧАСОВОЙ РАСХОД ТОПЛИВА

Текущее значение часового расхода топлива определяется по текущим значениям удельного расхода топлива и мощности двигателя

$$G_{T_x} = 10^{-3} \cdot g_{e_x} \cdot N_{e_x}, \quad (1.16)$$

где  $G_{T_x}$  - текущее значение часового расхода топлива, кг/ч.

В регуляторной зоне часовой расход топлива изменяется по линейному закону. При этом часовой расход топлива для холостой работы двигателя определяется по формуле

$$G_{T_{хд}} = C_{x_p} \cdot G_{t_H}, \quad (1.17)$$

где  $G_{T_{хд}}$  - часовой расход топлива при холостой работе двигателя, кг/ч;

$C_{x_p}$  - коэффициент часового расхода топлива для холостого режима, который находится в пределах 0,25...0,35.

Уравнение изменения часового расхода топлива в регуляторной зоне имеет следующий вид

$$G'_{T_x} = A_g + B_g \cdot n'_x, \quad (1.18)$$

$$\text{где } A_g = \frac{G_{T_H} \cdot n_{x_d} - G_{T_{x_d}} \cdot n_H}{n_{x_d} - n_H}, \quad B_g = \frac{G_{T_{x_d}} - G_{T_H}}{n_{x_d} - n_H},$$

здесь  $G'_{T_x}$ ,  $n'_x$  - соответственно текущее значение часового расхода топлива (кг/ч) и частоты вращения вала двигателя (об/мин) при работе в регуляторной зоне.

### 1.2.5 ПОСТРОЕНИЕ РЕГУЛЯТОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Определение текущих значений параметров регуляторной характеристики дизельного двигателя рекомендуется проводить в табличной форме (табл. 1.1).

Таблица 1.1 - Форма таблицы для расчета регуляторной характеристики дизеля

Элемент Подсчета	Частота вращения вала двигателя в зонах, об/мин							
	без регуляторной					регуляторной		
	$n_0$	$n_1$	...	$n_M$	...	$n_H$	$n_{cp}$	$n_{x_d}$
$(n_x/n_H)$							-	-
$(n_x/n_H)^2$							-	-
$(n_x/n_H)^3$							-	-
$a \cdot (n_x/n_H)$							-	-
$b \cdot (n_x/n_H)^2$							-	-
$A_1 = a \cdot (n_x/n_H) + b \cdot (n_x/n_H)^2$							-	-
$A_2 = c \cdot (n_x/n_H)^3$							-	-
$A_n = A_1 - A_2$							-	-
$N_{ex} = N_H \cdot A_n$ , кВт				$N_M$		$N_H$	-	0
$M_{ex} = 9554 \cdot N_{ex} / n_x$ , Нм				$M_{max}$		$M_{eH}$		0
$b_1 \cdot (n_x/n_H)$							-	-
$B_1 = a_1 - b_1 \cdot (n_x/n_H)$							-	-
$B_g = B_1 + c_1 \cdot (n_x/n_H)^2$							-	-
$g_{ex} = g_H \cdot B_g$ , г/(кВт·ч)						$g_H$		$\infty$
$G_{T_x} = 10^{-3} \cdot g_{ex} \cdot N_{ex}$ , кг/ч,						$G_{T_H}$		$G_{T_x}$

По полученным данным строятся характеристики  $[N_e, M_e, G_T, g_e = f(n)]$  двигателей от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Для построения характеристик на горизонтальной оси откладывают значения частоты вращения вала двигателя в пределах  $n_0 \dots n_{x_d}$ , на вертикальных осях - значения мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива.

Значение  $n_{cp}$  подсчитывается как среднее значение между  $n_H$  и  $n_{x_d}$ . Для соответствующих значений частоты вращения откладывают расчетные текущие значения параметров и соединяют их плавными линиями.

### 1.3 ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

#### 1.3.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИУСА ВЕДУЩИХ КОЛЕС

На всех современных тракторах используются колеса с шинами низкого давления. Правильным подбором типа шин и давления в них можно обеспечить высокие сцепные качества колес с почвой. Шины выбираются по их грузоподъемности и прототипу рассчитываемого трактора (табл. Б.3).

Масса, приходящаяся на одно колесо трактора, определяется по следующим формулам:

- для тракторов с задними ведущими колесами (4x2)

$$M_3 = (0,80 \dots 0,85) \cdot M_3 / 2, \quad (1.19)$$

$$M_{II} = (0,20 \dots 0,15) \cdot M_3 / 2; \quad (1.20)$$

- для тракторов со всеми ведущими колесами (4x4)

$$M_3 = (0,50 \dots 0,60) \cdot M_3 / 2, \quad (1.21)$$

$$M_{II} = (0,50 \dots 0,40) \cdot M_3 / 2; \quad (1.22)$$

где  $M_3$  - масса, приходящаяся на заднее колесо, кг;

$M_{II}$  - масса, приходящаяся на переднее колесо, кг.

Согласно принятой системе обозначений, номинальные размеры шин низкого давления выражаются в дюймах или в миллиметрах и обозначаются двумя числами, первая из которых обозначает высоту профиля шины ( $B_{III}$ ), а вторая - диаметр обода колеса ( $d$ ).

Расчет радиуса ведущих колес ( $R_K$ ) при обозначении размера шин в дюймах производится по формуле

$$R_K = 0,0254 \cdot (0,5 \cdot d + K_{yc} \cdot B_{III}), \text{ м} \quad (1.23)$$

# где  $d$  - наружный диаметр обода колеса, дюйм;

#  $B_{III}$  - ширина профиля шины, дюйм;

#  $K_{yc}$  - коэффициент усадки шин, учитывающий радиальные деформации шин ( $K_{yc} = 0,80 \dots 0,90$ ). При работе на твердых почвах коэффициент  $K_{yc}$  принимают равным 0,80; на мягких почвах - 0,85.

При обозначении размера шин в мм:

$$R_K = (0,5 \cdot d + K_{yc} \cdot B_{III}) / 1000, \text{ м} \quad (1.24)$$

Радиус начальной окружности ( $R_{HO}$ ) ведущих звездочек гусеничных тракторов определяется по формуле

$$R_{HO} = Z' \cdot l_{3B} / 6,28, \text{ м} \quad (1.25)$$

# где  $Z'$  - число активно действующих зубьев звездочки ведущего колеса (табл. Б.6);

#  $l_{3B}$  - шаг гусеничного звена, м.

Число  $Z'$  равно общему числу зубьев ведущей звездочки, если каждый зуб последовательно входит в зацепление с очередным звеном гусеницы. Если зацепление производится через зуб, то число активно действующих зубьев равно половине общего числа зубьев колеса.

### 1.3.2 РАСЧЕТ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ И ТЕОРЕТИЧЕСКИХ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА

#### 1.3.2.1 Расчет основных передач

Выбор структуры ряда основных передач производится по закону геометрической прогрессии. Для нахождения скоростей при заданных передачах необходимо знать знаменатель геометрической прогрессии ( $q$ ), который представляет

$$q = (V_{T_z} / V_{T_1})^{1/(Z-1)}, \quad (1.26)$$

где  $V_{T_z}$ ,  $V_{T_1}$  - соответственно, теоретические скорости на 1 основной и высшей основной передачах, км/ч;

@  $Z$  - количество основных передач.

Если теоретическая скорость на высшей основной передаче не задается, то знаменатель геометрической прогрессии определяется по формуле

$$q = \left[ P_{K_{max}} / (P_{Kp_{min}} + f \cdot G_3) \right]^{1/(Z-1)}, \quad (1.27)$$

где  $P_{K_{max}}$  - максимальная касательная сила тяги трактора на 1-й основной передаче при работе двигателя с максимальным крутящим моментом, Н;

$P_{Kp_{min}}$  - минимальная сила тяги трактора на высшей основной передаче, Н;

$G_3$  - эксплуатационная сила веса трактора ( $G_3 = M_3 \cdot g$ ), Н.

Максимальная касательная сила тяги трактора на 1-ой основной передаче определяется по формуле

$$P_{K_{max}} = M_{max} \cdot I_{Tp1} \cdot \eta_{Tp1} / R_{K(HO)}, \quad (1.28)$$

где  $M_{max}$  - максимальный крутящий момент двигателя, который определяется по формуле 1.12;

$I_{Tp1}$  - передаточное число трансмиссии на 1-й основной передаче, которое определяется по формуле

$$I_{Tp1} = 0,377 \cdot n_H \cdot R_{K(HO)} / V_{H1}, \quad (1.29)$$

здесь  $R_{K(HO)}$  - радиус качения колеса или начальной окружности звездочки, м.

Минимальная сила тяги трактора на высшей основной передаче ( $P_{Kp_{min}}$ , Н) определяется по формуле

$$P_{Kp_{min}} = P'_H / \varepsilon, \quad (1.30)$$

# где  $P'_H$  - номинальная сила тяги трактора предыдущего класса, Н;

#  $\varepsilon$  - коэффициент расширения тяговой зоны, который для тракторов тяговых классов до 3-го равен 1,3, для тракторов 4-го класса и выше равен 1,5.

Необходимо учитывать, что тяговый класс с.-х. тракторов определяется величиной номинальной силы тяги, которая принята в качестве основного классификационного параметра. Типажом сельскохозяйственных тракторов в соответствии со стандартом СЭВ 628-77 определены тяговые классы по следующим значениям номинального тягового усилия: 2; 6; 9; 14; 20; 30; 40; 50; 60 кН.

Передаточные числа трансмиссии для остальных основных передач подсчитывается по формуле

$$I_{\text{Тр}i} = I_{\text{Тр}1} / q^{(i-1)}, \quad (1.31)$$

где  $I_{\text{Тр}i}$  - передаточное число основных передач или передачи контрольного расчета.

Теоретическая скорость движения трактора на каждой из основных передач в зависимости от режима работы двигателя подсчитывается по формуле

$$V_{\text{Т}i} = 0,377 \cdot R_{\text{к(но)}} \cdot n_e / I_{\text{Тр}i} = a_i \cdot n, \quad (1.32)$$

где  $V_{\text{Т}i}$  - теоретическая скорость движения для рассчитываемой передачи, км/ч;

$I_{\text{Тр}i}$  - передаточное число трансмиссии рассчитываемой передачи;

$a_i = 0,377 \cdot R_{\text{к(но)}} / I_{\text{Тр}i}$  - скоростной коэффициент перевода масштаба частоты вращения ( $n$ , об/мин) в масштаб теоретических скоростей ( $V_{\text{Т}i}$ , км/ч).

Результаты расчетов для всех рассчитываемых передач заносятся в таблицу 1.1.

Передаточные числа коробки основных передач  $I_{\text{К}i}$  определяются как отношение передаточного числа трансмиссии  $I_{\text{Тр}i}$  к передаточному числу шестерен постоянного зацепления  $I_0$  трактора-прототипа

$$I_{\text{К}i} = I_{\text{Тр}i} / I_0, \quad (1.33)$$

# где  $I_0 = I_{\text{Ц.П}} \cdot I_{\text{ПЛ.П}} \cdot I_{\text{К.П}}$  - передаточные числа шестерен с постоянным зацеплением: соответственно, центральной ( $I_{\text{Ц.П}}$ ), планетарной (механизм поворота  $I_{\text{ПЛ.П}}$ ) и конечной ( $I_{\text{К.П}}$ ) передач (табл. Б.5, Б.6).

Зная теоретическую скорость на основной передаче ( $V_{\text{Н}1}$ , км/ч) и знаменатель геометрической прогрессии ( $q$ ), можно определить теоретические скорости трактора на последующих передачах  $V_{\text{Н}i}$  (км/ч) по формуле

$$V_{\text{Н}i} = V_{\text{Н}1} \cdot q^{(i-1)}. \quad (1.34)$$

### 1.3.2.2 Расчет транспортных передач

При выполнении тягового расчета номинальная скорость высшей транспортной передачи принимается по заданию. Построение ряда транспортных передач производится также по закону геометрической прогрессии. Знаменатель геометрической прогрессии транспортного ряда ( $q_{\text{Тр}}$ ) определяется по зависимости

$$q_{\text{Тр}} = (V_{\text{Тр} \text{max}} / V_{\text{Н}z})^{(1/Z_{\text{Тр}})}, \quad (1.35)$$

где  $V_{\text{Тр} \text{max}}$  - максимальная скорость высшей транспортной передачи, км/ч;

$V_{\text{Н}z}$  - максимальная скорость высшей основной передачи, км/ч;

$Z_{\text{Тр}}$  - число транспортных передач.

Теоретические скорости трактора на рассчитываемых транспортных передачах ( $j$ ) определяются по формуле

$$V_{\text{Тр}j} = V_{\text{Н}z} \cdot q_{\text{Тр}}^j. \quad (1.36)$$

Таблица 1.1 - Подсчет передаточных чисел трансмиссии и коэффициентов  $A_i$  и  $a_i$

П а р а м е т р ы	Основные передачи				Транспортные		
	1	2	...	Z	1	...	Z <sub>тр</sub>
Передаточные числа трансмиссии, $I_{Тр_i}$							
Передаточные числа коробки передач, $I_{К_i}$							
Кол-во цилиндрических пар шестерен, $n_{ц}$							
Кол-во конических пар шестерен, $n_{к}$							
$\eta_{ц}^{нц}$							
$\eta_{к}^{нк}$							
$\eta_{Тр} = \eta_{ц}^{нц} \cdot \eta_{к}^{нк} \cdot \eta_x$							
$A_i = I_{Тр_i} \cdot \eta_{Тр_i} / R_{к(но)}$							
$a_i = 0,377 \cdot R_{к(но)} / I_{Тр_i}$							

Промежуточная транспортная скорость  $V_{Тр_1}$  при двух принятых транспортных передачах представляет собой среднюю геометрическую величину между заданной максимальной транспортной скоростью ( $V_{Тр_{max}}$ ) и высшей основной скоростью ( $V_{H_z}$ ), т.е.

$$V_{Тр_1} = V_{H_z} \cdot (V_{Тр_{max}} / V_{H_z})^{0,5} = (V_{Тр_{max}} \cdot V_{H_z})^{0,5}. \quad (1.37)$$

Передаточные числа трансмиссии транспортного ряда определяются по формуле

$$I_{Тр_{Тр_j}} = I_{Тр_z} / q_{Тр}^j \quad (1.38)$$

где  $j$  - номер транспортной передачи;

$I_{Тр_z}$  - передаточное число высшей основной передачи.

Теоретическая скорость движения трактора на каждой из транспортных передач в зависимости от режимов работы двигателя подсчитывается по выше приведенной формуле 1.36.

В пояснительной записке следует изобразить принятую кинематическую схему трансмиссии с указанием шестерен, находящихся в зацеплении на каждой из передач основного и транспортного ряда. Результаты расчетов необходимо свести в таблицу 1.1.

Действительные передаточные числа коробки передач могут несколько отличаться от расчетных, потому что приходится округлять дробные значения чисел зубь-

ев. Соответственно будут отличаться и передаточные числа трансмиссии и расчетные скорости движения.

### 1.3.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАСАТЕЛЬНОЙ И ТЯГОВОЙ СИЛ ТРАКТОРА

Построение теоретической тяговой характеристики начинают с определения касательной силы тяги  $P_{ki}$  (Н), которая определяется по формуле

$$P_{ki} = M_e \cdot I_{tr_i} \cdot \eta_{tr_i} / R_{k(но)} = M_e \cdot A_i, \quad (1.39)$$

где  $A_i = I_{tr_i} \cdot \eta_{tr_i} / R_{k(но)}$  - переводной коэффициент масштаба моментов двигателя  $M_e$  в Нм в масштаб сил  $P_k$  в Н (см. табл. 2.2);

$M_e$  - крутящий момент двигателя, изменяющийся от 0 до максимального значения ( $M_{max}$ ), Нм.

Тяговая сила трактора на каждой из основных передач определяется по формуле

$$P_{кр_i} = P_{ki} - P_f, \quad (1.40)$$

где  $P_{кр_i}$  - сила тяги трактора для рассчитываемой (i) основной передачи, Н;

$P_f = f \cdot G_э$  - сила сопротивления качению, Н.

### 1.3.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ БУКСОВАНИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ

При построении тяговой характеристики принимают, что величина буксования движителей зависит только от тягового сопротивления и поэтому кривая буксования является общей для всех передач.

Построение кривой буксования может быть осуществлено аналитическим путем по следующей зависимости

$$\delta = b_\delta \cdot p + d_\delta \cdot p^2, \quad (1.41)$$

# где  $b_\delta$  и  $d_\delta$  - безразмерные коэффициенты для расчета буксования движителей, зависящие от типа трактора (табл. Б.4);

$p$  - относительная сила тяги трактора, определяемая по формуле

$$p = P_{кр} / (\lambda_k \cdot C_\delta \cdot \phi_{доп} \cdot G_э), \quad (1.42)$$

# где  $C_\delta$  - коэффициент относительной силы тяги (см. табл. Б.4). Подсчет коэффициента буксования удобно проводить табличным способом, задаваясь различными значениями силы тяги в пределах  $0,5 \cdot P_{кр_{min}} \dots P_{кр_{max}}$  (табл. 1.2).

Максимальная касательная сила тяги ( $P_{кр_{max, н}}$ ) определяется по формуле

$$P_{кр_{max}} = P_{k_{max}} - P_f, \quad (1.43)$$

где  $P_{кр_{max}}$  - максимальная касательная сила тяги Н;

$P_f$  - сила сопротивления качению трактора, Н ( $P_f = f \cdot G_э$ ).

Строится кривая буксования следующим образом: выбираются произвольные значения  $P_{кр}$  через определенный интервал (желательно выбрать не менее 8 точек)

от  $0,5 \cdot P_{кр_{min}}^{min}$  до  $P_{кр_{max}}^{max}$ . Принятые значения  $P_{кр}$  делятся на величину  $G_{сц}$ . Для гусеничных и колесных тракторов со всеми ведущими колесами (4x4)  $G_{сц} = G_э$ , для колесных тра-

торов с задними ведущими колесами (4x2) сцепной вес определяется по выражению  $G_{сц} = (0,80...0,85)G_{э}$ . Результаты подсчета величины буксования сводятся в таблицу 1.3.

Таблица 1.2 - Подсчет коэффициента буксования движителей

Элемент подсчета	Сила тяги, Н			
	$0,5 \cdot P_{кр\ min}$	$P_{кр1}$	...	$P_{кр\ max}$
$p = P_{кр} / (\lambda_k \cdot C_{\delta} \cdot f_{доп} \cdot G_{э})$				
$p^2$				
$b_{\delta} \cdot p$				
$d_{\delta} \cdot p^2$				
$\delta = b_{\delta} \cdot p + d_{\delta} \cdot p^2$				

Таблица 1.3 - Подсчет величины буксования движителей

$P_{кр}, Н$	$0,5 \cdot P_{кр\ min}$	$P_{кр1}$	.....	$P_{кр\ max}$
$G_{сц}, Н$				
$P_{кр} / G_{сц}$				
$\delta$				

### 1.3.5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ СКОРОСТИ

Рабочие скорости движения трактора подсчитываются для каждой основной передачи с учетом величины буксования по формуле

$$V_{pi} = V_{Ti} \cdot (1 - \delta), \quad (1.45)$$

где  $V_{pi}$  – рабочая скорость для  $i$  передачи, км/ч;

$\delta$  – буксование движителей.

### 1.3.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВОЙ МОЩНОСТИ ТРАКТОРА

Тяговая мощность трактора ( $N_{крi}$ , кВт) на каждой из основных передач определяется по формуле

$$N_{крi} = P_{крi} \cdot V_{крi} / 3600, \quad (1.46)$$

где  $P_{крi}$  - сила тяги трактора для рассчитываемой передачи, Н;

$V_{крi}$  - рабочая скорость рассчитываемой передачи, км/ч.

### 1.3.7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА

Оценка топливной экономичности трактора осуществляется по величине удельного тягового расхода топлива



$$g_{кр_i} = G_T \cdot 1000 / N_{кр_i}, \quad (1.47)$$

где  $g_{кр_i}$  - удельный тяговый расход топлива для рассчитываемой передачи, г/(кВт·ч);

$G_T$  - часовой расход топлива, значения которого определяются из регуляторной характеристики двигателя, кг/ч.

### 1.3.8 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ХОЛОСТОГО ХОДА ТРАКТОРА

#### 1.3.8.1 Частота вращения вала двигателя

Частота вращения вала двигателя при холостом движении трактора на контрольной передаче определяется по формуле

$$n_{хТ_i} = \frac{n_{хД} - P_f \cdot R_{к(НО)} \cdot (n_{хД} - n_H)}{I_{Тр_i} \cdot \eta_{Тр_i} \cdot M_H}, \quad (1.48)$$

где  $n_{хТ_i}$  - частота вращения вала двигателя при холостом движении трактора на  $i$ -ой передаче, об/мин.

#### 1.3.8.2 Скорость движения трактора

Скорость холостого движения трактора (при  $P_{кр_i} = 0$ ) определяется по формуле

$$V_{х_i} = 0,377 \cdot R_{к(НО)} \cdot n_{хТ_i} / I_{Тр_i}, \quad (1.49)$$

где  $V_{х_i}$  - скорость холостого движения трактора на контрольной передаче, км/ч.

#### 1.3.8.3 Часовой расход топлива

Часовой расход топлива ( $G_{ТХ_i}$ , кг/ч) при холостом движении трактора определяется по формуле

$$G_{ТХ_i} = \frac{G_{ТН} \cdot n_{хД} - G_{ТХ_д} \cdot n_H}{n_{хД} - n_H} + \frac{(G_{ТХ_д} - G_{ТН}) \cdot n_{хТ_i}}{n_{хД} - n_H}. \quad (1.50)$$

### 1.3.9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВОГО КПД ТРАКТОРА

Тяговый КПД трактора подсчитывается по формуле

$$\eta_{ТЯГ_i} = N_{кр_i} / N_e, \quad (1.51)$$

где  $N_{кр_i}$  и  $N_e$  - соответственно, тяговая мощность трактора и мощность двигателя, определяемые из табл. 1.4 или графиков тяговой характеристики.

Проверка тягового КПД производится путем сравнения полученных результатов (табл. 1.4) с результатами подсчета по формуле

$$\eta_{ТЯГ} = \eta_{Тр} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta, \quad (1.52)$$

где  $\eta_{Тр}$  - КПД трансмиссии;

$\eta_f = P_{кр} / P_k = (P_k - P_f) / P_k$  - КПД, учитывающий потери мощности на качение;

$\eta_\delta = 1 - \delta$  - КПД, учитывающий потери мощности на буксование.

Таблица 1.4 - Расчет тяговой характеристики трактора

Двигатель	$n$ , об.мин	$n_m$	$n_1$	$n_2$	...	$n_H$	$n_{cp}$	$n_{xT_i}$
	$M_e$ , Нм	$M_{max}$					$M_H$	
	$N_e$ , кВт	$N_m$					$N_H$	
	ГТ, кг.ч							
1 - я передача $a_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ $A_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ $n_{xT1} = \underline{\hspace{2cm}}$	$V_{T1}$ , км/ч							$V_{xT1}$
	$P_{к1}$ , Н							$P_f$
	$P_{кр1}$ , Н							0
	$1 - \delta$							1
	$V_{p1}$ , км.ч							$V_{T1}$
	$N_{кр1}$ , кВт							0
	$g_{кр1}$ , г/(кВт·ч)							$\infty$
	$\eta_{тяг1}$							0
2 - я передача $a_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ $A_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ $n_{xT2} = \underline{\hspace{2cm}}$	$V_{T2}$ , км/ч							$V_{xT2}$
	$P_{к2}$ , Н							$P_f$
	$P_{кр2}$ , Н							0
	$1 - \delta$							1
	$V_{p2}$ , км.ч							$V_{T2}$
	$N_{кр2}$ , кВт							0
	$g_{кр2}$ , г/(кВт·ч)							$\infty$
	$\eta_{тяг2}$							0
.....								
Z - я передача $a_z = \underline{\hspace{2cm}}$ $A_z = \underline{\hspace{2cm}}$ $n_{xTz} = \underline{\hspace{2cm}}$	$V_{Tz}$ , км/ч							$V_{xTz}$
	$P_{кz}$ , Н							$P_f$
	$P_{крz}$ , Н							0
	$1 - \delta$							1
	$V_{pz}$ , км.ч							$V_{Tz}$
	$N_{крz}$ , кВт							0
	$g_{крz}$ , г/(кВт·ч)							$\infty$
	$\eta_{тягz}$							0

Подсчет тягового КПД (табл. 1.5) обычно производится для максимальных тяговых мощностей ( $N_{кр_{i_{max}}}$ ) соответствующих зоне перегрузки, для мощности ниже

передачи при максимальном крутящем моменте ( $N_{кр i_{max}}$ ) и мощности высшей передачи  $N'_{кр z} = 0,4 \cdot N_{кр z_{max}}$ .

Таблица 1.5 - Результаты подсчета тягового КПД

Элемент подсчета	$N_{кр 1_{max}}$	$N_{кр 1_{max}}$	$N_{кр 2_{max}}$	$N_{кр 3_{max}}$	...	$N_{кр z_{max}}$	$N'_{кр z}$
$\eta_{тр}$							
$\eta_f = (P_k - P_f) / P_k$							
$\eta_\delta = 1 - \delta$							
$\eta_{тяг} = \eta_{тр} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta$							

Результаты подсчетов тягового КПД по формулам 1.51 и 1.52 должны совпадать. Отклонения результатов не должно превышать  $\pm 5\%$ .

После подсчета основных параметров тяговой характеристики производится ее построение по одному из двух рассмотренных методов.

#### 1.4 ПОСТРОЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

Для наглядного представления о тяговых и экономических качествах трактора необходимо строить тяговую характеристику, которая является основным техническим документом и широко используется для исследовательских и эксплуатационных расчетов.

Тяговой характеристикой называют график показывающий изменение буксования ведущих органов ( $\delta$ ), рабочей скорости движения ( $V_p$ ), тяговой мощности ( $N_{кр}$ ), удельного тягового расхода топлива ( $g_{кр}$ ) и тягового КПД ( $\eta_{тяг}$ ) в зависимости от силы тяги на крюке ( $P_{кр}$ ), начиная от холостого хода трактора (без нагрузки) до полной его загрузки на разных передачах и для определенных условий работы (фондов).

Тяговую характеристику, построенную по расчетным данным, называют теоретической. Существует много методов построения теоретической тяговой характеристики. Наиболее удобными и наглядными являются четырех- и двухоктантный методы построения теоретических тяговых характеристик.

##### 1.4.1 ЧЕТЫРЕХОКТАНТНЫЙ МЕТОД (МЕТОД ПРОФ. Е.Д.ЛЬВОВА)

Тяговая характеристика трактора строится для основных рабочих передач. Для этого на листе бумаги формата А1 наносятся оси координат, делящие лист (рис. Б.3) на четыре четверти.

Построение нижней левой четверти характеристики.

В этой четверти по данным табл. 1.4 строится регуляторная характеристика двигателя в функции от крутящего момента  $M_e$ . Для этого в принятом масштабе по оси ординат вниз откладываются значения крутящих моментов от нуля до  $M_{max}$ , а по оси

абсцисс влево от нуля (точка «О») наносятся шкалы частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n$ , его мощности  $N_e$ , часового  $G_T$  и удельного  $g_e$  расходов топлива.

На полученном графике регуляторной характеристики выделяется рабочая зона в интервале от  $0,75 N_{eH}$  до  $M_{max}$ . Выделенную рабочую зону разбивают на интервалы, обозначенные на рис. Б.3 цифрами «1, 2, 3, 4, 5», через которые проводят линии, параллельные оси абсцисс.

Построение нижней правой части характеристики.

В этой четверти характеристики строится зависимость касательных сил  $P_K$  на основных передачах от крутящего момента  $M_e$  двигателя, т.е.  $P_K = f(M_e)$ . Для этого на оси абсцисс наносится шкала касательных сил от точки «О» до  $P_{K1max}$  на первой передаче. Центр «О'» располагается левее точки «О» на величину  $P_f$  сопротивления качению, откладываемую в масштабе  $\mu_p$  силы  $P_K$ .

Сила сопротивления качению  $P_f$  определяется для принимаемых условий, характеризуемых коэффициентом  $f$  сопротивления качению трактора.

Максимальная касательная сила тяги  $P_{Kmax}$  трактора определяется по формуле 1.39. Зависимость касательной силы тяги  $P_K$  от момента двигателя  $M_e$  носит линейный характер  $P_{Ki} = A_i \cdot M_e$ . Поэтому для построения графика достаточно определить касательные силы на каждой передаче для любого значения момента и полученные результаты отложить на горизонтальной линии в принятом масштабе  $\mu_p$ . На рис. Б.3 дан пример построения касательной силы для максимального значения момента  $M_{max}$  (точки «в, d, f»). Полученные расчетные точки соединяются лучами с точкой «О'». Вертикальные прямые, проведенные через точки пересечения лучей с горизонтальными линиями, указывают рабочие зоны кривых тяговой характеристики в правой верхней четверти графика.

Построение верхней левой четверти характеристики.

В этой четверти строится зависимость изменения теоретической скорости  $V_{Ti}$  трактора от частоты вращения  $n$  коленчатого вала двигателя на различных передачах. Эта зависимость имеет линейный характер ( $V_{Ti} = a_i \cdot n$ ) с началом в точке «О». Вторые точки лучей определяются по номинальной частоте вращения коленчатого вала для всех основных передач по формуле 1.48.

Значения скоростей откладываются в виде точек 9, 10, 11 на вертикальной линии, проведенной через точку  $n_H$ , в выбранном масштабе скоростей  $\mu_v$ , км/ч в мм. Точки 9, 10, 11 соединяют с центром «О». Полученные лучи и являются графиками теоретических скоростей. Максимальные скорости определяются степенью загрузки двигателя (точки пересечения  $P_K = f(M_e)$  с осью ординат  $OM_e$ ) и являются скоростями холостого движения трактора.

Построение верхней правой части характеристики.

В этом квадранте строятся кривые непосредственно относящиеся к тяговой характеристике. Начало координат располагается в точке «О». По оси абсцисс вправо наносится шкала силы тяги  $P_{кр}$ , в том же масштабе. По оси ординат наносятся шкалы: буксования  $\delta$ , рабочей скорости  $V_{pi}$ , тяговой мощности  $N_{кр}$ , удельного тягового расхода топлива  $g_{кр}$  и тяговый КПД трактора  $\eta_{тяг}$ .

По результатам таблицы 1.2 или 1.3 строится зависимость буксования в функции от силы тяги трактора. Построение остальных графиков ( $V_p, N_{кр}, g_e, \eta_{ТЯГ}$ ) производится по результатам таблицы 1.4 в зависимости от силы тяги трактора. Следует иметь ввиду, что если КПД трансмиссии для разных передач неодинаков, то тяговый КПД строится для каждой передачи отдельно, а затем проводится огибающая кривая потенциальных тяговых КПД трактора. Если КПД трансмиссии для всех передач одинаков, то тогда строится одна зависимость тягового КПД, т.к. в этом случае он не зависит от номера передачи, на которой работает трактор.

#### 1.4.2 ДВУХОКТАНТНЫЙ МЕТОД

Тяговая характеристика трактора строится также только для основных рабочих передач (рис. Б.4). Для этого лист формата А1 делится на две части. В нижней части, которая составляет приблизительно 1/3 часть листа, строится регуляторная характеристика, в верхней - тяговая характеристика.

##### Построение нижней части характеристики.

Регуляторная характеристика строится в функции от крутящих моментов, развиваемых двигателем, и одновременно в функции от касательных сил тяги, развиваемых трактором. Оба указанных параметра откладываются по оси абсцисс характеристики и связываются между собой переводными масштабными коэффициентами (формула 1.39). Для построения регуляторной характеристики используются данные таблицы 1.1.

Из начала координат «О'» откладываются вправо по оси абсцисс в принятом масштабе значения касательных сил тяги  $P_K$ . Оси ординат параметров проводятся вниз от точки «О'». Под осью абсцисс  $P_K$  наносятся вспомогательные переходные масштабные шкалы крутящих моментов двигателя  $M_e$ , отдельно для каждой передачи. Для этого определяются касательные силы тяги, соответствующие крутящим моментам  $M_{e_H}$  и  $M_{max}$  на разных передачах, для чего указанные моменты умножаются на соответствующие значения переводных коэффициентов  $A_i$ . Найденные значения  $P_K$  - попарно для каждой передачи в отдельности - находятся на оси абсцисс и соответствующие им точки сносятся вниз, располагая их на разных уровнях. Через каждую пару точек проводятся горизонталы, которые являются масштабными шкалами крутящих моментов двигателя.

Зависимости параметров ( $N_e, G_T, n_e$ ) строятся для каждой передачи по своей масштабной шкале, поэтому каждый параметр изображается пучком кривых, число которых равно числу передач.

Центр пучка кривых  $N_e$  находится в начале координат «О'», вершины кривых лежат на горизонтали, ордината которых представляет (в принятом масштабе) номинальную мощность двигателя  $N_H$ . Центр пучка кривых  $n$  расположен на оси ординат в точке, соответствующей холостой частоте вращения вала двигателя, а переходные точки лежат на горизонтали, соответствующей номинальной частоте вращения вала двигателя  $n_H$ . Центр пучка  $G_T$  находится на оси ординат, соответствующей часовому расходу топлива  $G_{ТХД}$  при холостой работе двигателя, ордината горизонтальной прямой, проходящей через их вершины представляет собой максимальный часовой расход топлива  $G_{Tmax} = G_{ТН}$ .

Отрезки кривых, соответствующие регуляторной зоне характеристики двигателя, имеют линейный характер. Все кривые безрегуляторной зоны должны быть построены

минимум по пяти точкам и заканчиваться при максимальном значении крутящего момента  $M_{e_{\max}}$ .

#### Построение верхней части тяговой характеристики.

Здесь находятся кривые, непосредственно относящиеся к тяговой характеристике. Начало координат располагается в точке «О'», которая находится справа от точки "О" на расстоянии, изображающем в принятом масштабе для оси абсцисс, сопротивление качению трактора  $P_f$ . Таким образом, на оси абсцисс верхней части характеристики отложены значения  $P_k - P_f = P_{кр}$  - тяговых усилий на крюке трактора. Оси параметров рассматриваемой части характеристики проводится от точки «О» вверх.

Построение кривой буксования движителей производится по результатам таблицы 9.2 или 9.3. Так как буксование зависит только от силы тяги трактора, то строится одна кривая для всех основных передач. Все остальные кривые тяговой характеристики ( $V_p, N_{кр}, g_{кр}$ ) строятся отдельно для каждой передачи трактора по результатам таблицы 9.4 в зависимости от силы тяги трактора. При этом масштабы параметров и расположение кривых необходимо выбирать таким образом, чтобы поле верхней части листа было рационально использовано.

Построение всех перечисленных кривых должно заканчиваться в точках, относящихся к значениям  $M_{\max}$  на соответствующих каждой из передач масштабных шкалах. В зонах от  $M_{\max}$  до  $0,75 M_H$  рекомендуется вести расчеты не менее чем для шести значений  $P_{кр}$ , выбирая их таким образом, чтобы возможно точнее установить точки перегиба кривых  $N_{кр}$  (значения  $N_{кр_{\max}}$ ) на каждой передаче. Кривые  $g_{кр}$  должны заканчиваться слева, примерно в точках, соответствующих  $0,4 N_{кр_{\max}}$  на относящихся к ним передачам. Построение зависимости изменения  $\eta_{тяг}$  осуществляется аналогично рассмотренному ранее методу.

### **1.4.3 АНАЛИЗ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА С ЭЛЕМЕНТАМИ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

Для оценки показателей трактора полученную тяговую характеристику необходимо проанализировать. Для этого необходимо рассмотреть изменение показателей в зависимости от тяговой нагрузки и других условий работы.

При анализе тяговой характеристики необходимо рассмотреть значения параметров по передачам для максимальной тяговой мощности и максимального тягового усилия, выявить более экономичные зоны работы трактора, объяснить закономерности изменения параметров тяговой характеристики. Полученные параметры проектируемого трактора необходимо сравнить с параметрами трактора-прототипа, теоретически обосновать факторы, которые позволили бы получить более высокие технико-экономические показатели.

Каждый студент обязан сделать сравнительный анализ (обосновывая формулами, графиками, таблицами) полученных данных и имеющихся у прототипа по следующим параметрам: эффективной мощности  $N_e$ , тяговой мощности  $N_{кр}$ , скорости движения  $V_p$ , тягового КПД  $\eta_{тяг}$ , удельного тягового расхода топлива  $g_{кр}$ .

## 2 РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

### 2.1. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

Требуемая номинальная мощность двигателя для полностью груженого автомобиля при его движении с установившейся максимальной скоростью ( $V_{\max}$ ) в заданных дорожных условиях ( $\Psi$ ) определяется по формуле

$$N_H = \frac{V_{\max} \cdot \left( G_a \cdot \Psi + \frac{K \cdot F \cdot V_{\max}^2}{13} \right)}{3600 \cdot \eta_{\text{тpз}}}, \quad (2.1)$$

где  $N_H$  - номинальная мощность двигателя автомобиля, кВт;

@  $V_{\max}$  - заданная максимальная скорость движения автомобиля, км/ч;

$\Delta\varphi_2$  - вес автомобиля с грузом, Н;

$$G_a = G_o + G_{\text{гр}}, \quad (2.2)$$

$G_o$  - вес порожнего автомобиля, Н;

@  $G_{\text{гр}}$  - заданная грузоподъемность автомобиля, Н.

Вес рассчитываемого порожнего автомобиля определяется исходя из характеристики автомобиля-прототипа:

$$G_o = G_{\text{гр}} \cdot \frac{G_{o\text{пр}}}{G_{\text{грпр}}}, \quad (2.3)$$

# где  $G_{o\text{пр}}$  - вес порожнего автомобиля-прототипа, Н;

#  $G_{\text{грпр}}$  - грузоподъемность автомобиля-прототипа, Н.

@  $\Psi$  - приведенный коэффициент дорожного сопротивления;

#  $K$  - коэффициент обтекаемости ( $K = 0,50 \dots 0,75 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$ );

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

$$F = B \cdot H, \quad (2.4)$$

# где  $B$  - колея автомобиля-прототипа, м;

#  $H$  - габаритная высота автомобиля-прототипа, м;

$\eta_{\text{тpз}}$  - механический КПД трансмиссии на высшей передаче, учитывающий потери мощности в трансмиссии, теоретически подсчитывается по следующей зависимости

$$\eta_{\text{тpз}} = \eta_{\text{ц}}^{n_{\text{ц}}} \cdot \eta_{\text{к}}^{n_{\text{к}}} \cdot \eta_{\text{х}}, \quad (2.5)$$

# где  $\eta_{\text{ц}}, \eta_{\text{к}}$  - соответственно, КПД цилиндрической и конической пар шестерен, которые находятся в следующих пределах:  $\eta_{\text{ц}} = 0,985 \dots 0,990$ ;  $\eta_{\text{к}} = 0,975 \dots 0,980$ . При расчетах обычно принимается  $\eta_{\text{ц}} = 0,985$ ;  $\eta_{\text{к}} = 0,975$ ;

#  $n_{\text{ц}}, n_{\text{к}}$  - соответственно, число цилиндрических и конических пар шестерен, находящихся в зацеплении при передаче мощности через трансмиссию на данной передаче при принятой кинематической схеме;

#  $\eta_{\text{х}}$  - КПД, учитывающий потери мощности на холостом ходу, принимаемый равным 0,96;

Для определения числа пар цилиндрических и конических шестерен необходимо рассмотреть кинематическую схему трансмиссии автомобиля-прототипа и вычертить

принятую схему трансмиссии в соответствии с заданным числом передач. Для всех рассматриваемых автомобилей используется одна коническая пара шестерен, количество цилиндрических пар шестерен зависит от номера передачи (табл. В.1).

## 2.2 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РЕГУЛЯТОРНОЙ ИЛИ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ

На автомобилях устанавливаются дизельные и карбюраторные двигатели. В зависимости от типа установленного на автомобиль двигателя рассчитывается соответствующая характеристика.

### 2.2.1 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ РЕГУЛЯТОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Регуляторная характеристика дизельного двигателя строится по эмпирическим формулам только для безрегуляторной зоны в пределах частот вращения от минимальной ( $n_o = 400$  об/мин) до номинальной ( $n_H$ , об/мин), которая принимается исходя из теплового расчета двигателя.

#### 2.2.1.1 Мощность двигателя

Текущее значение мощности двигателя для различных частот вращения вала определяется по формуле

$$N_{e_x} = N_H \cdot \left[ a \cdot (n_x / n_H) + b \cdot (n_x / n_H)^2 - c \cdot (n_x / n_H)^3 \right], \quad (2.6)$$

где  $N_{e_x}$  - текущее значение мощности, кВт;

#  $a, b, c$  - постоянные коэффициенты, величина которых зависит от типа двигателя и способа смесеобразования (табл. В.2);

$n_x$  - текущее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, об/мин;

#  $n_H$  - номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин.

Значения  $n_x$  выбираются произвольно через определенный интервал (100, 200, 300 и др.), но так, чтобы число полученных точек характеристики было не менее семи. Значение  $n_H$  берется по заданию.

В регуляторной зоне характеристики мощность изменяется по линейной зависимости от  $N_H$  (при  $n_H$ ) до  $N_e = 0$  (при  $n_{x_d}$ ).

Частоту вращения вала двигателя при его холостой работе ( $n_{x_d}$ , об/мин) определяют по формуле

$$n_{x_d} = (1 + \delta_p) \cdot n_H, \quad (2.7)$$

# где  $\delta_p$  - коэффициент неравномерности регулятора, принимаемый по двигателю-прототипу в пределах 0,07...0,08.

#### 2.2.1.2 Крутящий момент двигателя

Текущее значение крутящего момента двигателя определяется по формуле

$$M_{e_x} = 9554 \cdot N_{e_x} / n_x, \quad (2.8)$$

где  $M_{e_x}$  - крутящий момент двигателя, Нм.

Крутящий момент в контрольной точке  $\$$  ( $M_{e_y}$ ) определяют по той же зависимости, но для соответствующих значений мощности и частоты ( $M_{e_y}$  и  $n_y$ ).

Частота вращения вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту определяется по формуле

$$\$ \quad n_{x(M_{max})} = n_M = n_H \cdot b / (2c), \quad (2.9)$$

где  $n_{x(M_{max})} = n_M$  - частота вращения вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту, об/мин.



Максимальный крутящий момент (для частоты  $n_m$ ) будет равен

$$M_{\max} = M_H \cdot [a + b^2 / (4 \cdot c)] = 9554 \cdot (N_H / n_H) \cdot [a + b^2 / (4 \cdot c)], \quad (2.10)$$

где  $M_{\max}$  - максимальный крутящий момент двигателя, Нм.

### 2.2.1.3. Удельный расход топлива

Текущее значение удельного расхода топлива двигателем для различных частот вращения вала определяется по формуле

$$g_{e_x} = g_H \cdot [a_1 - b_1 \cdot (n_x / n_H) + c_1 \cdot (n_x / n_H)^2], \quad (2.11)$$

где  $g_{e_x}$  - текущее значение удельного расхода топлива, г/(кВт·ч);

@  $g_H$  - удельный расход топлива, соответствующий номинальному режиму, г/(кВт·ч). Это значение берется из задания;

#  $a_1, b_1, c_1$  - постоянные коэффициенты, величина которых зависит от типа двигателя и способа смесеобразования (прил. табл. В.2).

Частота вращения, соответствующая минимальному удельному расходу топлива определяется по формуле

$$n_{x(g_{e_{\min}})} = n_H \cdot (b_1 / (2 \cdot c_1)), \quad (2.12)$$

где  $n_{x(g_{e_{\min}})}$  - частота вращения, соответствующая минимальному удельному расходу топлива, об/мин.

Минимальный удельный расход топлива определяется по формуле

$$g_{e_{\min}} = g_H \cdot [a_1 - b_1^2 / (4 \cdot c_1)], \quad (2.13)$$

где  $g_{e_{\min}}$  - минимальный удельный расход топлива, г/(кВт·ч).

Удельный расход топлива при холостой работе двигателя стремится к бесконечности. Для построения регуляторной ветви удельного расхода топлива определяют промежуточные его значения между частотами вращения  $n_H$  и  $n_{x_d}$ , после определения промежуточного значения часового расхода топлива в регуляторной зоне.

### 2.2.1.4 Часовой расход топлива

Текущее значение часового расхода топлива определяется по текущим значениям удельного расхода топлива и мощности двигателя

$$G_{T_x} = 10^{-3} \cdot g_{e_x} \cdot N_{e_x}, \quad (2.14)$$

где  $G_{T_x}$  - текущее значение часового расхода топлива, кг/ч.

В регуляторной зоне часовой расход топлива изменяется по линейному закону. При этом часовой расход топлива для холостой работы двигателя определяется по формуле

$$G_{T_{x_d}} = C_{x_p} \cdot G_{t_H}, \quad (2.15)$$

где  $G_{T_{x_d}}$  - часовой расход топлива при холостой работе двигателя, кг/ч;

$C_{x_p}$  - коэффициент часового расхода топлива для холостого режима, который находится в пределах 0,25...0,35.

Уравнение изменения часового расхода топлива в регуляторной зоне имеет следующий вид

$$G'_{T_x} = A_g + B_g \cdot n'_x, \quad (2.16)$$

$$\text{где } A_g = \frac{G_{T_H} \cdot n_{x_d} - G_{T_{x_d}} \cdot n_H}{n_{x_d} - n_H}, \quad B_g = \frac{G_{T_{x_d}} - G_{T_H}}{n_{x_d} - n_H},$$

здесь  $G'_{ТХ}$ ,  $n'_x$  - соответственно текущее значение часового расхода топлива (кг/ч) и частоты вращения вала двигателя (об/мин) при работе в регуляторной зоне.

### 2.2.1.5 Построение регуляторной характеристики двигателя

Определение текущих значений параметров регуляторной характеристики дизельного двигателя рекомендуется проводить в табличной форме (табл. 2.1).

Таблица 2.1 - Форма таблицы для расчета регуляторной характеристики дизеля

Элемент Подсчета	Частота вращения вала двигателя в зонах, об/мин							
	без регуляторной					регуляторной		
	$n_o$	$n_1$	...	$n_m$	...	$n_H$	$n_{cp}$	$n_{x_d}$
$(n_x/n_H)$							-	-
$(n_x/n_H)^2$							-	-
$(n_x/n_H)^3$							-	-
$a \cdot (n_x/n_H)$							-	-
$b \cdot (n_x/n_H)^2$							-	-
$A_1 = a \cdot (n_x/n_H) + b \cdot (n_x/n_H)^2$							-	-
$A_2 = c \cdot (n_x/n_H)^3$							-	-
$A_n = A_1 - A_2$							-	-
$N_{e_x} = N_H \cdot A_n$ , кВт				$N_M$		$N_H$	-	0
$M_{e_x} = 9554 \cdot N_{e_x} / n_x$ , Нм				$M_{max}$		$M_{e_H}$	-	0
$b_1 \cdot (n_x/n_H)$							-	-
$B_1 = a_1 - b_1 \cdot (n_x/n_H)$							-	-
$B_g = B_1 + c_1 \cdot (n_x/n_H)^2$							-	-
$g_{e_x} = g_H \cdot B_g$ , г/(кВт·ч)						$g_H$		$\infty$
$G_{ТХ} = 10^{-3} \cdot g_{e_x} \cdot N_{e_x}$ , кг/ч,						$G_{ТH}$		$G_{ТХ}$

По полученным данным строятся характеристики  $[N_e, M_e, G_T, g_e = f(n)]$  двигателей от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Для построения характеристик на горизонтальной оси откладывают значения частоты вращения вала двигателя в пределах  $n_o \dots n_{x_d}$ , на вертикальных осях - значения мощности, крутящего момента, часового и удельного расходов топлива.

Значение  $n_{cp}$  подсчитывается как среднее значение между  $n_H$  и  $n_{x_d}$ . Для соответствующих значений частоты вращения откладывают расчетные текущие значения параметров и соединяют их плавными линиями.

### 2.2.2 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

Внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя рассчитывается по эмпирическим формулам, которые используются для расчета безрегуляторной зоны дизельного двигателя. При этом расчет скоростной характеристики ведется для всего

скоростного предела - от минимальной ( $n_0 = 500$  об/мин) до максимальной ( $n_{\max} = 1,2 \cdot n_H$ ) частоты.

Относительную координату расчетной точки ( $\alpha$ ), которая задается преподавателем, можно брать в более широком диапазоне по сравнению с дизелем, а именно  $\alpha \leq 1,2$ . Определение текущих значений параметров скоростной характеристики карбюраторного двигателя рекомендуется проводить в табличной форме (табл. 2.2).

Таблица 2.2 - Форма таблицы для расчета скоростной характеристики карбюраторного двигателя

Элемент Подсчета	Частота вращения вала двигателя в зонах, об/мин							
	без регуляторной					регуляторной		
	$n_0$	$n_1$	...	$n_M$	...	$n_H$	$n_{cp}$	$n_{\max}$
$(n_x/n_H)$							-	
$(n_x/n_H)^2$							-	
$(n_x/n_H)^3$							-	
$a \cdot (n_x/n_H)$							-	
$b \cdot (n_x/n_H)^2$							-	
$A_1 = a \cdot (n_x/n_H) + b \cdot (n_x/n_H)^2$							-	
$A_2 = c \cdot (n_x/n_H)^3$							-	
$A_n = A_1 - A_2$							-	
$N_{ex} = N_H \cdot A_n$ , кВт				$N_M$		$N_H$	-	
$M_{ex} = 9554 \cdot N_{ex} / n_x$ , Нм				$M_{\max}$		$M_{eH}$		
$b_1 \cdot (n_x/n_H)$							-	
$B_1 = a_1 - b_1 \cdot (n_x/n_H)$							-	
$B_g = B_1 + c_1 \cdot (n_x/n_H)^2$							-	
$g_{ex} = g_H \cdot B_g$ , г/(кВт·ч)						$g_H$		
$G_{Tx} = 10^{-3} \cdot g_{ex} \cdot N_{ex}$ , кг/ч,						$G_{TH}$		

По полученным данным строится скоростная характеристика двигателя от частоты вращения коленчатого вала  $[N_e, M_e, G_T, g_e = f(n)]$ .

Построение скоростной характеристики карбюраторного двигателя осуществляется аналогично построению регуляторной характеристики дизеля. Частоты вращения вала двигателя находятся в пределах  $n_0 \dots n_{\max}$ . Значение  $n_{cp}$  подсчитывается как среднее значение между  $n_H$  и  $n_{\max}$ .

## 2.3 ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

### 2.3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Передаточное число главной передачи находится из формулы для определения теоретической скорости движения автомобиля на высшей передаче, когда скорость автомобиля максимальная

$$I_o = 0,377 \cdot \frac{n_H \cdot R_K}{V_{\max} \cdot I_{K_z}}, \quad (2.17)$$

где  $I_o$  - передачное число главной передачи;

$R_K$  - расчетный радиус ведущих колес автомобиля, м;

$$R_K = 0,0254 \cdot (0,5 \cdot d + K_{yc} \cdot B_{ш}), \quad (2.18)$$

# где  $d$  - наружный диаметр обода колеса, дюйм;

#  $K_{yc}$  - коэффициент усадки шины ( $K_{yc} = 0,80 \dots 0,90$ );

#  $B_{ш}$  - ширина профиля шины, дюйм.

$V_{\max}$  - максимальная скорость движения автомобиля (по заданию), км/ч;

$I_{K_z}$  - передачное число коробки передач, при движении на высшей передаче (при наличии прямой передаче  $I_{K_z} = 1$ ).

### 2.3.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ 1 ПЕРЕДАЧИ

Передачное число коробки передач (КП) определяется для 1 передачи и должно удовлетворять двум условиям:

- обеспечивать преодоление повышенных дорожных сопротивлений

$$P_{K_{\max}} \geq \psi \cdot G_a; \quad (2.19)$$

- не вызывать повышенное буксование ведущих колес автомобиля

$$P_{K_{\max}} \leq P_{сц}. \quad (2.20)$$

По первому условию передачное число коробки передач будет равно

$$I_{K_{1\psi}} \geq \frac{\psi \cdot G_a \cdot R_K}{M_{e_{\max}} \cdot I_o \cdot \eta_{тр1}}; \quad (2.21)$$

по второму условию

$$I_{K_{1\phi}} \leq \frac{\lambda_K \cdot \phi \cdot G_a \cdot R_K}{M_{e_{\max}} \cdot I_o \cdot \eta_{тр1}}. \quad (2.22)$$

В связи с этим передачное число 1 передачи должно находиться в следующих пределах  $I_{K_{1\psi}} \leq I_K \leq I_{K_{1\phi}}$  и определится по следующей зависимости

$$I_K = I_{K_{1\psi}} + e \cdot (I_{K_{1\phi}} - I_{K_{1\psi}}), \quad (2.23)$$

# где  $e$  - коэффициент передачного числа 1 передачи,  $e = 0 \dots 1$  (рекомендуется  $e = 0,80 \dots 0,95$ );

$\lambda_K$  - динамический коэффициент нагрузки ведущих колес

$$\lambda_K = K_\lambda \cdot \lambda_{K_{ст}}, \quad (2.24)$$

#  $K_\lambda = 1,1 \dots 1,3$  - коэффициент увеличения нагрузки ведущих колес;

$\lambda_{K_{ст}}$  - статический коэффициент нагрузки ведущих колес, который определяется по зависимости

$$\lambda_{\text{кст}} = \frac{G_{\text{кпр}}}{G_{\text{опр}} + G_{\text{грпр}}}, \quad (2.25)$$

- #  $G_{\text{кпр}}$  - сила веса, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля-прототипа, Н;
- #  $\varphi$  - коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой;
- #  $\eta_{\text{тр1}}$  - КПД трансмиссии на 1 передаче;
- #  $\Psi$  - приведенный коэффициент дорожного сопротивления (по заданию);
- #  $M_{e_{\text{max}}}$  - максимальный крутящий момент двигателя, Нм.

### 2.3.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАМЕНАТЕЛЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ПРОГРЕССИИ

Знаменатель геометрической прогрессии определяется по следующей зависимости

$$q = (I_{\text{к1}} / I_{\text{кz}})^{1/(z-1)} \quad (2.26)$$

- # где  $I_{\text{кz}}$  - передаточное число коробки передач на высшей передаче (если высшая передача прямая  $I_{\text{кz}} = 1$ ),
- @  $z$  - число передач.

### 2.3.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Передаточные числа коробки передач для каждой передачи при условии построения ряда передач по закону геометрической прогрессии определяются по следующей зависимости

$$\begin{aligned} \text{для 2 передачи} \quad I_{\text{к2}} &= I_{\text{к1}} / q, \\ \text{для 3 передачи} \quad I_{\text{к3}} &= I_{\text{к2}} / q, \\ &\dots \dots \dots \\ \text{для z передачи} \quad I_{\text{кz}} &= I_{\text{к(z-1)}} / q. \end{aligned} \quad (2.27)$$

### 2.3.5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ ПО ПЕРЕДАЧАМ

Определение передаточных чисел трансмиссии для каждой передачи осуществляется по следующим зависимостям

$$\begin{aligned} \text{для 1 передачи} \quad I_{\text{тр1}} &= I_{\text{о}} \cdot I_{\text{к1}}, \\ \text{для 2 передачи} \quad I_{\text{тр2}} &= I_{\text{о}} \cdot I_{\text{к2}}, \\ &\dots \dots \dots \\ \text{для z передачи} \quad I_{\text{трz}} &= I_{\text{о}} \cdot I_{\text{кz}}. \end{aligned} \quad (2.28)$$

### 2.3.6 РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРОЖНЕГО АВТОМОБИЛЯ

Динамическая характеристика порожнего автомобиля строится по значениям динамического фактора для каждой передачи, который определяется по следующей зависимости

$$D_{\text{оз}} = M_{e_x} \cdot A_{d_z} - B_{d_z} \cdot V_{z_x}^2, \quad (2.29)$$

где  $A_{d_z} = \frac{I_{\text{трz}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{R_{\text{к}} \cdot G_{\text{о}}}$ ,  $B_{d_z} = K \cdot F / (13 \cdot G_{\text{о}})$  - постоянные коэффициенты для расчета динамического фактора для данной передачи;

$M_{e_x}$  - текущее значение момента двигателя для различных частот вращения коленчатого вала ( $n_x$ ), Нм;  
 $V_{z_x}$  - текущее значение скорости движения машины (для  $z$ -ой передачи), км/ч;

$$V_{z_x} = a_z \cdot n_x, \quad (2.30)$$

где  $a_z = 0,377 \cdot R_k / I_{Tp_z}$  - скоростной коэффициент.

$n_x$  - текущее значение частоты вращения вала двигателя, которое берется в пределах: для дизельного двигателя от  $n_o$  до  $n_{cp}$ ; для карбюраторного - от  $n_o$  до  $n_{max}$ .

Результаты расчета динамической характеристики автомобиля сводятся в таблицы 2.3 и 2.4.

Таблица 2.3 - Расчет показателей трансмиссии

Показатели	№ передачи			
	1	2	...	$z$
Передаточное число коробки передач, $I_{Kz}$				
Передаточное число трансмиссии, $I_{Tp_z}$				
К-во цилиндрических пар шестерен, $n_{ц}$				
К-во конических пар шестерен, $n_k$				
КПД трансмиссии, $\eta_{tp} = \eta_{ц}^{n_{ц}} \cdot \eta_k^{n_k} \cdot \eta_x$				
Силовые коэффициенты: $A_{d_z} = I_{Tp_z} \cdot \eta_{tp} / (R_k \cdot G_o),$ $B_{d_z} = K \cdot F / (13 \cdot G_o)$				
Скоростной коэффициент: $a_z = 0,377 \cdot R_k / I_{Tp_z}$				
Коэффициент оборотности: $\eta_{об_z} = 1/a_z$				

### 2.3.7 ПОСТРОЕНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

По данным таблицы 2.4 строят кривые динамической характеристики на каждой из передач, для чего на нижней оси абсцисс наносится шкала скоростей, на левой оси ординат - шкала динамического фактора ( $D_o$ ) для порожнего автомобиля. Коэффициент нагрузки для порожнего автомобиля представляет собой отношение силы веса полностью груженого автомобиля (автопоезда) к весу порожнего автомобиля

$[\Gamma = \frac{G_o + G_{гр}}{G_o}]$  и равен 1. Для получения универсально-динамической характеристики,

Таблица 2.4 - Расчет динамической характеристики автомобиля

Частота вращения, $n_x$ , об/мин	$n_o$	...	$n_H$	$n_{cp}$	$n_{max}^*$
Момент двигателя, $M_{ex}$ , Нм					
I передача ( $A_{d1} = \underline{\hspace{2cm}}$ , $B_{d1} = \underline{\hspace{2cm}}$ )					
Скорость движения, $V_{1x}$	$V_{1min}$				$V_{1max}$
Текущие показатели: $A_{d1} \cdot M_{ex}$ $B_{d1} \cdot V_{1x}^2$					
Динамический фактор: $D_{o1} = A_{d1} \cdot M_{ex} - B_{d1} \cdot V_{1x}^2$					
II передача ( $A_{d2} = \underline{\hspace{2cm}}$ , $B_{d2} = \underline{\hspace{2cm}}$ )					
Скорость движения, $V_{2x}$	$V_{2min}$				$V_{2max}$
Текущие показатели: $A_{d2} \cdot M_{ex}$ $B_{d2} \cdot V_{2x}^2$					
Динамический фактор: $D_{o2} = A_{d2} \cdot M_{ex} - B_{d2} \cdot V_{2x}^2$					
.....					
Z передача ( $A_{dz} = \underline{\hspace{2cm}}$ , $B_{dz} = \underline{\hspace{2cm}}$ )					
Скорость движения, $V_{zx}$	$V_{zmin}$				$V_{zmax}$
Текущие показатели: $A_{dz} \cdot M_{ex}$ $B_{dz} \cdot V_{zx}^2$					
Динамический фактор: $D_{oz} = A_{dz} \cdot M_{ex} - B_{dz} \cdot V_{zx}^2$					

\* - берется для автомобиля с карбюраторным двигателем.

т.е. динамической характеристики, используемой для автомобилей с различной величиной перевозимого груза, в верхней части проводится вторая ось абсцисс и на ней наносится шкала коэффициента нагрузки автомобиля «Г». Масштаб динамического фактора на каждой из шкал коэффициента нагрузки прямо пропорционален его величине. Поэтому лучи, проходящие через одинаковые значения динамического фактора, делают диаграмму универсальной.

По динамической характеристике автомобиля следует определить: максимальную скорость движения автомобиля (автопоезда) с заданным коэффициентом нагрузки Г на горизонтальной дороге, характеризуемой приведенным коэффициентом дорожного сопротивления (по условию задания) и с отклонением в ту и другую стороны на  $\pm 0,01$ ; максимальный динамический фактор на высшей и низшей передачах; величину максимального подъема груженого и порожнего автомобиля при движении по асфальтовому шоссе и по сухой грунтовой дороге.

## 2.4 РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

Топливная экономичность автомобиля оценивается расходом топлива в литрах на 100 км пройденного пути и подсчитывается по формуле

$$Q_s = \frac{g_{e_{\psi}} \cdot N_{e_{\psi z}}}{10 \cdot V_{z_x} \cdot \rho_T}, \quad (2.31)$$

где  $Q_s$  - путь расход топлива, л/(100км);

$g_{e_{\psi}}$  - удельный расход топлива для рассматриваемого скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя, г/(кВт·ч);

$\rho_T$  - плотность топлива, кг/л (для бензина  $\rho_T = 0,725$  кг/л, для дизельного топлива  $\rho_T = 0,825$  кг/л);

$N_{e_{\psi z}}$  - мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля в заданных условиях, кВт;

$$N_{e_{\psi z}} = \frac{G_o \cdot \Gamma \cdot \psi_{\Sigma} \cdot V_{z_x}}{3600 \cdot \eta_{TPz}} + \frac{K \cdot F \cdot V_{z_x}^3}{13 \cdot 3600 \cdot \eta_{TPz}}, \quad (2.32)$$

где  $G_o$  - вес порожнего автомобиля, Н;

@  $\Gamma$  - коэффициент нагрузки автомобиля

$$[\Gamma = (G_o + G_{TP}) / G_o];$$

@  $\psi_{\Sigma}$  - приведенный коэффициент дорожного сопротивления для расчета экономической характеристики;

$V_{z_x}$  - скорость движения машины для соответствующей передачи при заданных  $\psi_{\Sigma}$  и  $\Gamma$ , км/ч.

Для упрощения вычислений расчет путевого расхода топлива можно осуществлять табличным способом с учетом формул 2.31 и 2.32 по следующей зависимости

$$Q_s = g_{e_{\psi_{\Sigma}}} \cdot (A_{q_z} + B_{q_z} \cdot V_{z_x}^2), \quad \text{л/(100км)}, \quad (2.33)$$

где  $A_{q_z} = \frac{G_o \cdot \Gamma \cdot \psi_{\Sigma}}{36000 \cdot \eta_{TPz} \cdot \rho_T},$

$$B_{q_z} = \frac{K \cdot F}{130 \cdot 3600 \cdot \eta_{TPz} \cdot \rho_T} - \text{текущие показатели путевого расхода топлива.}$$

Удельный расход топлива для рассматриваемого скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя ( $g_{e_{\psi_{\Sigma}}}$ , г/(кВт·ч)) определяется по следующей зависимости

$$g_{e_{\psi_{\Sigma}}} = g_n \cdot K_n \cdot K_N, \quad (2.35)$$

где  $K_n, K_N$  - коэффициенты, учитывающие влияние на номинальный удельный расход топлива соответственно скоростного ( $n_{z_x} / n_n$ ) и нагрузочного ( $N_{e_{\psi}} / N_{e_x}$ ) режимов.



Значения коэффициентов  $K_n, K_N$  могут быть определены из графиков  $K_n = f(n_{z_x} / n_H)$  и  $K_N = f(n_{e_\psi} / n_{e_x})$  или по эмпирическим зависимостям аппроксимированных графиков:

- скоростной коэффициент для дизельного и карбюраторного двигателей

$$K_n = 1,254 - 0,929 \cdot (n_{z_x} / n_H) + 0,690 \cdot (n_{z_x} / n_H)^2; \quad (2.36)$$

- мощностной коэффициент для дизельного двигателя

$$K_N = 1,94 - 2,52 \cdot (N_{e_\psi} / N_{e_x}) + 1,56 \cdot (N_{e_\psi} / N_{e_x})^2; \quad (2.37)$$

- мощностной коэффициент для карбюраторного двигателя

$$K_N = 2,63 - 3,45 \cdot (N_{e_\psi} / N_{e_x}) + 1,76 \cdot (N_{e_\psi} / N_{e_x})^2, \quad (2.38)$$

где  $n_{z_x}$  - текущие значения частоты вращения вала двигателя для рассчитываемой передачи, об/мин,

$$n_{z_x} = V_{z_x} \cdot \eta_{об_z}; \quad (2.39)$$

$n_H$  - номинальная частота вращения вала двигателя, об/мин;

$N_{e_{\psi_z}}$  - мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля в заданных условиях, кВт;

$N_{e_x}$  - развиваемая мощность двигателя, которая определяется по регуляторной или скоростной характеристикам.

Результаты расчета экономической характеристики автомобиля сводятся в таблицу 2.5.

Наивысшая передача, на которой возможно движение автомобиля для заданных условий (приведенного коэффициента дорожного сопротивления  $\psi_\Delta$  и коэффициента нагрузки «Г»), может быть определена аналитически исходя из следующих условий:

$$D_{O_z} \geq \psi_{расч} = \psi_\Delta \cdot \Gamma \quad \text{или} \quad (2.40)$$

$$\frac{M_{e_{max}} \cdot I_{тp_z} \cdot \eta_{тp_z}}{R_k \cdot G_o} - \frac{K \cdot F \cdot V_{z_x}^2}{13 \cdot G_o} \geq \psi_\Delta \cdot \Gamma .$$

По рассчитанным и построенным зависимостям  $D_o = f(V)$  и  $Q_s = f(V)$  необходимо определить наиболее экономичные скорости движения автомобиля при различных дорожных сопротивлениях. Сравнить полученные результаты расчета автомобиля со справочными данными автомобиля-прототипа и сделать соответствующие выводы.

Таблица 2.5 - Расчет топливной экономичности автомобиля

$\psi_{\varepsilon 1} = \text{---}, \text{ передача } \text{---}, (A_{qz} = \text{---}, B_{qz} = \text{---})$					
Скорость движения, $V_z$ , км/ч	$V_{z \min}$	.....			$V_{z \max}$
Частота вращения, $n_{zx}$ , об/мин	$n_{e \min}$				$n_{e \max}$
Значения величины ( $n_{zx} / n_{zh}$ )					
Скоростной коэффициент, $K_n$					
Мощность двигателя, $N_{ex}$ , кВт					
Мощность сопротивления, $N_{e\psi z}$ , кВт					
Значения величины, ( $N_{e\psi z} / N_{ex}$ )					
Мощностной коэффициент, $K_N$					
Расход топлива, $g_{e\psi}$ , (г/кВт·ч)					
Значения величины: $B_{qz} \cdot V_{zx}$ $(A_{qz} + B_{qz} \cdot V_{zx})$					
Расход топлива, $Q_s$ , л/(100 км)					
$\psi_{\varepsilon 2} = \text{---}, \text{ передача } \text{---}, (A_{qz} = \text{---}, B_{qz} = \text{---})$					
Скорость движения, $V_z$ , км/ч	$V_{z \min}$	.....			$V_{z \max}$
Частота вращения, $n_{zx}$ , об/мин	$n_{e \min}$				$n_{e \max}$
Значения величины ( $n_{zx} / n_{zh}$ )					
Скоростной коэффициент, $K_n$					
Мощность двигателя, $N_{ex}$ , кВт					
Мощность сопротивления, $N_{e\psi z}$ , кВт					
Значения величины, ( $N_{e\psi z} / N_{ex}$ )					
Мощностной коэффициент, $K_N$					
Расход топлива, $g_{e\psi}$ , (г/кВт·ч)					
Значения величины: $B_{qz} \cdot V_{zx}$ $A_{qz} + B_{qz} \cdot V_{zx}$					
Расход топлива, $Q_s$ , л/(100 км)					

## ЛИТЕРАТУРА

### а) основная литература:

1. ЭБС Лань: Поливаев О.И., Костиков О.М., Ворохобин А.В., Ведринский О.С. Конструкция тракторов и автомобилей : учеб. пособие/ под общ. ред. проф. О.И.Поливанова.- Спб.: Изд-во «Лань», 2013 - 288 с.: ил.

2. Вахламов, В.К. Автомобили: конструкция и эксплуатационные свойства: учеб. пособие для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» направления «Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования» / В.К. Вахламов. – М.: Академия, 2009.- 480 с. – (Высшее профессиональное образование. Гр.).

3. Баширов, Р. М. Основы теории и расчета автотракторных двигателей: учебник для студентов вузов по направлению "Агроинженерия" / Р. М. Баширов. - Уфа: Р. М. Баширов; БашГАУ, 2010. - 304 с. - (Гр. УМО).

### б) дополнительная литература:

1. ЭБС «Университетская библиотека ONLINE»: Синицын А. К. Основы технической эксплуатации автомобилей: учеб. пособие 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Российский университет дружбы народов, 2011. - 284 с.

2. Скотников, В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля : учеб. пособие для студентов вузов по специальности 1509 - "Механизация сел. хоз-ва", 1516 - "Сел. хоз-во" / под ред. В. А. Скотникова. - М. : Агропромиздат, 1986. - 383 с. - (Учебники и учебные пособия для вузов. Гр. ).

3. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили: Теория и технологические свойства : учебник для вузов по специальности "Мех. сел. хоз-ва". - М. : КолосС, 2004. - 504 с. - (Учебники и учебные пособия для студентво вузов. Гр. МСХ РФ).

4. Чмиль, В. П. Автотракторные средства : учеб. пособие [для бакалавров по профилям: "Автомобили и автомобильное хоз-во", "Сервис транспортных средств и технол. машин" направления "Эксплуатация транспортно-технол. машин и комплексов"] / В. П. Чмиль, Ю. В. Чмиль. - СПб. : Лань, 2011. - 336 с. - (Учебники для вузов. Специальная литература.).

5. Гуревич, А. М. Тракторы и автомобили : учебник для студентов неинженерных специальностей с.-х. вузов. - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : Колос, 1983. - 336 с. - (Учебники и учебные пособия для вузов. Гр. МСХ РФ).

6. Тракторы и сельскохозяйственные машины (периодическое издание).

**ПРИЛОЖЕНИЕ А**  
**ПРИМЕР ОФОРМЛЕНИЯ ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации**  
**ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ**

Факультет механизации сельского хозяйства  
Кафедра «Машины и технологии АПК»

**КУРСОВАЯ РАБОТА**  
по дисциплине «Тракторы и автомобили»  
**«Динамический расчет автомобиля КамАЗ 5320»**

МСЗ.ДРА.00.00.00.ПЗ

Выполнил:  
Студент 3 курса \_\_ группы  
\_\_\_\_\_  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Проверил:  
\_\_\_\_\_  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Ставрополь, 20\_\_ г.

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б**  
**СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТРАКТОРА**

Таблица Б.1 - Коэффициенты сопротивления качению  $f$  и коэффициенты сцепления  $\varphi$  тракторов

Фон поля или дороги	Тракторы на пневматических шинах		Гусеничные тракторы	
	$f$	$\varphi$	$f$	$\varphi$
Поле подготовленное под посев	0,16...0,18	0,4...0,6	0,10...0,12	0,6...0,7
Вспаханное поле	0,12...0,18	0,5...0,7	0,08...0,10	0,6...0,8
Стерня	0,8...0,10	0,6...0,8	0,06...0,08	0,8...1,0
Залежь 2...3.лет	0,06...0,08	0,6...0,8	0,06...0,07	0,9...1,0
Целина, плотная залежь	0,03...0,07	0,7...0,9	0,06...0,07	1,0...1,1
Скошенный луг	0,08	0,6...0,8	0,07	0,9...0,9
Слежавшаяся пахота	0,08...0,12	0,5	0,08	0,6
Грунтовая сухая дорога	0,025...0,045	0,6...0,8	0,02...0,07	0,9...1,0
Болотно-торфяная целина осушенная	-	-	0,11...0,14	0,4...0,6
Песок	0,16...0,18	0,3...0,4	0,10...0,15	0,4...0,5
Обледенелая дорога	0,02...0,025	0,1...0,3	0,03...0,04	0,2...0,4
Укатанная снежная дорога	0,03...0,04	0,3...0,4	0,06...0,07	0,5...0,7
Гравийное шоссе	0,02...0,03	0,6	-	-
Асфальтиров. шоссе	0,01...0,02	0,8...0,9	-	-

Таблица Б.2 - Количество цилиндрических пар шестерен, находящихся в зацеплении, при передаче потока мощности трансмиссии тракторов

Марка машины	Номер передачи								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Т - 25А	4	4	3	3	3	3	3	3	-
Т - 40М	5	3	3	3	3	3	3	-	-
МТЗ-80/82, Т - 70С	5	5	3	3	3	3	3	3	1
ЮМЗ-6М	5	5	5	5	5	3	3	3	3
ДТ-75, -75М	4	4	4	4	6	6	6	-	-
Т-150, -150К	4	4	4	4	4	4	4	4	-
Т - 4А	6	6	6	6	4	4	4	4	-
К-701, Т-130	5	5	5	5	5	5	5	5	-

Таблица Б.3 - Справочные данные по тракторным шинам

Размер шин в дюймах	Давление воздуха в шинах, МПа	Грузоподъемность шин в Н
<b>Направляющие колеса</b>		
4,00 - 16	0,14...0,20	1850...2300
4,50 - 16	0,14...0,25	2000...4200
6,00 - 16	0,14...0,25	3900...5500
6,50 - 20	0,14...0,25	4500...6600
8,00 - 20	0,14...0,25	6800...9250
9,00 - 16	0,14...0,25	7800...11000
<b>Ведущие колеса</b>		
8 - 32	0,08...0,17	5350...6800
9 - 20	0,08...0,14	5000...6950
9 - 42	0,08...0,14	6950...11800
10 - 28	0,08...0,11	6900...8450
11 - 38	0,08...0,15	9750...14100
12 - 38	0,08...0,14	11300...15700
13 - 30	0,10...0,13	13600...15500
15 - 20	0,11...0,14	21000...24200

Таблица Б.4 - Безразмерные коэффициенты эмпирической формулы для подсчета коэффициента буксования

Коэффициенты	Т р а к т о р ы		
	гусеничные	колесные	
		со всеми ведущими колесами	обычной проходимости
$\lambda_k$	1	1	$\lambda_{кдин}$
$b_{\delta}$	0.04	0.13	0.13
$d_{\delta}$	4.00	13.0	13.0
$c_{\delta}$	4.00	8.0	8.0

Таблица Б. 5 - Краткая техническая характеристика колесных тракторов

Параметры	М а р к а т р а к т о р а (к л а с с)											
	Т-16М (0,6)	Т-25А (0,6)	Т-30,- 30А (0,6)	Т-40М (0,9)	Т-40АМ (0,9)	ЮМЗ-6М (1,4)	МТЗ-80 (1,4)	МТЗ-82 (1,4)	МТЗ-100 (2,0)	МТЗ-102 (2,0)	Т-150К (3,0)	К-701 (5,0)
Номинальная сила тяги, кН	6	6	6	9	9	14	14	14	20	20	30	50
Колесная формула	4 x 2	4 x 2	4 x 2	4 x 2	4 x 2	4 x 2	4 x 2	4 x 4	4 x 4	4 x 4	4 x 4	4 x 4
Марка основного двигателя	Д-21	Д-21А1	ЭД-120	Д-37Е; Д-144	Д-37Е; Д-144	Д-65М	Д-240	Д-240	Д-245; Д-245Л	Д-245; Д-245Л	СМД-62	ЯМЗ-240Б
Номинальная мощность двигателя, кВт	14,7	18,3	22,0	29,4 36,8	29,4 36,8	44,0	51,0	51,0	77,2	77,2	122,0	220,0
Номинальная частота вала двигателя, об/мин	1600	1800	2000	1600 1800	1600 1800	1750	2200	2200	2200	2200	2100	1900
Конструктивная масса трактора, кг	1425	1600	2500	2380	2610	2900	3000	3200	3750	3950	7535	12500
Координаты центра тяжести, мм:												
а) по горизонтали до задней оси;	454	570	-	890	910	747	814	887	810	880	1820	2200
б) по вертикали	793	788	-	812	812	-	900	-	-	-	-	-
Продольная база, мм	2500	1700	-	2145	2250	2450	2370	2450	2500	2570	2860	3200
Размер шин, дюйм:												
а) передних колес;	6-16	6-16	8-20	6,5-16	8-20	7,5-20	7,5-20	8-20	9-20	11,2-20	*	*
б) задних колес	9-32	9-32	10-28	11-38	12-38	12-38	12-38	12-38	15,5-38	12-38	530-610	720-665
Передаточное число:												
а) главн. передачи;	4,05	3,47	-	3,53	3,53	4,08	3,42	3,42	-	-	4,44	2,92
б) конечн. передачи	5,83	4,75	-	6,17	6,17	5,14	5,31	5,31	-	-	4,59	6,00

\* - размер шин в мм.

Таблица Б.6 - Краткая техническая характеристика гусеничных тракторов

Параметры	М а р к а т р а к т о р а (к л а с с)									
	Т-38М (2,0)	Т-70С (2,0)	Т-70В (2,0)	ДТ-75 (3,0)	ДТ-75М (3,0)	Т-150 (3,0)	ДТ-175С (3,0)	Т-4А (4,0)	Т-130МГ1 (5,0)	Т-100М (6,0)
Номинальная сила тяги, кН	20	20	20	30	30	30	30	40	50	60
Марка основного двигателя	Д-48Л	Д-241		СМД-14	А-41	СМД-60	СМД-66	А-01М	Д-160	Д-108
Номинальная мощность двигателя, кВт	36,8	51,4	52,9	55,0	66,2	110,3	132,5	95,6	121,0	80,8
Номинальная частота вала двигателя, об/мин	1600	1800	2000	1600 1800	1600 1800	1750	2200	2200	2200	2200
Конструкт. масса трактора, кг	3900	4500	4200	5750	6250	7030	7420	7780	13880	11400
Координаты центра тяжести, мм: а) по горизонтали до оси ведущих звездочек; б) по вертикали	893 750	1040 940	- -	1215 700	1275 712	1485	- -	1163 713	1300	1200 900
Продольная база, мм	1740	1895	-	2546	2546	2870	1746	2462	2478	2375
Длина опорной поверхности гусениц, мм	1740	1216		1612	1612	1800	1800	2400	2478	2375
Ширина звена гусениц, мм	200...300			390	390	415	415	420	500	500
Шаг гусеничного звена, мм	174	176	176	170	170	170	170	176	203	203
Число активнодейств.зубьев, шт	14	11,5	11,5	13	13	14	13	14	13	13
Передаточное число: а) главн. передачи; б) механизма поворота; б) конечн. передачи	3,77 - 5,97	3,45 - 3,53	3,45 - 3,53	3,17 1,41 5,46	3,17 1,41 5,46	4,44 - 4,59	3,17 1,41 5,46	3,64 1,41 4,38	2,79 - 9,94	2,79 - 9,94



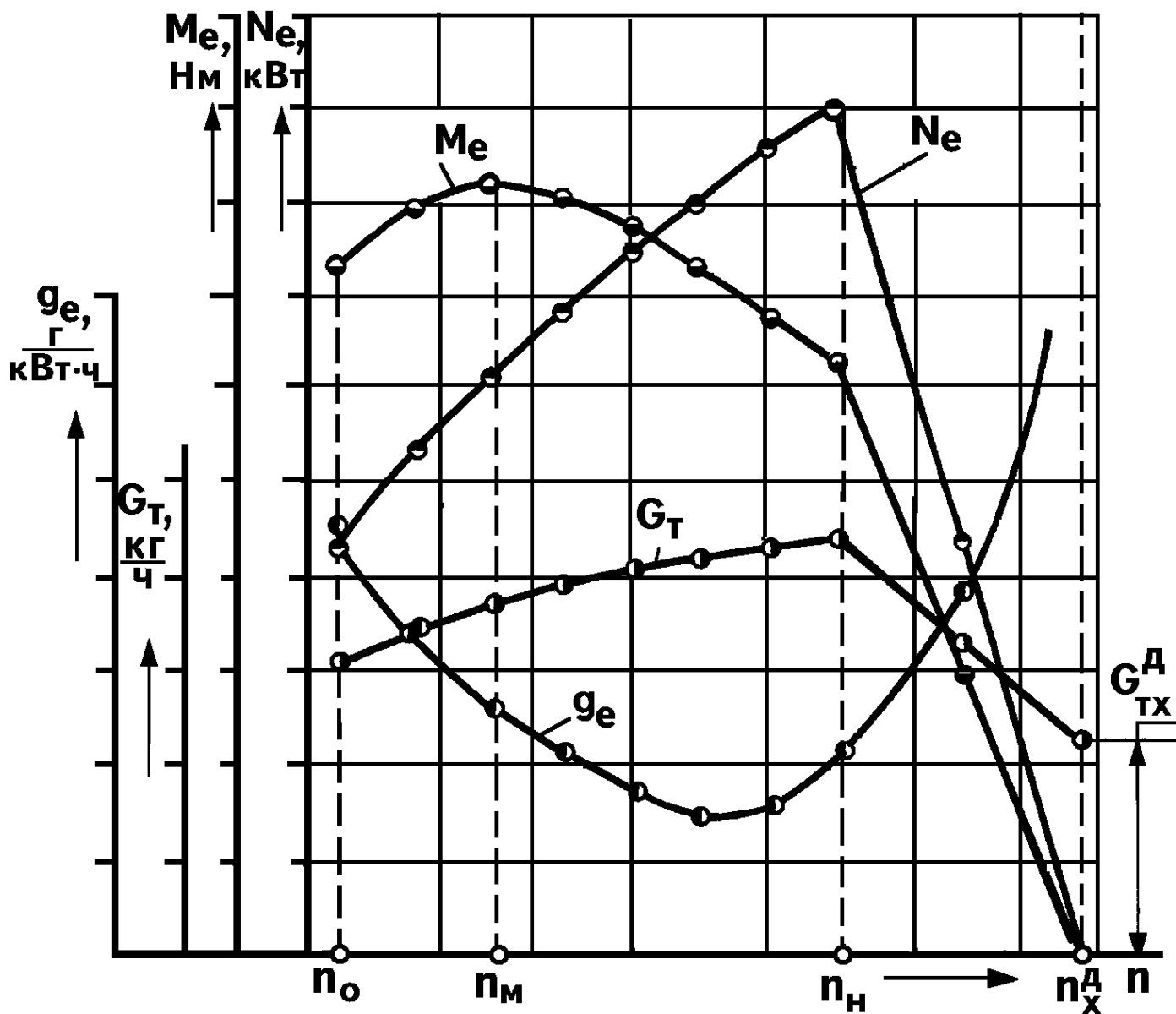
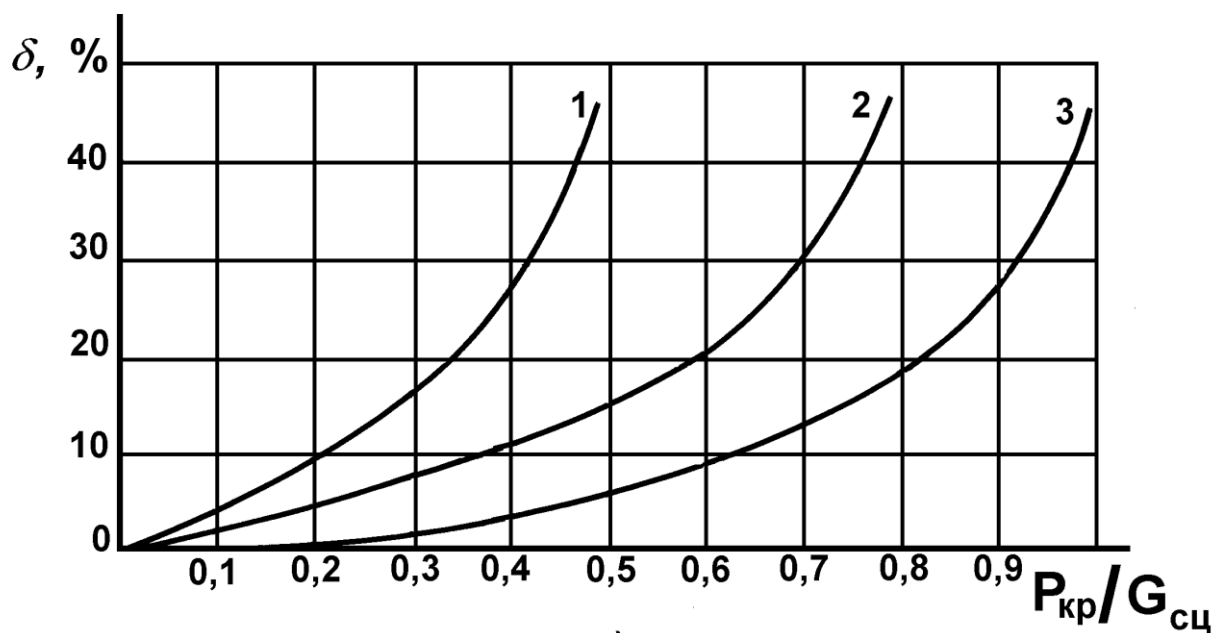
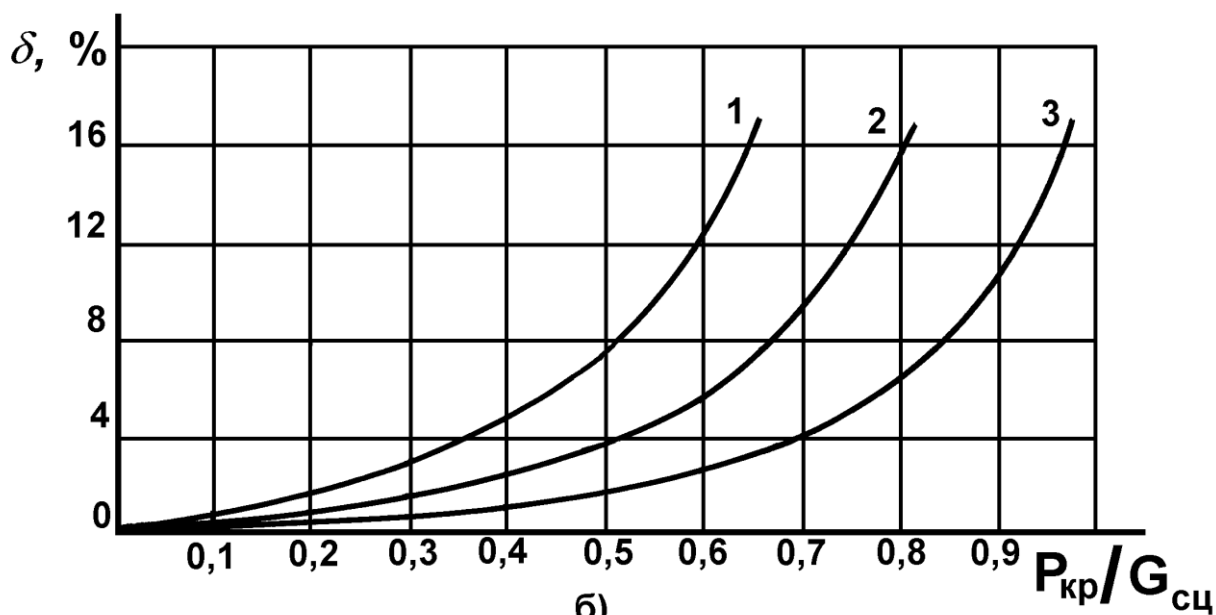


Рисунок Б.1 - Пример оформления регуляторной характеристики двигателя в функции частоты вращения вала двигателя



а)



б)

Рисунок Б.2 - Зависимость буксования от коэффициента использования силы веса трактора:

а) для колесных тракторов на почвах плотностью: 1 - поле подготовленное под посев - 0,08 МПа; 2 - стерня - 0,55; 3 - залежь 3,5 МПа;

б) для гусеничных тракторов соответственно: 1 - 0,08...0,12; 2 - 0,8...1,0; 2 - 2,5 МПа

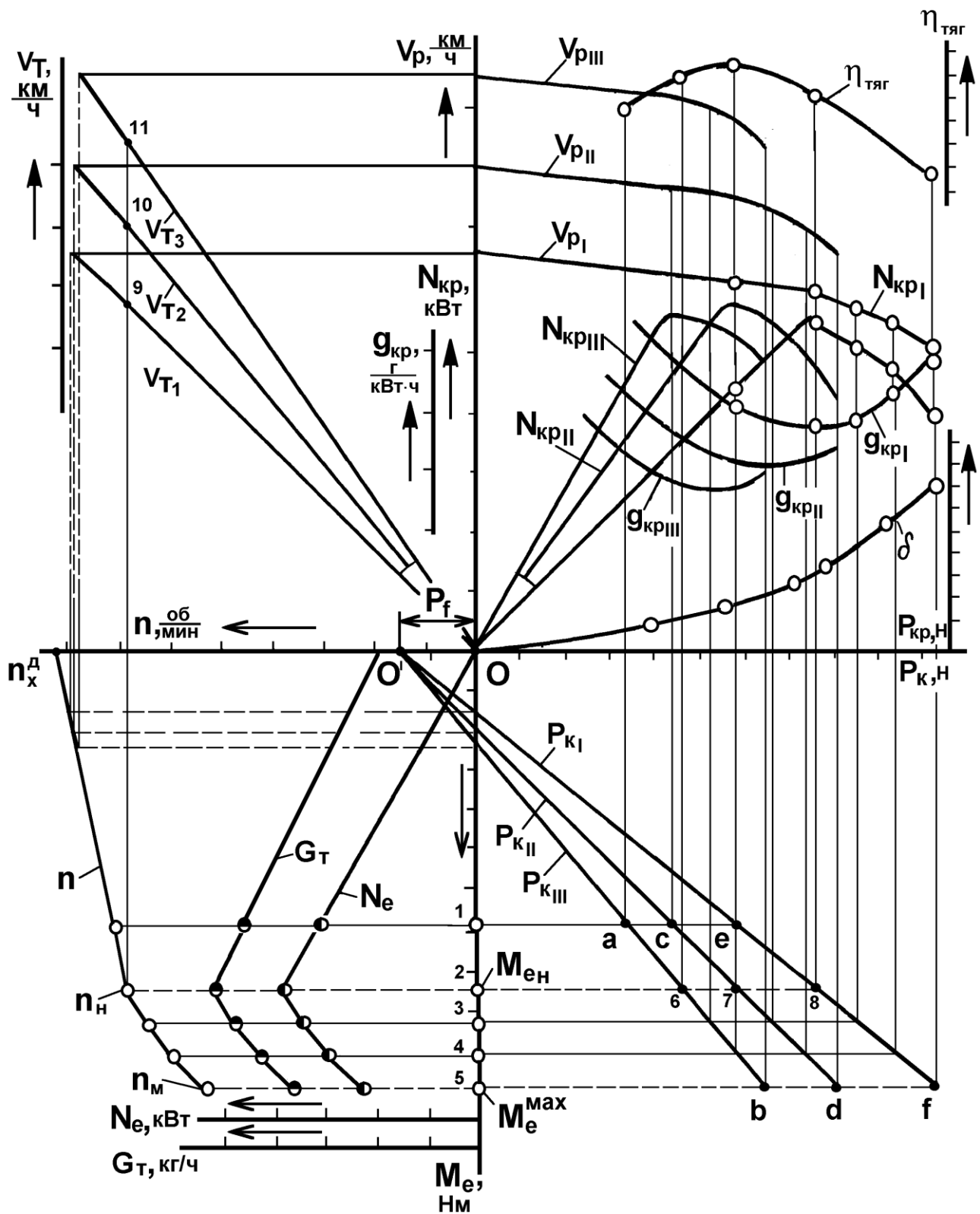


Рисунок Б.3 - Пример оформления теоретической тяговой характеристики трактора (четырёхоктантный метод)

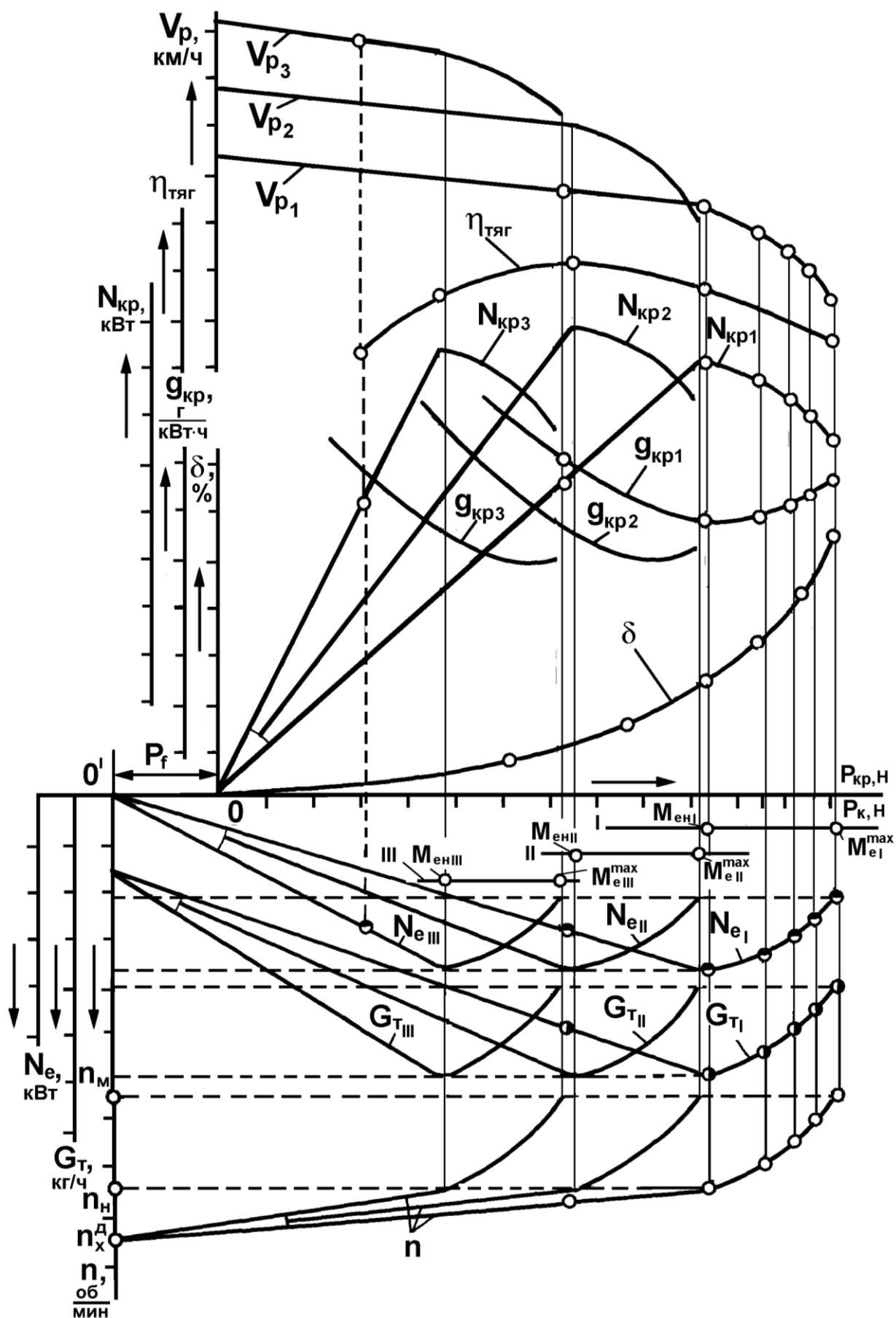


Рисунок Б.4 - Пример оформления теоретической тяговой характеристики трактора (двухоктантный метод)

**ПРИЛОЖЕНИЕ В**  
**СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЯ**

Таблица В.1 - Количество цилиндрических пар шестерен, находящихся в зацеплении, при передаче потока мощности трансмиссии автомобилей

Марка машины	Номер передачи								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ГАЗ-53А,-52	2	2	2	0	-	-	-	-	-
ГАЗ - 66*	4	4	4	2	-	-	-	-	-
ЗИЛ-130, -133Г2, -4502	3	3	3	3	1	-	-	-	-
ЗИЛ - 131*	5	5	5	5	3	-	-	-	-
МАЗ-516Б, 5535	4	4	4	4	2	-	-	-	-
КамАЗ-5320, ЗИЛ-133ГЯ	3	3	3	3	1	3	3	3	3
УРАЛ-377Н	7	7	7	5	7	-	-	-	-

\*- с раздаточной коробкой

Таблица В.2 - Величины коэффициентов эмпирических формул для определения мощности и удельного расхода топлива двигателя

Значения коэффициентов	Карбюраторный двигатель	Дизельный двигатель		
		с неразделенной камерой	вихрекамерный	предкамерный
a	1,0	0,87	0,70	0,60
b	1,0	1,13	1,30	1,40
c	1,0	1,00	1,00	1,00
a <sub>1</sub>	1,2	1,55	1,55	1,55
b <sub>1</sub>	1,0	1,55	1,55	1,55
c <sub>1</sub>	0,8	1,00	1,00	1,00

Таблица В.3 - Коэффициенты сопротивления качению f и коэффициенты сцепления φ автомобилей с почвой

Вид дороги	f	φ
Асфальтированное шоссе	0,015...0,020	0,60...0,75
Гравийно-щебенчатая дорога	0,020...0,030	0,50...0,65
Бульжная мостовая	0,025...0,035	0,40...0,50
Сухая грунтовая дорога	0,030...0,050	0,50...0,70
Мокрая грунтовая дорога	0,050...0,150	0,35...0,50
Снежная укатанная дорога	0,030...0,040	0,30...0,35
Песок	0,170...0,300	0,65...0,75

Таблица В.4 - Краткая техническая характеристика грузовых автомобилей

Параметры	М а р к а а в т о м о б и л я														
	ГАЗ-5204	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	ЗИЛ-133Г1	ЗИЛ-133Г2	ЗИЛ-133ГЯ	ГАЗ-66	МАЗ-500А	МАЗ-516Б	МАЗ-5335	МАЗ-53352	КамАЗ-5320	УРАЛ-377Н	УРАЛ-4320
Грузоподъемность, кН	25	40	50	50	80	100	100	20	80	145	80	84	80	75	50
Марка двигателя	ГАЗ-52-04	ЗМЗ-53	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	ЗИЛ-130	ЗИЛ-130	КамАЗ-740	ЗМЗ-66	ЯМЗ-236	ЯМЗ-238	ЯМЗ-236	ЯМЗ238Е	КамАЗ-740	ЗИЛ-375Я4	КамАЗ-740
Номинальная мощность двигателя, кВт	55,2	84,6	110,3	110,3	110,3	110,3	154,4	84,6	132,4	176,5	132,4	194,9	154,4	132,4	154,4
Номинальная частота вращения квд, об/мин	2600	3200	3200	3200	3200	3200	2600	3200	2100	2100	2100	2300	2600	3200	2600
Вес гружен. авт-ля, кН:	51,7	74,0	95,3	116,9	152,8	171,8	178,4	58,0	148,3	237,0	149,5	160,0	153,1	150,0	132,5
в т.ч. на переднюю ось	15,6	18,1	25,8	32,0	41,8	36,7	44,6	27,3	48,3	57,0	49,5	60,0	43,8	40,0	43,0
на заднюю ось	36,1	55,9	69,5	84,9	111,0	135,1	133,8	30,7	100,0	180,0	100,0	100,0	109,3	110,0	89,5
Максим. скорость, км/ч	70	86	90	80	80	80	85	90	85	85	85	85	80	75	85
Размер шин (Вш-d), дюйм (мм)	7,5-20	8,25-20	9,00-20	12,0-20	9,00-20	(260-508)	(260-508)	12,0-18	11,0-20	11,0-20	11,0-20	11,0-20	(260-508)	(400-533)	14,0-20
Ширина колеи, м	1,65	1,63	1,80	1,82	1,84	1,84	1,85	1,80	1,97	1,97	1,97	1,95	2,01	2,02	2,00
Габаритная высота, м	2,15	2,22	2,40	2,48	2,35	2,40	3,36	2,44	2,64	3,31	2,72	2,75	3,37	2,56	2,72

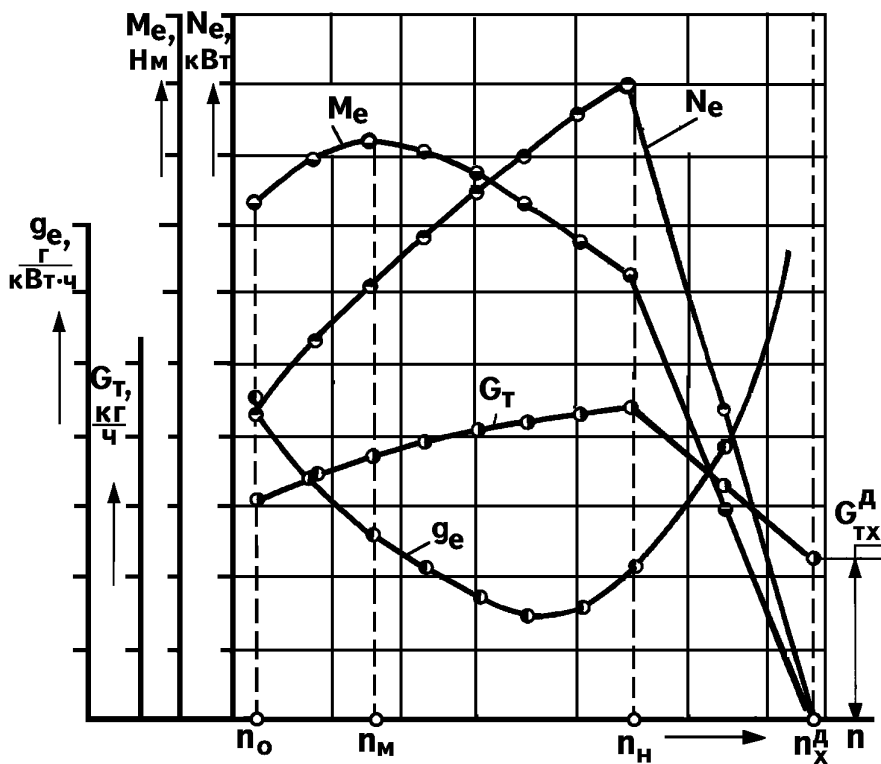


Рисунок В.1 - Пример оформления регуляторной характеристики двигателя в функции частоты вращения вала двигателя

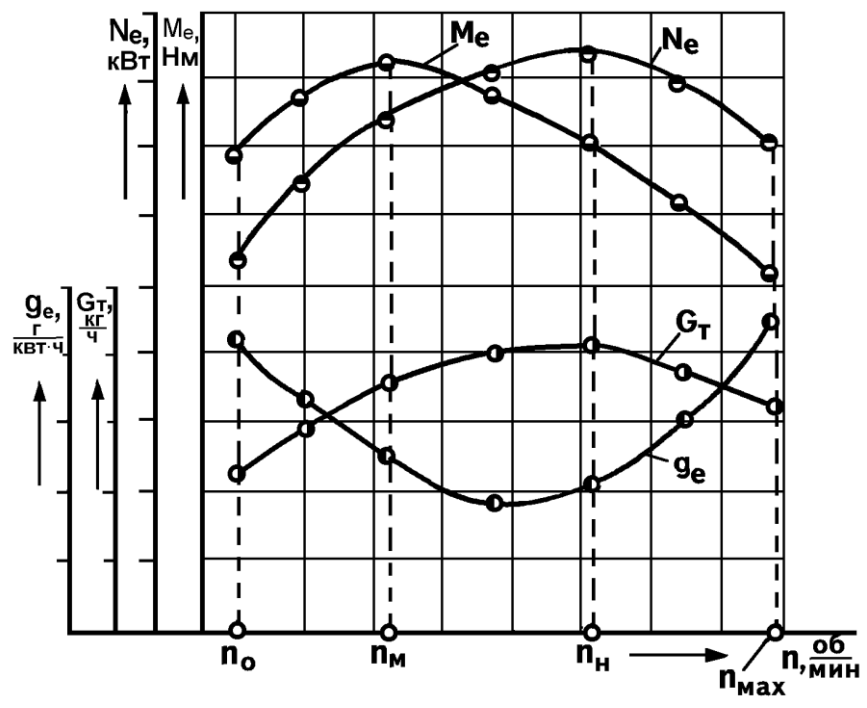


Рисунок В.2 - Пример оформления скоростной характеристики карбюраторного двигателя

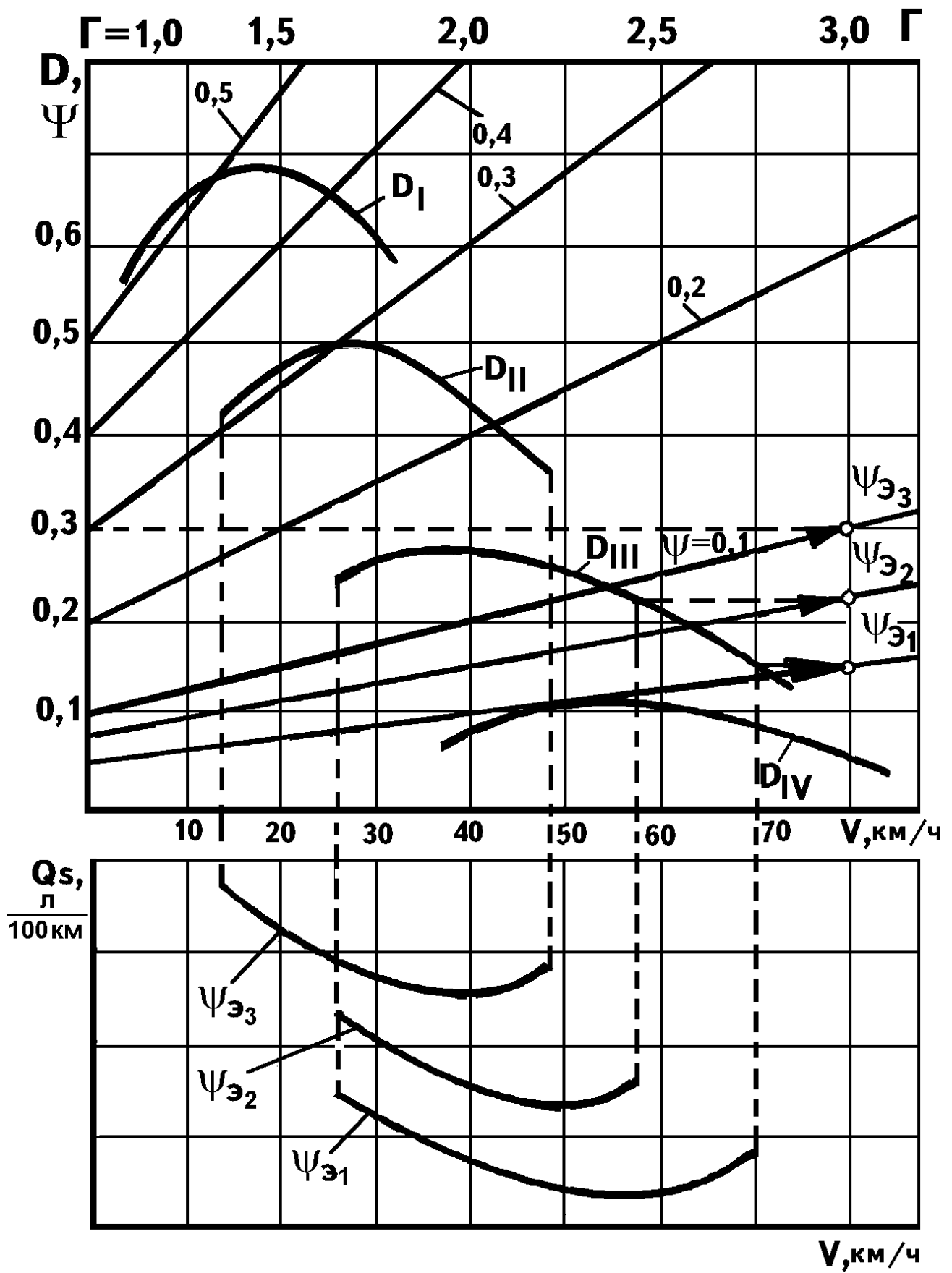


Рисунок В.3 - Пример оформления универсально-динамической и топливно-экономической характеристики автомобиля