

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
**«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)
ВОЛЖСКИЙ ФИЛИАЛ**

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ СРЕДСТВ И ОБОРУДОВАНИЯ

Методические указания для выполнения курсового
проекта для студентов специальности 23.05.01
Наземные транспортно-технологические средства

Чебоксары, 2024

ВВЕДЕНИЕ

Современное строительство автомобильных дорог и аэродромов невозможно комплексной механизации и автоматизации всех производственных процессов. Это вызывает необходимость применения, а, следовательно, и производства специальных дорожных машин.

Не смотря на то, что в настоящее время в России создан большой парк самых разнообразных дорожных машин отрасль строительного и дорожного машиностроения продолжает развиваться. При этом имеет место тенденция к повышению мощностей машин и к автоматизации связанных с их работой производственных процессов.

Как для организации правильной эксплуатации дорожных машин, так и для их производства требуется большое количество грамотных специалистов. Успешное проектирование дорожных машин возможно лишь в случае, если инженер-механик обладает достаточной теоретической подготовкой.

Курсовое проектирование дорожных машин имеет целью закрепление и углубление знаний и умений полученных при изучении математических, естественнонаучных, общепрофессиональных и специальных дисциплин, и применение их для решения практических задач. Курсовой проект как единый комплекс задач логически связанных между собой завершает подготовку специалиста по данному предмету.

В процессе работы над проектом студент должен закрепить и практически применить знания по машиностроительному черчению в соответствии с ЕСКД, по методам составления расчетных схем, по выполнению расчетов и выбору основных машиностроительных материалов; практически изучить основы проектирования, конструирования, компоновки узлов машин для дорожно-строительных работ. Предполагается, что проектирование и конструирование типичных машиностроительных узлов и деталей без строгой конкретизации машины, в основном, изучено студентами по курсам деталей машин и теории машин и механизмов.

Все решения курсового проекта должны быть приняты на основе совершенствования конструкций дорожных машин и обеспечивать повышение производительности, надежности и долговечности изделия при одновременном снижении его металлоемкости и себестоимости.

Курсовое проектирование позволяет систематизировать, обобщить и закрепить знания, полученные в университете, подготавливает студента к самостоятельному решению вопросов в условиях современного производства. Кроме того, оно развивает умение применять полученные знания в конкретных производственных условиях по конструированию дорожных машин и определению целесообразности использования технических решений принятых на основе изучения новейших достижений науки и техники.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И СОСТАВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА №1

Курсовой проект заключается в разработке или модернизации рабочих органов и механизмов различных машин для строительства, эксплуатации и ремонта автомобильных дорог.

1.1. Тематика курсовых проектов

Тематика курсовых проектов включает: агрегаты асфальтобетонных заводов и установок; машины для постройки асфальтобетонных покрытий; машины и оборудование для строительства усовершенствованных дорожных покрытий облегченного типа; машины для уплотнения дорожно-строительных материалов; машины для летнего и содержания автомобильных дорог; машины для ремонта асфальтобетонных и цементобетонных покрытий.

Тема курсового проекта определяется преподавателем с учетом пожеланий и имеющихся у студента наработок.

1.2. Состав и содержание проекта

Курсовой проект представляет собой совокупность конструкторских документов: графических (чертежи, схемы) и текстовых (расчетно-пояснительная записка, спецификации).

Правила, порядок разработки и оформления конструкторских документов регламентированы комплексом стандартов Единой системы конструкторской документации (ЕСКД). При учебном курсовом проектировании эти правила применяются в сокращенном виде и с некоторыми отклонениями.

1.2.1. Графическая часть

Обязательный объем графической части составляет 3 листа.

Лист 1 – чертеж общего вида машины в 2 – 3-х проекциях с технической характеристикой (формат А1 (594x841, мм)).

Лист 2 – сборочный чертеж узла (формат А1 (594x841, мм)).

Лист 3 – схема выполнения работ (формат А2 (420x594, мм)).

Чертеж общего вида машины выполняется строго в масштабе без изображения мелких деталей. На нем ставятся номера позиций и размеры: габаритные, установочные, определяющие взаимное расположение частей машины; показывающие рабочие и транспортные положения оборудования, ходовых частей, т. е. размеры, необходимые для сборки машины в целом и для технико-эксплуатационной ее характеристики, а также в верхнем правом углу помещается техническая характеристика, в которой приводятся основные технико-экономические показатели машины.

Номера позиций на общем виде даются, как правило, не на отдельные узлы (сборочные единицы), а на их совокупности (группы), имеющие функциональные назначения и совместно устанавливаемые на машину, например: рабочее оборудование, силовая установка, кабина и т. п.

Чертеж узла выполняется в возможно более крупном масштабе, со всеми разрезами, с подробным вычерчиванием всех деталей и указанием позиций подробной спецификации. Ставятся размеры: габаритные; установочные и присоединительные, между осями основных деталей и крепёжных бортов; исполнительные, связанные с выполнением каких-либо технологических операций в процессе сборки; посадочные, определяющие характер сопряжений деталей с валами и осями, с указанием обозначений посадки; справочные. Также приводятся технические требования к изделию, где указывают требования, предъявляемые к его сборке, настройке и регулировке.

Схема выполнения работ должна показывать, для каких целей и в комплексе каких средств комплексной механизации дорожных работ используется проектируемая машина.

Графическая часть выполняется на ватманских листах карандашом или с применением графических устройств вывода ЭВМ. Спецификация, составленная и оформленная в соответствии с требованиями ЕСКД, приводится в расчетно-пояснительной записке.

1.2.2. Расчетно-пояснительная записка

Основной текст расчетно-пояснительной записки должен содержать.

Введение

1. Назначение и технология производства работ
2. Обоснование проекта на основе информационно-патентного поиска
3. Общие расчеты
4. Расчеты на прочность узлов и деталей
5. Расчет технико-экономических показателей машины
6. Защита окружающей среды и техника безопасности при эксплуатации машины.

Список использованных источников

Приложения

Оглавление

Во введении дается краткая характеристика области и условий применения проектируемой машины, ее общая характеристика. В первом разделе описывается назначение, область применения, конструктивная схема машины, виды выполняемых ей работ и технология их производства во взаимосвязи с общей технологией строительства, ремонта или эксплуатации дорог и применяемого комплекта машин. Во втором разделе приводятся результаты проведенного патентного поиска с анализом существующих конструкций и обоснованием выбора конструкции разрабатываемой в курсовом проекте.

Общие расчеты включают составление расчетных схем и определение технологических сопротивлений и нагрузок на рабочих органах, баланс сил, баланс мощностей, определение передаточных чисел трансмиссии и др. Расчеты на прочность узлов и деталей ведутся на основе результатов общего расчета с использованием методик изученных в дисциплинах «Детали машин и основы конструирования», «Конструкции ПТСДСиО», «Прочностные расчеты машин» и др. В пятом разделе определяются производительность машины и другие основные технико-экономические показатели. В шестом разделе приводятся основные положения по технике безопасности и защите окружающей среды при эксплуатации и техническом обслуживании машины. Список использованных источников оформляется в виде библиографического описания изданий, приведенного них на 2-ой странице перед аннотацией. В приложения включают спецификации чертежей общего вида, узлов и другие материалы.

Расчетно-пояснительную записку выполняют на листах формата А4 одним из следующих способов:

- рукописным – чертежным шрифтом по ГОСТ 2.304 – 81 с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм. Цифры и буквы необходимо писать *четко и ясно черными чернилами, пастой или тушью*;

- с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ. Шрифт: Arial курсив, или специальный чертежный; размер – 13 или 14 пт.; междустрочный интервал – одинарный; выравнивание: текст – по ширине, формулы – по центру.

Не допускается часть информации (текст, таблицы, рисунки, схемы) выполнять любым сочетанием этих способов.

Титульный лист является первым листом документа. Его выполняют на листах формата А4 по форме, приведенной на рис. 1.1.

В поле 1 записывают наименование учредителя и учебного заведения, в поле 2 – наименование кафедры, на которой разрабатывался данный документ.

Пример заполнения полей 3, 4 и 5:

АСФАЛЬТОУКЛАДЧИК

Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту по дисциплине "Основы расчета и проектирования конструкций ПТСДСиО"

Рис. 1.1. Форма титульного листа

В поле 6 – подписи разработчиков документа: фамилию, имя и отчество студента, индекс учебной группы, а также фамилию, имя, отчество и должность руководителя проекта.

В поле 7 записывают год выполнения документа.

Все листы, кроме титульного, должны иметь основную надпись.

2. ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

Ввиду ограниченности методических указаний в примерах приводятся не все разделы и расчеты указанные п. 1.2.2.

2.1. Самоходный дорожный каток

Задание. Спроектировать каток самоходный на пневмошинах массой 16т.

Каток на пневматических шинах предназначен в основном для послойного уплотнения дорожных покрытий и оснований, улучшенных минеральными добавками или обработанных вяжущими материалами.

Взятый за основу каток ДУ- 62 (рис П.1.) имеет независимую гидравлическую подвеску колес, за счет чего они приспособляются к неровностям укатываемой поверхности. Ввиду постоянства давления в каждом цилиндре подвески сохраняется примерно одинаковая сила воздействия каждого колеса на покрытие. В проекте разрабатывается передняя подвеска.

Масса катка $Q = 16 \text{ т}$ (без балласта $Q_m = 7 \text{ т}$). Количество колес: общее

$n = 7$, ведущие $n_g = 4$. Радиус колес $r_c = 0,516$ м. v – скорость движения катка, м/с (рабочая – $v_p = 1,4$ м/с; транспортная $v_{mp} = 4,4$ м/с); номинальное давление в гидросистеме $p = 10$ МПа.

Тяговый расчет. Возможность преодоления возникающих сопротивлений определяется максимальными значениями окружной силы на ведущих колесах $P_{K\max}$ и максимальной силы тяги по сцеплению T_ϕ , величина которой ограничивается усилием сцепления шины с грунтом, что выражается неравенством

$$P_{K\max} > T_\phi > \Sigma W,$$

где ΣW – сумма всех сопротивлений, возникающих на рабочем режиме.

Максимальная сила тяги по сцеплению равна

$$T_\phi = \phi G_{cy},$$

где ϕ – коэффициент сцепления ($\phi \approx 0,6$ [1]);

$G_{cy} = G(n_g/n)$ – сцепной вес катка;

где G – сила тяжести катка, кН

$$G = 16 \cdot 9,81 = 156,96 \text{ кН}$$

$$G_{cy} = 156,96 \frac{4}{7} = 89,69 \text{ кН},$$

$$T_\phi = 0,6 \cdot 89\,691 = 53,82 \text{ кН}.$$

Сумма всех сопротивлений, возникающих на рабочем режиме

$$\Sigma W = W_1 + W_2,$$

где W_1 – сопротивление перекачиванию катка по дороге с учетом преодоления уклонов, кН; W_2 – сопротивление от сил инерции при трогании с места, кН.

Сопротивление перекачиванию катка по дороге

$$W_1 = G(f + i),$$

где f – коэффициент сопротивления перекачиванию (для рыхлого щебня $f = 0,15 \dots 0,2$);

i – уклон, принимаемый в пределах $0,05 \dots 0,08$.

$$W_1 = 156,96 (0,2 + 0,08) = 43,95 \text{ кН}.$$

Сопротивление от сил инерции при трогании с места

$$W_2 = m \frac{v}{t_p} \chi,$$

где m – масса катка, т;

v – скорость движения катка, м/с;

t_p – время разгона; $t_p = 2,0 \dots 3$ с;

χ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс: трансмиссии, двигателя и вальцов катка; $\chi = 1,1 \dots 1,15$.

$$W_2 = 16 \frac{1,4}{3} 1,15 = 8,59 \text{ кН}.$$

Общее сопротивление на рабочем режиме

$$\Sigma W = 43,95 + 8,59 = 52,54 \text{ кН}.$$

Проверяем возможность движения катка по сцеплению колес

$$T_\phi = 53,82 \text{ кН} > \Sigma W = 52,54 \text{ кН},$$

условие выполняется.

Принимаем расчетное значение окружного усилия, необходимого для преодоления рабочих сопротивлений

$$P_{K \max} \approx \Sigma W = 55 \text{ кН}.$$

Расчетный максимальный крутящий момент на каждом из ведущих колес

$$M_{kp1} = \frac{P_{K \max} r_c}{n_g} = \frac{55 \cdot 0,516}{4} = 7,1 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Необходимая мощность двигателя при рабочем режиме

$$N_{\partial \phi} = \frac{P_{K \max} v_P}{\eta} = \frac{55 \cdot 1,4}{0,87} = 88,51 \text{ кВт},$$

где η – КПД трансмиссии; $\eta = 0,87$.

В транспортном режиме каток движется при меньших сопротивлениях, но с повышенной скоростью. Движение – по дороге с укатанным асфальтобетонным покрытием.

Сопротивление перекачиванию катка по дороге с учетом преодоления уклонов (для асфальтобетона принимаем $f = 0,02$ [1])

$$W_{1mp} = G(f + i) = 156,96(0,02 + 0,08) = 15,7 \text{ кН}.$$

Сопротивление от сил инерции при разгоне катка ($\chi = 1,1$)

$$W_{2mp} = m \frac{v_{mp}}{t_p} \chi = 16 \frac{4,4}{60} 1,1 = 1,29 \text{ кН}.$$

Общее сопротивление на транспортном режиме

$$\Sigma W_{mp} = 15,7 + 1,29 = 16,99 \text{ кН}.$$

Принимаем расчетное значение окружного усилия, необходимого для преодоления сопротивлений на транспортном режиме

$$P_{K \mp} \approx \Sigma W_{mp} = 18 \text{ кН}.$$

Необходимая мощность двигателя на транспортном режиме

$$N_{\partial \phi} = \frac{P_{K \mp} v_{mp}}{\eta} = \frac{18 \cdot 4,4}{0,87} = 91,03 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель А-01М мощностью 99 кВт (135 л.с.) [2].

Расчет подвески колес.

По рекомендациям [2] назначаем величину хода каждого от средней опорной поверхности катка по вертикали в пределах $H_k = \pm 100$ мм. На каждое колесо катка в среднем приходится нагрузка

$$G_1 = \frac{G}{n} = \frac{156,96}{7} = 22,42 \text{ кН}.$$

Балансиры задних ведущих колес опираются непосредственно на гидроцилиндры. Передняя подвеска выполнена рычажной. По конструктивным соображениям (см. рис. П.1.) отношение плеч рычага по масштабу равняется $180/270 = 2/3$ (меньшее плечо для цилиндра).

Усилие на штоке гидроцилиндра передней подвески равно

$$P_1 = 22,42 \cdot \frac{3}{2} = 33,63 \text{ кН}.$$

Ход поршня $H_1 = 2H_k \cdot 2/3 = 2 \cdot 100 \cdot 2/3 = 133$ мм.

Для гидроцилиндров подвески задних колес: $H_2 = H_k = 200$ мм, $P_2 = 22,42$ кН.

Требуемый диаметр гидроцилиндра, мм

$$D_{ц} = 10 \sqrt{\frac{40 P}{\pi p \eta_m}},$$

где p – номинальное давление в гидросистеме, МПа;

η_m – механический КПД гидроцилиндра ($\eta_m = 0,93 \dots 0,97$).

Диаметр передних гидроцилиндров

$$D_{ц1} = 10 \sqrt{\frac{40 \cdot 33,63}{3,14 \cdot 10 \cdot 0,95}} = 67 \text{ мм}.$$

Диаметр задних гидроцилиндров

$$D_{ц2} = 10 \sqrt{\frac{40 \cdot 22,42}{3,14 \cdot 10 \cdot 0,95}} = 55 \text{ мм}.$$

Округлив полученные значения диаметров гидроцилиндров до стандартных значений [3], окончательно получим $D_{ц1} = 80$ мм, $D_{ц2} = 63$ мм.

Для восполнения объема масла в цилиндрах или погашения избытка – при резком опускании или подъеме отдельных колес на неровностях пути – ставим аккумулятор в сети гидравлической подвески трех передних колес и два – для задних колес. В гидросхеме (см. рис. П.1.) предусмотрена возможность отключения каждого аккумулятора.

Объем масла, вытесняемого поршнями гидроцилиндров при полном ходе подвески

$$Q_M = 0,785 D_{ц}^2 H n.$$

Объем масла передних гидроцилиндров

$$Q_{M1} = 0,785 \cdot 80^2 \cdot 133 \cdot 3 = 2004576 \text{ мм}^3 = 2005 \text{ см}^3,$$

задних гидроцилиндров

$$Q_{M2} = 0,785 \cdot 63^2 \cdot 200 \cdot 4 = 2492532 \text{ мм}^3 = 2493 \text{ см}^3.$$

Определение сопротивления повороту колес.

Определим усилие необходимое для поворота колес на месте. Момент сопротивления повороту колеса определяется по эмпирической формуле [4], $\text{кН} \cdot \text{м}$

$$M_{\Pi 1} = \zeta \varphi G_1 l_k,$$

где ζ – коэффициент, учитывающий форму пятна контакта, $\zeta \approx 0,2$;

l_k – геометрический параметр пятна контакта шины, м (приблизительно можно принять равным ширине профиля шины).

$$M_{\Pi 1} = 0,2 \cdot 0,6 \cdot 22,42 \cdot 0,28 = 0,753 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Устойчивость катка.

Потеря устойчивости выражается в опрокидывании или скольжении катка. Более вероятно и поэтому более опасно нарушение поперечной устойчивости, возникающее под действием боковых сил – центробежной и силы тяжести.

На рис. 2.1 показано два положения на кривой постоянного радиуса R .

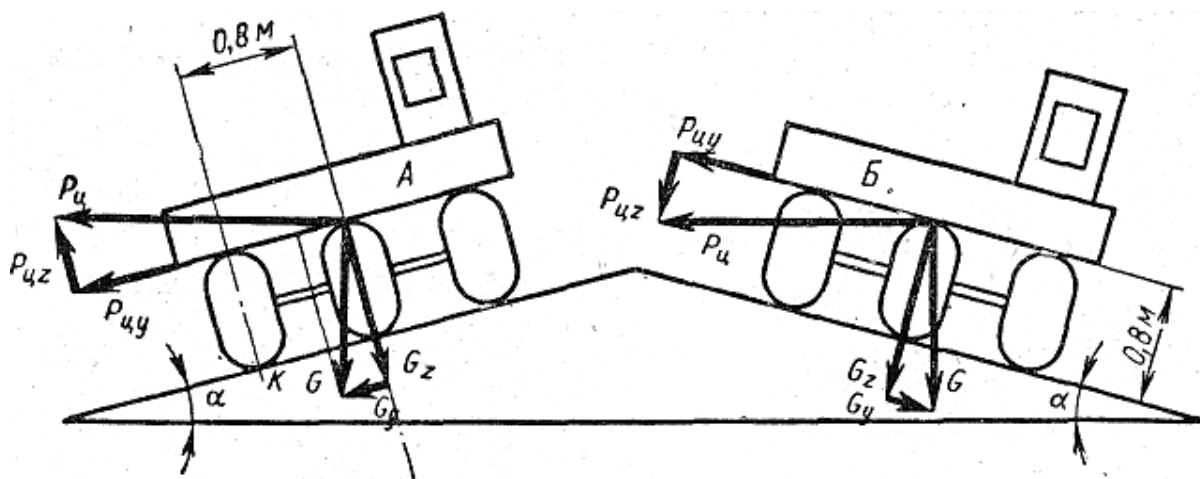


Рис. 2.1. Схема подвески колес катка

Каток B движется по внутреннему, каток A – по внешнему краю дороги. Полотно наклонено под углом α .

Разложим силу веса G на силу G_z нормальную к плоскости дороги, и силу G_y , параллельную этой плоскости. Боковую составляющую $P_{ц}$ центробежной силы разложим по этим же направлениям на $P_{цy}$ и $P_{цz}$.

У катка A , движущегося по внешнему краю дороги, силы $P_{цy}$ и G_y , действуя в одном направлении, складываются. Вероятность потери устойчивости у катка A больше, чем у катка B . Делаем расчет устойчивости катка A .

По предварительным расчетам центр тяжести находится на высоте $0,8 \text{ м}$. Опрокидывание будет происходить вокруг точки K .

Ввиду малой величины углов поперечного уклона покрытий, считаем

возможным, пренебречь разницей просадки подвесок колес для ориентировочных расчетов устойчивости.

Для сохранения устойчивости в транспортном режиме нужно отключать гидроаккумуляторы, оставляя всю гидросистему подвески в положении «заперто».

Определим величину центробежной силы P_u , предполагая, что наибольшая транспортная скорость $v_{mp} = 16 \text{ км/ч} = 4,4 \text{ м/сек}$:

$$P_u = \frac{G v_{mp}^2}{g R_n}.$$

Задаемся допустимым значением угла поворота колес $\beta = 30^\circ$, тогда радиус поворота

$$R_n = L \operatorname{ctg} \beta = 3,5 \operatorname{ctg} 30^\circ = 3,5 \cdot 1,7 = 5,95 \text{ м},$$

где L – база катка ($L = 3500 \text{ мм}$).

$$P_u = \frac{156,96 \cdot 4,4^2}{9,81 \cdot 5,95} = 52,06 \text{ кН}.$$

Угол наклона полотна дороги принимаем равным $\alpha = 3^\circ$. Тогда

$$G_y = G \sin \alpha = 156,96 \cdot \sin 3^\circ = 8,21 \text{ кН};$$

$$G_z = G \cos \alpha = 156,96 \cdot \cos 3^\circ = 156,74 \text{ кН};$$

$$P_{uz} = P_u \sin \alpha = 52,06 \cdot \sin 3^\circ = 2,72 \text{ кН}$$

$$P_{uy} = P_u \cos \alpha = 52,06 \cdot \cos 3^\circ = 51,99 \text{ кН};$$

Коэффициент устойчивости в транспортном режиме равен

$$K_{y_{mp}} = \frac{G_z \frac{b}{2}}{P_{uy} h + G_y h + P_{uz} \frac{b}{2}} = \frac{156,74 \cdot 0,8}{51,99 \cdot 0,8 + 8,21 \cdot 0,8 + 2,72 \cdot 0,8} = 2,49.$$

Устойчивость обеспечена.

В связи с тем, что при рабочем режиме скорость движения меньше устойчивости будет заведомо обеспечена.

Проверка прочности шкворня поворотного колеса.

Берется аварийный случай – наезд двумя колесами на непреодолимое препятствие по инерции с выключенным сцеплением.

Предполагаем жесткость шины весьма небольшой по сравнению с жесткостью металлических конструкций подвески, тогда сила инерции, кН

$$P_u = v \sqrt{\frac{G}{g}} 2c_{ш},$$

где v – средняя рабочая скорость, м/с;

$c_{ш}$ – жесткость шины, Н/мм ($c_{ш} = 500 \text{ Н/мм}$ [1]).

$$P_u = 1,4 \sqrt{\frac{156,96}{9,81}} 2 \cdot 500 = 177,1 \text{ кН}.$$

Реакция на колесах при наезде на препятствие

$$R_x = P_u - G f = 177,1 - 156,96 \cdot 0,2 = 145,71 \text{ кН}.$$

Изгибающий момент в сечении $x-x$ (см. рис. 2.2), действующий на шкворень одного колеса:

$$M_u = 0,5 R_x \cdot 800 = 0,5 \cdot 145,71 \cdot 800 = 58284 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

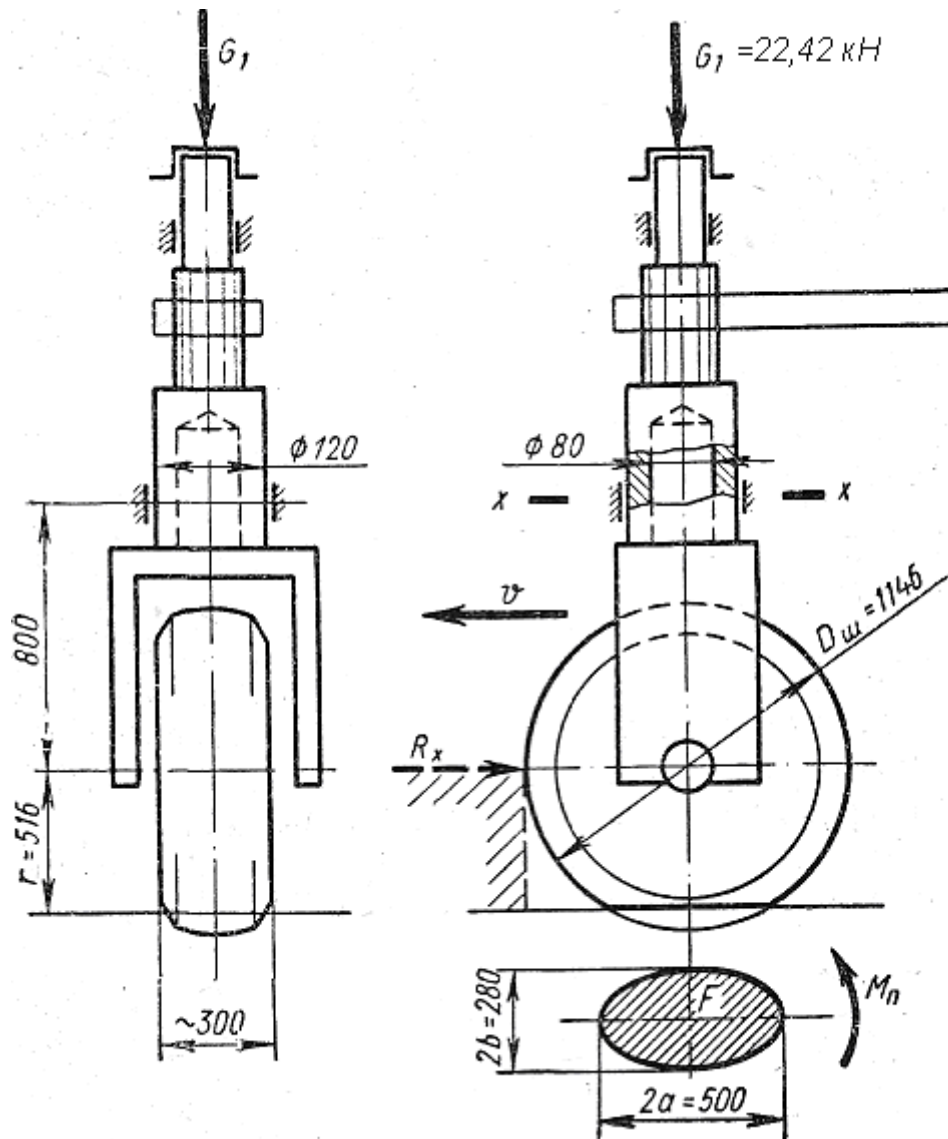


Рис. 2.2. Схема к расчету прочности шкворня

Момент сопротивления сечения $x-x$

$$W_x = 0,1 D^3 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = 0,1 \cdot 120^3 \left[1 - \left(\frac{80}{120} \right)^4 \right] = 138700 \text{ мм}^3.$$

Напряжение в сечении $x-x$, МПа

$$\sigma = 10^3 \left[\frac{G_1}{0,785(D^2 - d^2)} + \frac{M_u}{W_x} \right] = 10^3 \left[\frac{24,42}{0,785(120^2 - 80^2)} + \frac{58284}{138700} \right] = 423,79 \text{ МПа}.$$

Материал шкворня – сталь 20Х ($\sigma_T = 638$ МПа [5]), допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_T]} = \frac{638}{1,4} = 455,71 \text{ МПа},$$

где $[n_T]$ – нормативный коэффициент запаса прочности ($[n_T] = 1,4$ [5]).

Условие прочности $[\sigma] \geq \sigma$ выполняется.

2.2. Машина для летнего содержания дорог

Задание. Спроектировать щетку для подметания тротуаров, как вариант навесного оборудования к трактору Т-40.

Техническая характеристика

Ширина убираемой полосы, м.....	1,2
Рабочие скорости машины, км/ч (м/с):	
наибольшая.....	5,0 (1,39)
наименьшая.....	3,4 (0,94)
Производительность, м ³ /ч.....	600...1000
Частота вращения щетки, мин ⁻¹	160...300
Радиус поворота по наружному контуру, м.....	2,3

Привод щетки осуществляется от тягача через карданные валы, конический и цепной редукторы. Поворот щетки осуществляется с помощью гидроцилиндра с замковыми устройствами, которые фиксируют поршень в крайних положениях. В транспортном положении щетка поднята.

Оригинальной разработкой проекта является параллелограммный механизм подъема щетки с кожухом. Подъем щетки осуществляется двумя гидроцилиндрами посредством системы рычагов параллелограммной подвески.

Вал щетки – сварная труба, на которой намотана проволока, прикрепляющая ворс щетки. Все оборудование навешено в задней части трактора.

Насос, бак и распределитель гидроуправления установлены на тракторе.

По экспериментальным данным для подобной щетки крутящий момент равен 0,23 кН·м. С учетом потерь принимаем расчетный крутящий момент $M_K = 0,25$ кН·м.

Общее передаточное отношение привода щетки

$$i = \frac{n_o}{n_{щ}} = \frac{800}{250} = 3,2,$$

где n_o – частота вращения вала отбора мощности тягача, $n_o = 800 \text{ мин}^{-1}$;
 $n_{щ}$ – требуемая скорость вращения щетки, $n_{щ} = 250 \text{ мин}^{-1}$.

Для конического редуктора выбираем из стандартного ряда $i_{кр} = 1,6$, тогда для цепной передачи $i_{ц} = 3,2/1,6 = 2$.

Направление вращения щетки «против хода», т. е. окружная скорость нижних концов ворса, направлена вперед по движению машины. Это определяет необходимость конструирования цепной передачи с ведущей нижней ветвью и устанавливать натяжное устройство на ведомой верхней ветви (рис. 2.3). Ставим оттяжную звездочку с пружиной кручения. По конструктивным соображениям габаритный размер в направлении межосевого расстояния может быть порядка 500 мм. Принимаем однорядную приводную роликовую цепь ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568-97 шаг которой $t = 19,05 \text{ мм}$.

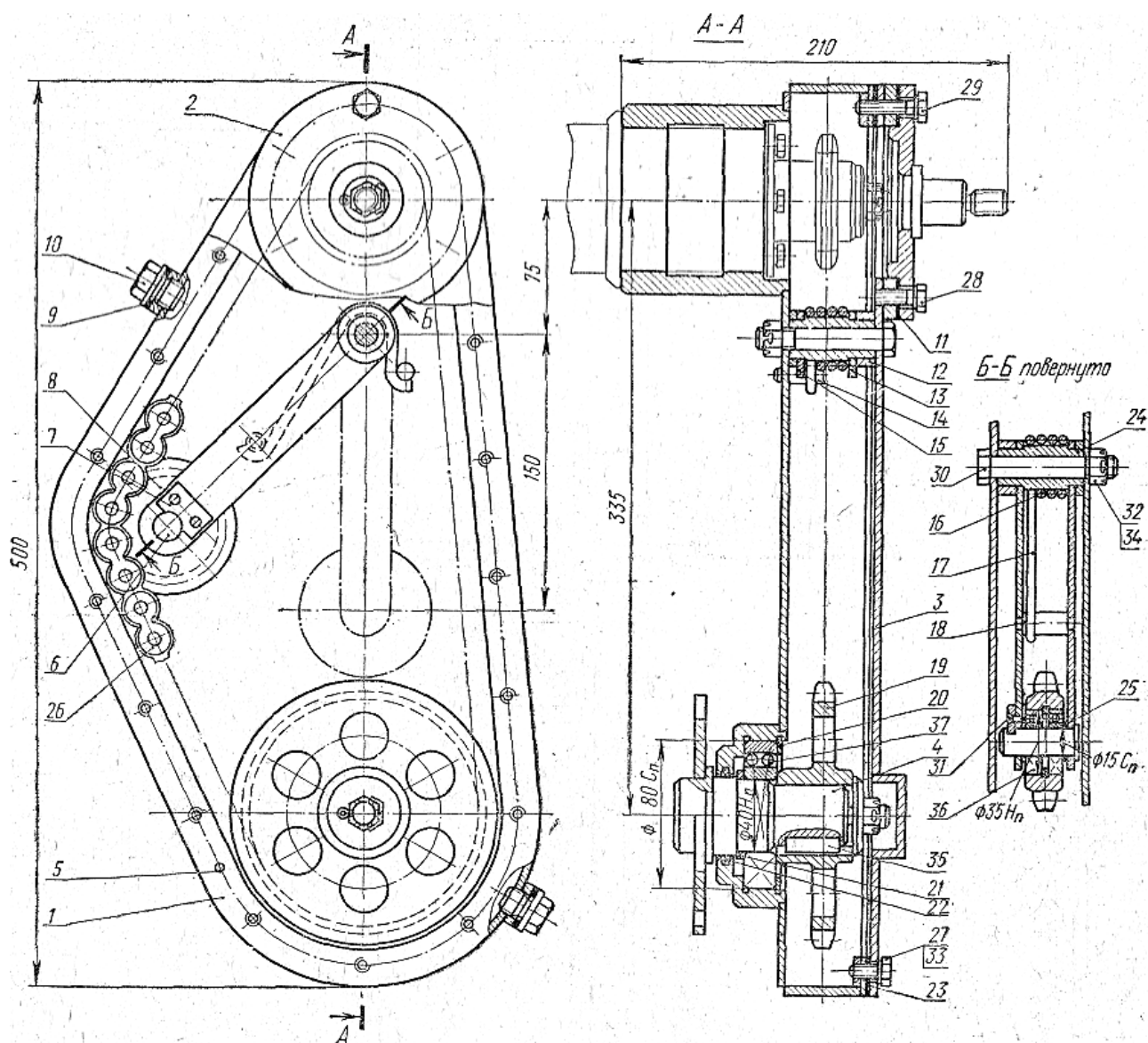


Рис. 2.3. Цепной редуктор привода щетки

Назначаем число зубьев меньшей звездочки $z_1 = 11$, тогда $z_2 = 11 \cdot 2 = 22$.
Делительные диаметры звездочек определим по формуле [6], мм

$$D = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}.$$

Делительный диаметр ведущей звездочки

$$D_1 = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180^\circ}{11}\right)} = 67,62 \text{ мм},$$

ведомой звездочки

$$D_2 = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180^\circ}{22}\right)} = 133,86 \text{ мм}.$$

Окружное усилие на звездочке вала щетки, кН

$$P_2 = \frac{2 \cdot 10^3 M_\kappa}{D_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 0,25}{133,86} = 3,74 \text{ кН}.$$

Проверим прочность цепи по формуле

$$S = \frac{P_p}{P_2} \leq [S],$$

где S – допускаемый коэффициент запаса прочности ($S = 8,5$ [6]);

$$\frac{31,8}{3,74} = 8,5 \leq 8,5,$$

условие прочности выполняется.

После выбора и проверки прочности цепи определяем основные размеры передачи.

Из условий компоновки принимаем межосевое расстояние $a = 345 \text{ мм}$; длина цепи [6], мм

$$\begin{aligned} L &= 2a + 0,5(z_1 + z_2)t + \frac{t^2 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}{a} = \\ &= 2 \cdot 345 + 0,5(11 + 22)19,05 + \frac{19,05^2 \left(\frac{22 - 11}{2 \cdot 3,14}\right)^2}{345} = 1008 \text{ мм}; \end{aligned}$$

число звеньев цепи $L_t = L/t = 1008/19,05 = 52,9$, округляем до большего четного значения $L_t = 54$.

Определяем размеры пружины кручения натяжного устройства цепи. Длина ведомой ветви цепи (по рис. 2.3) $l_e = 450$ мм. Усилие, которое возникло бы от провисания цепи без натяжного устройства, H

$$P_f \approx 3,9 \cdot 10^{-2} g_u (l_e + 0,5a) = 3,9 \cdot 10^{-2} \cdot 1,9(450 + 0,5 \cdot 345) = 46 \text{ Н}.$$

Усилие Q , оттягивающее ведомую ветвь, назначаем такой величины, чтобы создать в цепи усилие, равное P_f . Графически, в зависимости от угла между двумя линиями ведомой ветви, $Q \approx P_f$, момент на оси пружины, при плече рычага примерно равном 140 мм, вычислится так

$$M_n = 0,14 Q = 0,14 \cdot 46 = 6,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Допускаемое напряжение для пружинной проволоки из стали 65Г

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_T]} = \frac{785}{1,4} = 560,7 \text{ МПа}.$$

Напряжение от изгиба проволоки

$$\sigma = \frac{M_n}{0,1d^3},$$

приравняв $\sigma = [\sigma]$ получим требуемый диаметр проволоки пружины

$$d = 10^{-2} \sqrt[3]{\frac{M_n}{0,1 \cdot [\sigma]}} = 10^{-2} \sqrt[3]{\frac{6,6}{0,1 \cdot 560,7}} = 4,9 \text{ мм};$$

принимаем $d = 5$ мм.

Рекомендуемый диаметр пружины $D \approx 4d = 20$ мм.

Расчет механизма подъема щетки.

Определение величин действующих усилий выполним графически (рис. 2.4); для удобства измерений масштаб сил, действующих в точке крепления цилиндра к кожуху щетки, принимаем вдвое больше, чем сил на тяге и рычаге.

По аналогии с существующими конструкциями вес щетки с кожухом $Q_{щ} = 2,0$ кН; величины усилий, входящих в расчет, даны на рисунке 2.4. Принимаем суммарный коэффициент полезного действия гидравлического механизма $\eta_\Sigma = 0,55$, тогда цилиндры должны развивать усилие, равное

$$Q = \frac{Q_1}{\eta_\Sigma} = \frac{4,5}{0,55} = 8,2 \text{ кН}.$$

Наименьший диаметр цилиндров, выпускаемых промышленностью, $D_{ц} = 40$ мм [3]. Определим необходимое рабочее давление

$$p = \frac{4 \cdot 10^3 Q}{\pi D_{\text{ц}}^2 \eta_m} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 8,2}{3,14 \cdot 40^2 \cdot 0,95} = 6,9 \text{ МПа.}$$

Гидросистема базового трактора имеет номинальное давление 10 МПа.

Ход цилиндров определяем графически по чертежу рис. 2.4, из него $L \approx 320 \text{ мм.}$

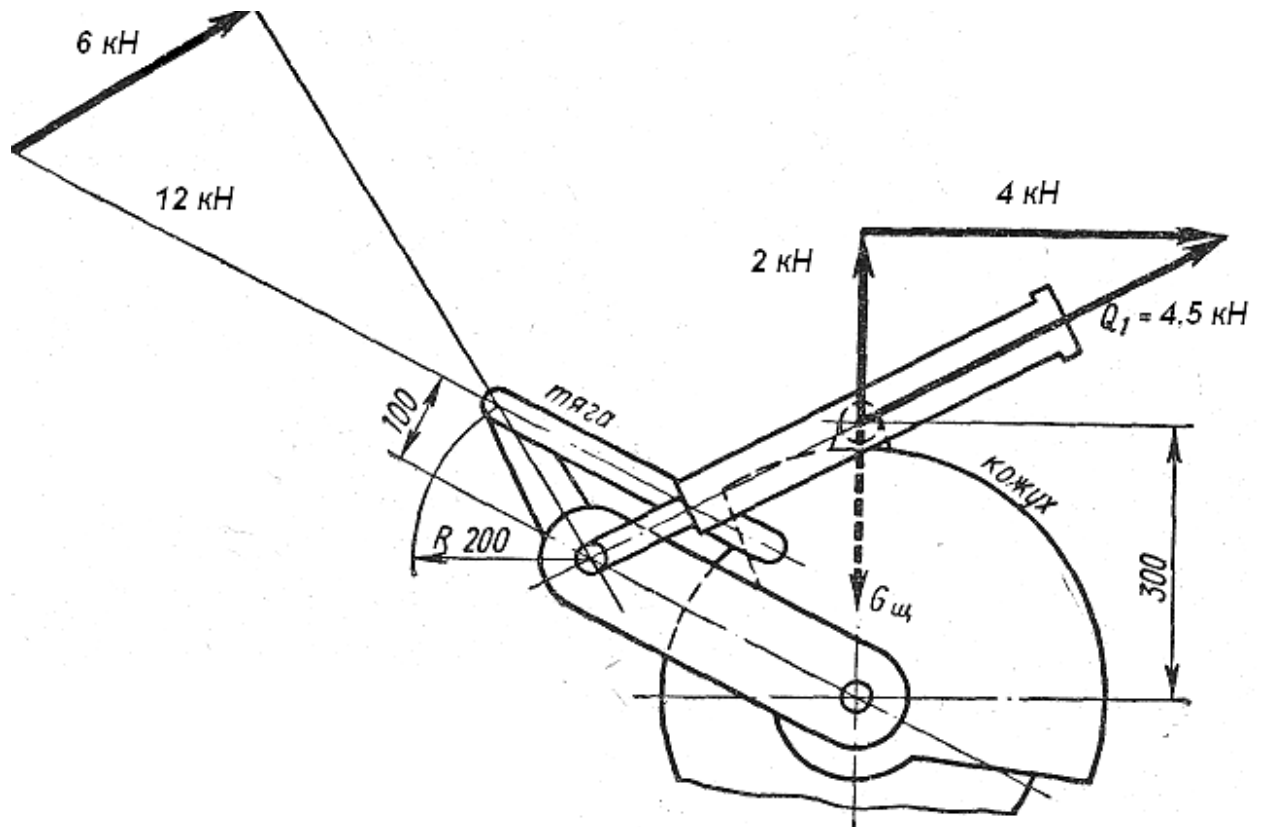


Рис. 2.4. Схема подъема механизма щетки

Проверим прочность крепления рычагов. Сварные рычаги коробчатого сечения привариваются к трубе $\varnothing 60 \text{ мм}$ четырьмя швам с катетом 5 мм каждый по полуокружности. Суммарная длина швов $l_{\Sigma} = 4\pi \cdot 30 \approx 400 \text{ мм}$; расчетное сечение швов на срез $A_{\text{ш}} = l_{\Sigma} k = 400 \cdot 5 = 2000 \text{ мм}^2$. Усилие, срезающее швы, обратно пропорционально отношению плеч – длины рычага и радиуса трубы, т.е. $200/30 \approx 7$ (см. рис. 2.4); значит, срезающая сила $S = 6,0 \cdot 7 = 42 \text{ кН}$ и статическое напряжение в швах $\tau = S / A_{\text{ш}} = 10^3 \cdot 42 / 2000 = 21 \text{ МПа}$, что с учетом неполного провара по длине коротких швов и некоторой динамичности приложения усилий можно принять.

2.3. Машина для зимнего содержания дорог

Задание. Модернизировать роторный снегоочиститель на базе трактора МТЗ-82, применив гидропривод рабочего оборудования.

Техническая характеристика

Производительность, $m^3/ч$	80
Скорость передвижения, $км/ч$ ($м/с$)...	до 14,5 (4,03)
Ширина захвата, $м$	1,3
Толщина убираемого слоя снега, $м$...	0,75
Дальность отбрасывания основной массы снега, $м$	10

Снегоочиститель предназначен для очистки от снега уличных проездов, рулежных дорожек, перронов, мест стоянки автомашин и самолетов, для погрузки снега в транспортные средства.

Рама коробчатого сечения, на которой смонтированы все узлы снегоочистителя, крепится к трактору-тягачу.

Привод рабочего органа снегоочистителя осуществляется от аксиально-поршневого гидромотора 310.0.56, подключенного к основной гидросистеме базового трактора-тягача.

Вращение с вала гидромотора через вал-шестерню и зубчатую пару с внутренним зацеплением передается на ротор рабочего органа. От ротора через карданный вал вращение передается на конический редуктор, а от него к фрезе рабочего органа.

Общая кинематическая схема представлена на рис. 2.5.

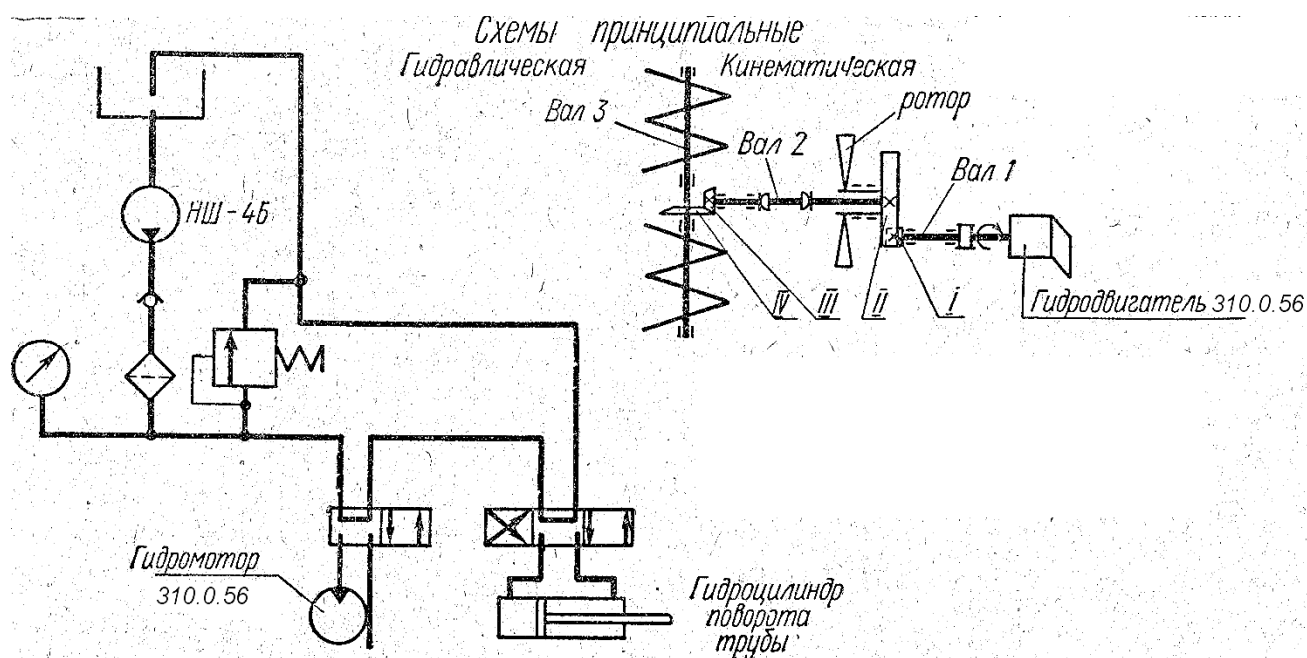


Рис. 2.5. Гидравлическая и кинематическая схемы приводов снегоочистителя

Четырехлопастный ротор крепится болтами к стакану, установленному на двух шарикоподшипниках.

В ступице ротора на шлицах установлен карданный вал привода фрезы. Смазка подшипников и зубчатой пары осуществляется через канал внутри оси вращения ротора.

Фреза (рис. П.2) ленточного типа, трехзаходная, состоит из 2-х частей (правой и левой), симметрично расположенных относительно оси рабочего органа. Каждая из фрез закрепляется на валу редуктора шпонками.

Отвал выполнен из листовой стали. В нижней части приварен нож, режущая кромка которого наплавлена твердым сплавом. С целью уменьшения износа ножа и сопротивления при движении к нему крепятся быстро-съемные лыжи. В средней части отвала имеется рассекатель, предназначенный для защиты редуктора от механических повреждений, уменьшения лобового сопротивления при работе, увеличения жесткости.

«Улитка» с трубой, являющаяся кожухом ротора, изготовлена из листовой стали. Соединяется с отвалом фланцем. Фланец приварен к цилиндрической части улитки. На фланце имеется паз по периметру. Аналогичный паз имеется на отвале. Фланцы соединены между собой винтами, вставленными в пазы. В случае поворота улитки (разгрузка снега производится налево или направо от продольной оси тягача, в отвал или кузов автомобиля) необходимо ослабить болты и повернуть улитку с трубой на требуемый угол, а после этого произвести затяжку болтов. Улитка, кроме этого, для большей жесткости крепится к раме снегоочистителя.

Расчет гидродвигателя привода.

Техническая характеристика аксиально-поршневого гидромотора 310.056 [3]: частота вращения $n_d = 1250 \text{ мин}^{-1}$; давление жидкости $p = 12,5 \text{ МПа}$; рабочий объем $q_d = 56 \text{ см}^3$; объемный КПД $\eta_{od} = 0,96$.

Определим необходимую подачу насоса

$$Q_H = Q_d = \frac{q_d n_d}{60 \eta_{od}} = \frac{56 \cdot 1250}{60 \cdot 0,96} = 1215 \text{ см}^3 / \text{с}.$$

Мощность, необходимая для привода насоса равна, кВт

$$N_H = 10^{-3} Q_H p / \eta_n = 10^{-3} \cdot 1215 \cdot 12,5 / 0,85 = 17,88 \text{ кВт}$$

Крутящий момент на валу двигателя определяем по формуле

$$M_{кд} = \frac{3 \cdot 10^{-2} \Delta p Q_H \eta}{\pi n_d} = \frac{3 \cdot 10^{-2} \cdot 12 \cdot 1215 \cdot 0,9}{3,14 \cdot 1250} = 0,10 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где Δp – перепад давления на двигателе, МПа;

η – общий КПД двигателя.

Кинематический расчет. Общее передаточное число равно

$$i_{об} = \frac{n_d}{n_\phi} = \frac{1250}{150} = 8,3,$$

где n_ϕ – частота вращения фрезы.

Передаточное число цилиндрической зубчатой передачи (привод ротора)

$$i_{\text{цн}} = \frac{n_\delta}{n_p} = \frac{1250}{600} = 2,08,$$

где n_p – частота вращения ротора.

Принимаем стандартное значение $i_{\text{цн}} = 2$.

Передаточное число, конического редуктора

$$i_{\text{кр}} = \frac{i_{\text{об}}}{i_{\text{цн}}} = \frac{8,3}{2} = 4,15,$$

Принимаем стандартное значение $i_{\text{кр}} = 4$.

Частота вращения фрезы с учетом принятых передаточных чисел

$$n_\phi = \frac{n_\delta}{i_{\text{цн}} i_{\text{кр}}} = \frac{1250}{2 \cdot 4} = 156,3 \text{ мин}^{-1}.$$

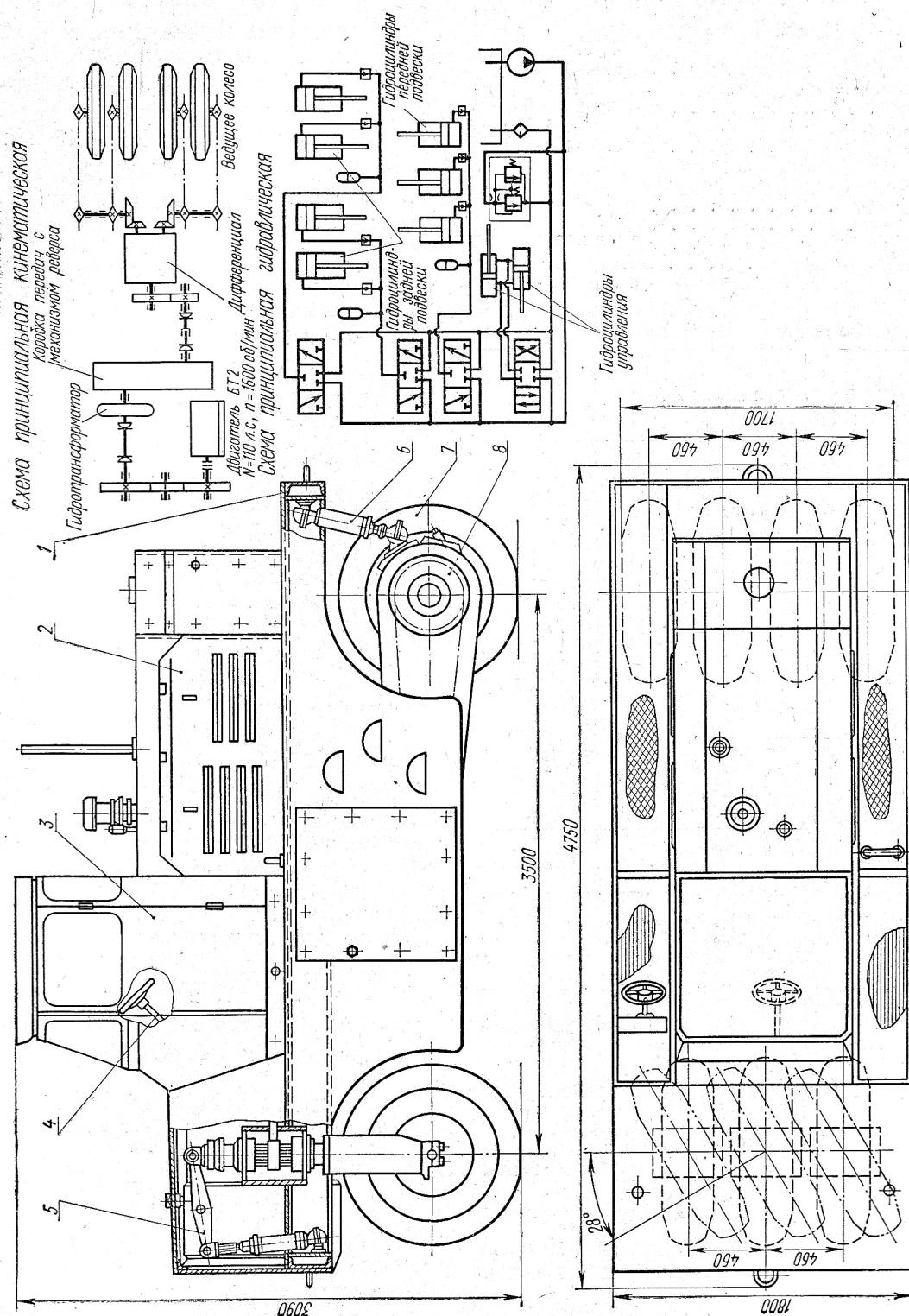


Рис. П.1 Общий вид катка на пневматических шинах

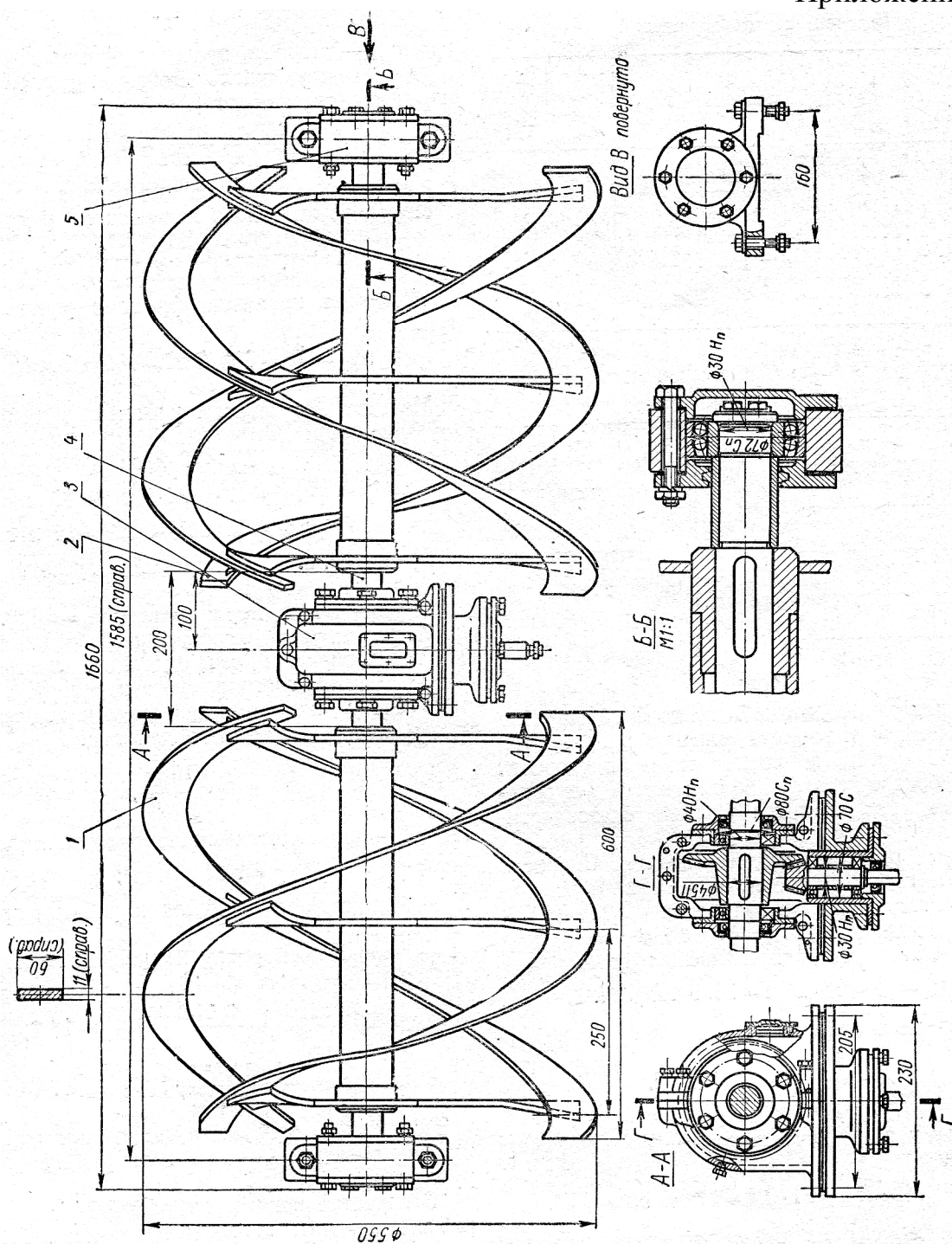


Рис. П.2 Фреза роторного снегоочистителя

ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ №_____

Для выполнения курсового проекта «Тяговый расчет трактора и автомобиля»

Студенту _____ спец.

_____ (ф. и. о.)

1. Прототип трактора
2. Номинальная сила тяги, кН. $P_n =$
3. Фон поля
4. Число основных передач
5. Расчетная скорость движения на первой рабочей передаче при номинальной силе тяги, $V_{n1} =$ км/ч.
6. Максимальная транспортная скорость $V_{тр. max} =$ км/ч.
7. Прототип автомобиля
8. Грузоподъемность, т (количество чел.)
9. Число передач (вперед)
10. Максимальная скорость движения на прямой передаче

$$V_{max} = \dots \text{ км/ч.}$$

11. Приведенный максимальный коэффициент дорожного сопротивления $\psi_{max} =$

Подпись преподавателя

Дата выдачи задания

Введение

Главная цель курсового проекта - расчет и анализ основных эксплуатационных свойств мобильных энергетических средств и их количественных показателей. А также выявление факторов (конструкционных и эксплуатационных), от которых зависят показатели эксплуатационных свойств тракторов и автомобилей, влияющие на их производительность и экономичность.

Курсовое проектирование позволяет студенту понять взаимосвязь параметров двигателя с тяговыми и экономическими показателями трактора и автомобиля, освоить методику тягового расчета трактора и автомобиля, экономического расчета и анализа конечных результатов проектирования.

Тяговый расчет может выполняться в двух вариантах: проверочном и проектном. Проверочный расчет эксплуатируемого трактора проводится с целью проверки его параметров по данным имеющейся технической характеристики.

Проектный расчет выполняется на основе технического задания с целью определения основных параметров проектируемого трактора, расчета и построения теоретической тяговой характеристики трактора, расчета и построения потенциальной тяговой характеристики трактора.

Перед выполнением курсового проекта необходимо внимательно ознакомиться с рекомендациями по проектированию.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА №2

Курсовой проект выполняется по индивидуальному заданию в последовательности, изложенной в данных методических указаниях.

Прежде чем приступать к выполнению курсового проекта необходимо изучить теорию вопроса по рекомендованной литературе [1, 7, 8] и настоящие методические указания.

После ознакомления с индивидуальным заданием следует выбрать прототип трактора или автомобиля, наиболее соответствующего заданию. Это позволит сравнивать результаты расчета с параметрами прототипа и при необходимости вносить коррективы.

Курсовой проект включает расчетно- пояснительную записку и графическую часть.

В расчетно-пояснительной записке приводятся ответы на все пункты задания в соответствии с методическими указаниями, расчетные формулы с объяснениями входящих величин и их размерности. Для облегчения вычислений и сокращения объема повторяющихся расчетов расчетные формулы при необходимости рекомендуется приводить к удобному для вычислений виду (1.14); в записке приводить расчет одной точки, а результаты расчетов для других точек заносить в таблицы.

Расчетно-пояснительная записка оформляется на компьютере с соблюдением ГОСТ 2.105-95 ЕСКД «Общие требования к текстовым документам». Допускается оформление расчетно-пояснительной записки в рукописном виде. Сброшюрованная расчетно-пояснительная записка оформляется титульным листом.

Графическая часть выполняется карандашом на отдельных листах миллиметровой бумаги формата А1 (А2) по каждой части курсового проекта. Допускается выполнение некоторых графиков по тяговому расчету автомобиля на отдельных листах формата А4. Все графики выполняются в соответствии с рекомендациями Р 50-77-88 ЕСКД «Правила выполнения диаграмм». Расчетные точки на графиках рекомендуется обозначать графически, например, кружочком, крестиком и т.п. (см. графики в данных методических указаниях). Графики должны иметь равномерные шкалы существующих масштабов с указанием размерности физических величин. Под каждым графиком делается надпись.

Часть I

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

При выполнении тягового расчета трактора определяют следующие основные его параметры: массу, мощность двигателя, скорости движения (передаточные числа трансмиссия), тяговые усилия, часовой и удельные расходы топлива, тяговый КПД трактора.

Правильно выбранные и рассчитанные основные параметры с учетом заданных почвенных условий могут обеспечить необходимые тяговые и экономические показатели трактора.

Расчет тяговых показателей трактора производится с учетом назначения и места, занимаемого трактором в типаже сельскохозяйственных тракторов.

Работа выполняется по индивидуальному заданию в следующей последовательности.

I.1. Тяговый диапазон трактора

Трактор должен быть рассчитан на выполнение всех работ, соответствующих его тяговому классу, а также части работ, относящихся к тяговой зоне предыдущего тягового класса.

Тяговый диапазон обеспечивает перекрытие тяговых зон тракторов смежных классов и расширяет сферу применения тракторов каждого класса.

Тяговый диапазон трактора рассчитывается по формуле:

$$\delta_T = \xi \frac{P_H}{P_H^1},$$

где P_H - номинальной тяговое усилие (по заданию); P_H^1 - номинальное тяговое усилие трактора предыдущего тягового класса; ξ - коэффициент расширения тяговой зоны трактора; рекомендуется $\xi = 1,25 \dots 1,30$.

Для тракторов тягового класса 0,2...0,6 (2...6 кН) тяговый диапазон обычно принимают $\delta_T = 2$.

Зная, что тяговый диапазон есть отношение номинальной силы тяги на крюке для трактора данного класса по типажу к минимальной силе тяги на крюке, на которую он должен быть рассчитан, можно определить минимальную силу тяги на крюке трактора:

$$P_{кр.min} = \frac{P_H}{\delta_T}.$$

1.2. Масса трактора

Следует различать конструкционную (сухую) массу - m_k , (массу трактора в не заправленном состоянии, без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта) и эксплуатационную (полную) массу - $m_э$. Эксплуатационная масса всегда больше конструкционной.

Эксплуатационную массу колесных тракторов часто специально увеличивают, чтобы обеспечить реализацию номинальной силы тяги по сцеплению движителей с почвой при их допустимом буксовании. Для колесных тракторов при установившемся движении на горизонтальном участке указанное требование выражается уравнением:

$$\varphi_{дон} \lambda_k m_э g = P_H + f m_э g, \quad (1.1)$$

где $\varphi_{дон}$ - допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора в данных почвенных условиях (или коэффициент сцепления ведущих колес с почвой); λ_k - коэффициент нагрузки ведущих колес; f - коэффициент сопротивления качению трактора, соответствующий принятым условиям работы; $m_э g = G$ - эксплуатационный вес или сила тяжести трактора - Н; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения.

Из уравнения (1.1) получим выражение для определения массы колесного трактора:

$$m_э = \frac{P_H}{(\varphi_{дон} \lambda_k - f)g}, \text{ кг} \quad (1.2)$$

Для тракторов с задними ведущими колесами (колесная формула 4К2) принимают $\lambda_k = 0,75 \dots 0,80$; для тракторов со всеми ведущими колесами (4К4) и для гусеничных тракторов - $\lambda_k = 1$.

Значения f можно принимать из **Приложения** (таблица 1) соответственно заданным условиям работы (почвенный фон - **по заданию**).

Для колесных тракторов расчетные значения $\varphi_{дон} = 0,5 \dots 0,65$, а для гусеничных можно принимать $\varphi_{дон} = 0,55 \dots 0,65$.

Для гусеничного трактора формула (1.2) примет вид:

$$m_э = \frac{P_H}{(\varphi_{дон} - f^1)g}, \text{ кг.} \quad (1.3)$$

Здесь $\lambda_k=1$, так как вес гусеничных тракторов полностью используется в качестве сцепного; коэффициент f заменен коэффициентом f^1 , учитывающим только внешние сопротивления качению, так как для преодоления внутренних сопротивлений в гусеничном движителе сцепления с почвой не требуется [7].

В расчетах можно принимать $f^1 \approx 0,5f$.

Величина $m_э$ зависит от принимаемых значений коэффициентов $\varphi_{дон}$ и f в формулах (1.2) и (1.3), поэтому необходимо расчетную эксплуатационную массу $m_э$ сравнивать с массой трактора одного тягового класса с проектируемым.

В случае значительных отклонений необходимо принять другие значения коэффициентов и повторить вычисления.

Для определения конструкционной массы трактора m_k необходимо из расчетной эксплуатационной массы вычесть массы: воды, ГСМ, тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта.

Для большинства с.-х. тракторов между эксплуатационной и конструкционной массами существует следующее соотношение:

для гусеничных тракторов - $m_э = (1,05 \dots 1,08) m_k$;

для колесных тракторов тягового класса 3,0 и выше – $m_э = (1,07 \dots 1,10) m_k$;

для колесных тракторов тягового класса 2,0 и ниже – $m_э = 1,15 m_k$,

где $m_э$ - минимальная эксплуатационная масса без массы балласта и догрузки от навесного орудия при использовании ДВК или от полуприцепа.

У универсально-пропашных колесных тракторов максимальная эксплуатационная масса за счет догрузки может составлять $1,25 m_k$.

1.3. Расчет мощности двигателя

Требуемую мощность тракторного двигателя определяют с учетом номинального тягового усилия, массы трактора, силы сопротивления качению, потерь на трение в трансмиссии и необходимого запаса крутящего момента.

В этой связи номинальная мощность двигателя определяется по формуле:

$$N_H = \frac{(P_H + fm_g)V_{H1}}{3600\eta_{Tp}x_g}, \text{ кВт} \quad (1.4)$$

где P_H - номинальное тяговое усилие, по заданию, Н; V_{H1} - расчетная скорость движения (по заданию) при номинальной силе тяги, км/ч;

f - коэффициент сопротивления качению для заданного фона поля;
 x_g - коэффициент эксплуатационной загрузки тракторного двигателя: принимается для колесного трактора 0,80...0,85, для гусеничного - 0,85...0,90; η_{Tp} - механический КПД трансмиссии.

Механический КПД учитывает потери мощности в трансмиссии при работе на холостом ходу и потери при передаче крутящего момента к ведущим колесам посредством шестеренчатых передач:

$$\eta_{Tp} = \eta_x \eta_u^n \eta_k^m, \quad (1.5)$$

где η_x - КПД, учитывающий потери мощности на холостом ходу, принимается $\eta_x = 0,96$; η_u, η_k - соответственно КПД цилиндрической и конической пары шестерен, при современном уровне технологии изготовления шестерен трансмиссии $\eta_u = 0,985...0,99$, $\eta_k = 0,975...0,98$;

n, m - число пар, соответственно цилиндрических и конических шестерен, находящихся в зацеплении.

Число пар шестерен, находящихся одновременно в зацеплении, определяют при работе основных передач по кинематической схеме трансмиссии трактора-прототипа.[1]

Для гусеничного трактора дополнительно учитывается КПД гусеничного движителя $\eta_{\Gamma} = 0,98$; тогда механический КПД трансмиссии гусеничного трактора $\eta_{Tp.\Gamma}$ подсчитывается по формуле:

$$\eta_{Tp.\Gamma} = \eta_x \eta_u^n \eta_k^m \eta_{\Gamma}.$$

После определения номинальной мощности по данным **Приложения** (таблица 4) или справочников подбирают двигатель, номинальная мощность которого наиболее соответствует расчетной.

При этом необязательно, чтобы двигатель соответствовал трактору-прототипу.

Данные регуляторной характеристики выбранного двигателя заносят в таблицу 1.1.

В регуляторных характеристиках обычно приводятся значения: n , G_T , N_e или M_k . Если известна мощность N_{ei} при определенных оборотах n_i , можно определить соответствующий этому режиму крутящий момент и наоборот:

$$M_{ki} = \frac{10^3 N_{ei}}{\omega_i}, \text{ Нм,}$$

так как $\omega = \frac{\pi n}{30}$, то $M_{ki} = \frac{9550 N_{ei}}{n_i}, \text{ Нм.} \quad (1.6)$

где M_{ki} и N_{ei} - текущие значения крутящего момента и мощности двигателя при соответствующих оборотах n_i двигателя по регуляторной характеристике.

Таблица 1.1 – Регуляторная характеристика двигателя

Частота вращения коленчатого вала, n , об/мин						n_H	
Эффективная мощность двигателя, N_e , кВт						$N_{e_{max}}$	
Крутящий момент двигателя, M_k , Нм						M_H	
Часовой расход топлива, G_T , кг						$G_{T_{max}}$	

На регуляторной характеристике необходимо выделить режим номинальной работы двигателя, соответствующий - n_H , N_e , M_H , $G_{T_{max}}$.

Эти данные нужны для определения основных параметров трактора в разделах 1.6; 1.7; 1.9 – 1.12 при работе его на номинальной нагрузке. Другие (промежуточные) значения регуляторной характеристики необходимы для расчета и построения (кривых) тяговой характеристики трактора.

После того, как определены масса трактора и мощность двигателя, необходимо определить удельную мощность трактора $N_{y\partial}$:

$$N_{y\partial} = \frac{10^3 N_H}{m_{\partial}}, \text{ кВт/т.}$$

Удельная мощность $N_{y\partial}$ является важным параметром, характеризующим энергонасыщенность трактора. Повышение удельной мощности трактора позволяет соответственно повысить его рабочие (основные) скорости.

В настоящее время удельная мощность колесных тракторов находится на уровне 15...25 кВт/т, гусеничных – 10...20 кВт/т.

Также необходимо определить удельную массу $m_{y\partial}$ трактора – параметр, обратный удельной мощности.

Удельная масса $m_{y\partial}$ используется для характеристики металлоемкости трактора и представляет собой отношение его конструкционной массы к номинальной мощности двигателя:

$$m_{y\partial} = \frac{m_K}{N_H}, \text{ кг/кВт.}$$

Удельная масса по мере совершенствования конструкций тракторов постоянно снижается и в настоящее время составляет: для колесных $m_{y\partial} \approx 40 \dots 60$ кг/кВт, для гусеничных $m_{y\partial} \approx 60 \dots 100$ кг/кВт.

1.4. Выбор параметров ведущих колес

Динамический, или расчетный, радиус качения ведущего колеса колесного трактора подсчитывается по формуле:

$$r_K = 25,4 \times 10^{-3} [0,5d + (0,8 \dots 0,85)b], \text{ м} \quad (1.7)$$

где d - наружный диаметр обода колеса (посадочный диаметр шины), дюймы; b - ширина профиля шины, в дюймах; 0,8...0,85 – коэффициент деформации шины.

Размеры шины d и b , для универсально пропашных тракторов, подбираются по справочным данным [7] в зависимости от нагрузки на одно ведущее колесо или по трактору-прототипу:

$$G_K = \frac{\lambda_K G}{2},$$

где G_K - нагрузка на одно ведущее колесо, Н; λ_K - коэффициент нагрузки ведущих колес; $G = m_{\partial} g$ - эксплуатационный вес трактора, Н.

У тракторов с колесами одинакового диаметра принимается равномерное распределение нагрузки между всеми колесами.

Динамический радиус ведущей звездочки гусеничного трактора подсчитывается по формуле:

$$r_k = \frac{t_{36} Z_{к.а.}}{2\pi}, \text{ м,}$$

где t_{36} - шаг гусеничной цепи, м; $Z_{к.а.}$ - число активно действующих зубьев звездочки за один оборот.

Значения t_{36} и $Z_{к.а.}$ принимаются по данным для трактора соответствующего тягового класса.

1.5. Расчет передаточных чисел трансмиссии

В зависимости от агротехнических требований, предъявляемых к трактору, различают следующие диапазоны скоростей, а, следовательно, и передаточных чисел [1, 9]:

- замедленные, для получения пониженных скоростей движения по условиям технологического процесса, принимаются по справочным данным – 0,25...3 км/ч;
- основные (рабочие), для выполнения большинства с.-х. операций, главным образом полевых – 5...15 км/ч;
- транспортные, применяются для холостых переездов и буксировки прицепов, для колесных тракторов – 30...45 км/ч, для гусеничных – не более 20 км/ч.

Передаточное число трансмиссии трактора на первой основной (рабочей) передаче определяется по формуле:

$$i_{m1} = 0,377 \frac{n_H r_k}{V_{H1}}, \quad (1.8)$$

где n_H - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; r_k - динамический радиус качения ведущего колеса или звездочки, м; V_{H1} - скорость движения трактора на первой рабочей передаче (по заданию), км/ч.

По формуле (1.8) могут быть подсчитаны передаточные числа трансмиссии для замедленных и транспортных передач, если известны скорости движения.

Чтобы определить передаточные числа трансмиссии для остальных основных передач, необходимо знать структуру ряда основных передач. Обычно, при наличии ступенчатой коробки, ряд основных передач трактора строят по принципу геометрической прогрессии. Поэтому, зная знаменатель геометрической прогрессии,

можно определить передаточные числа и скорости всех основных передач.

Геометрический ряд имеет следующий вид:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \dots = \frac{V_Z}{V_{Z-1}} = q. \quad (1.9)$$

где q - знаменатель геометрической прогрессии.

Знаменатель геометрической прогрессии можно определить по из способу, приведенному ниже.

Из приведенного выше геометрического ряда (1.9) можно определить:

$$V_2 = V_1 q; V_3 = V_2 q = V_1 q^2; \dots V_Z = V_1 q^{Z-1};$$

отсюда

$$q_1 = \sqrt[Z-1]{\frac{V_Z}{V_1}}, \quad (1.10)$$

где Z - число основных передач (по заданию); V_1 - скорость движения на первой рабочей передаче (по заданию $V_1 = V_{H1}$); V_Z - скорость на высшей основной передаче; q_1 - знаменатель геометрической прогрессии, определенный по первому способу.

В формуле (1.10) неизвестна скорость V_Z , однако известно, что отношение высшей рабочей скорости V_Z к скорости на первой передаче V_1 называется диапазоном основных скоростей: $\delta_{V_{OCH}} = \frac{V_Z}{V_1}$,

где $\delta_{V_{OCH}}$ - диапазон основных скоростей.

В теории трактора можно принять: $\delta_{V_{OCH}} \approx \gamma_{\delta.min} \delta_T$,

где $\gamma_{\delta.min}$ - коэффициент допустимой минимальной нагрузки двигателя; рекомендуется $\gamma_{\delta.min} = 0,85$; δ_T - тяговый диапазон трактора, определен в разделе 1.1.

Отсюда,

$$q_1 = \sqrt[Z-1]{\delta_{V_{OCH}}} \approx \sqrt[Z-1]{\gamma_{\delta.min} \cdot \delta_T}. \quad (1.11)$$

Здесь $q_1 > 1$. Передаточные числа подсчитываются следующим образом:

$$i_2 = \frac{i_1}{q_1}; i_3 = \frac{i_2}{q_1} = \frac{i_1}{q_1^2}; \dots i_Z = \frac{i_{Z-1}}{q_1} = \frac{i_1}{q_1^{Z-1}}.$$

где $i_1, i_2, \dots, i_Z$ - общие передаточные числа трансмиссии соответственно первой, второй, ... высшей рабочих передач трактора.

Зная расчетные передаточные числа трансмиссии и передаточные числа шестерён с постоянным зацеплением i_0 , можно определить передаточные числа коробки перемены передач i_k :

$$i_{K1} = \frac{i_1}{i_0}; i_{K2} = \frac{i_2}{i_0}; \dots; i_{KZ} = \frac{i_Z}{i_0},$$

где i_0 - передаточное число шестерен с постоянным зацеплением по прототипу:

$$i_0 = i_{ц.п.} i_{к.п.},$$

$i_{ц.п.}$ - передаточное число центральной передачи; $i_{к.п.}$ - передаточное число конечной передачи.

1.6. Расчет теоретических скоростей движения

Теоретические, или расчетные, скорости движения трактора на каждой передаче определяются по формуле:

$$V_{Tm} = 0,377 \frac{r_K n_H}{i_m}, \text{ км/ч} \quad (1.12)$$

где i_m - передаточное число трансмиссии на m -й передаче.

Или, зная V_{H1} - расчетную скорость на первой рабочей передаче (по заданию) и знаменатель геометрической прогрессии, для других основных передач скорость подсчитывают следующим образом:

$$V_2 = V_1 q_1; V_3 = V_2 q_1 = V_1 q_1^2; \dots; V_Z = V_1 q_1^{Z-1}, \text{ если } q > 1$$

Транспортные скорости не входят в геометрическую прогрессию. Промежуточную транспортную скорость определяют как среднюю арифметическую или среднюю геометрическую величину между высшей основной скоростью V_Z и максимальной транспортной скоростью $V_{mp.max}$ (по заданию):

$$V_{mp.пром} = 0,5(V_{mp.max} + V_Z), \quad \text{или} \quad V_{mp.пром} = \sqrt{V_{mp.max} \cdot V_Z}.$$

Результаты расчетов разделов 1.5 и 1.6 следует занести в таблицу 1.3.

1.7. Определение силы тяги на крюке

Расчетная касательная сила тяги для всех передач подсчитывается по формуле:

$$P_{Knm} = \frac{M_H i_m \eta_{Tp}}{r_K}, \text{ Н} \quad (1.13)$$

где P_{Knm} - номинальная касательная сила тяги на m -й рабочей передаче; M_H - номинальный крутящий момент двигателя, Нм; i_m - передаточное число трансмиссии на m -й рабочей передаче; η_{Tp} - механический КПД трансмиссии; r_K - динамический радиус ведущего колеса.

В формуле (1.13) значение $\frac{M_H \eta_{Tp}}{r_K}$ для номинального режима каждой передачи – величина постоянная, меняется только i_m – передаточное число трансмиссии.

(Как следует из формулы (1.13) значение касательной силы тяги P_K прямо пропорционально крутящемуся моменту двигателя M_K в пределах одной передачи, т.е.:

$$P_{Kmi} = M_{Ki} A_m, \quad (1.14)$$

где P_{Kmi} - касательная сила тяги на m -й передаче, соответствующая значению M_{Ki} ; M_{Ki} - изменяющееся по регуляторной характеристике двигателя значение крутящегося момента; A_m - постоянная величина для m -й передачи, равная

$$A_m = \frac{i_m \eta_{Tp}}{r_K}.$$

Формула 1.14 используется при расчете P_K и построении регуляторной характеристики двигателя в нижней части тяговой характеристики трактора в разделе 1.13).

Сила тяги на крюке трактора на m -й передаче при установившемся движении на горизонтальном участке определяется по формуле:

$$P_{кр.m} = P_{K.m} - P_f, \text{ Н}, \quad (1.15)$$

где $P_f = fG = f m_9 g$ - сила сопротивления качению трактора, Н (обозначения согласно формуле (1.1)).

Вследствие больших передаточных чисел на замедленных и первых рабочих передачах расчетные значения $P_{кр}$ значительно превосходят допустимые величины. Поэтому для предупреждения разрушения деталей, узлов трансмиссии и ходовой части значения $P_{кр}$ ограничиваются усилием заданного тягового класса, так как максимальные значения $P_{кр}$ ограничиваются сцепным весом трактора и для работы агрегата больших усилий, чем P_n , не требуется.

Поэтому в технических характеристиках тракторов для этих передач обычно указывается усилие тягового класса.

При определении $P_{кн}$ и $P_{кр}$ расчетные значения следует **округлять** с точностью до десятых единиц, а величину P_f – до целого числа или до десятых в (кН), что в дальнейшем облегчит откладывание этих величин на миллиметровой бумаге при построении тяговой характеристики трактора.

Результаты расчетов $P_{кн}$ и $P_{кр}$ заносятся в таблицу 1.3.

1.8. Буксование трактора

При движении трактора с нагрузкой на крюке его теоретическая скорость снижается из-за буксования движителей. Величина буксования зависит главным образом от нагрузки на крюке, сцепного веса трактора, механических свойств почвы (фона поля) и, конечно, от типа движителя (колесный или гусеничный).

Кривая буксования является общей для всей тяговой характеристики трактора, считая, что буксование ведущих органов зависит только от величины силы тяги, при прочих равных условиях, независимо от того, на какой передаче это усилие получается.

В тяговом расчете трактора кривую буксования в зависимости от силы тяги на крюке $\delta = f(P_{кр})$ строят по кривой буксования аналогичного трактора, полученной при испытании на заданной почве, при этом берут значения δ для ряда точек $\frac{P_{кр}}{G_{сц}}$. Теоретическую кривую буксирования можно построить по эмпирической формуле Б.Я.Гинцбурга:

$$\delta = ap + bp^c, \quad (1.16)$$

где a, b, c - безразмерные коэффициенты, зависящие от типа трактора и почвенных условий; p - параметр относительной силы тяги, определяется по формуле:

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi G_{сц}}, \quad (1.17)$$

здесь $P_{кр}$ - текущее значение силы тяги на крюке, Н; φ - коэффициент сцепления для заданного фона поля (приложение, табл. 1); $G_{сц}$ - сцепной вес трактора:

$$G_{сц} = \lambda_K m_{э} g,$$

где λ_K - коэффициент нагрузки ведущих колес (для колесных 4x2 $\lambda_K = 0,75 \dots 0,80$; для гусеничных и колесных 4x4 $\lambda_K = 1$)

Значения безразмерных коэффициентов для колесных тракторов принимают $a = 0,13$; $b = 0,013$; $c = 8$.

Для гусеничных тракторов $a = 0,04$; $b = 4,0$; $c = 8$.

Задаваясь значением $P_{кр}$ и зная величину $G_{сц}$, находят параметр относительной силы тяги по формуле (1.17).

Затем по уравнению (1.16) подсчитывают величину буксования.

Для ориентировочных расчетов (в курсовом проекте) буксование рекомендуется определять по графикам (рис. 1.1). При этом задаются отношениями

$$P_{кр}/G_{сц} = 0,2; 0,3; 0,4 \text{ и т.д.},$$

согласно которым определяют величину буксования для заданного типа трактора и фона поля. Данные заносят в таблицу 1.2.

Затем подсчитывают значения $P_{кр}$ для каждого отношения, предварительно определив сцепной вес трактора $G_{сц}$:

$$P_{кр_{0,2}} = 0,2 G_{сц}; \quad P_{кр_{0,3}} = 0,3 G_{сц} \text{ и т.д.}$$

Расчетные значения $P_{кр}$ заносят в нижнюю строку таблицы 1.2.

Таблица 1.2 – Расчет кривой буксования

$P_{кр}/G_{сц}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\delta, \%$								
$P_{кр} = G_{сц} (P_{кр}/G_{сц})$								

По результатам расчета строят кривую буксования в зависимости от нагрузки на крюке, т.е. $\delta = f(P_{кр})$.

Последний способ определения кривой буксования в зависимости от заданного фона поля для учебных расчетов наиболее предпочтителен, так как кривая буксования, подсчитанная по формуле (1.16) Г.Я. Гинцбурга, в пределах максимальной мощности двигателя имеет линейную величину, прямо пропорциональную $P_{кр}$ и не отражает действительный характер изменения буксования.

Следует отметить, что на плотной почве (стерне) предельное буксование, обеспечивающее реализацию полной мощности двигателя, составляет для гусеничных тракторов 5 – 7%, для колесных – 18 – 22 % [1].

Максимальное тяговое усилие должно ограничиваться началом неустойчивой работы двигателя или буксованием, предельное значение которого должно быть 15 и 30 % - при испытаниях на почвенных фонах, для гусеничных и колесных тракторов соответственно [3].

При превышении предельного буксования тяговое усилие практически не усиливается, а тяговая мощность снижается из-за потерь на буксование.

1.9. Расчет действительных скоростей движения

Зная теоретические скорости движения трактора на каждой передаче, подсчитанные в разделе 1.6 по формуле (1.12), действительные, или рабочие, скорости определяют по формуле:

$$V_m = V_{T.m}(1 - \delta) \text{ км/ч,} \quad (1.18)$$

где V_m — действительная, или рабочая, скорость на m – й передаче;
 $V_{T.m}$ — теоретическая скорость на m – й передаче;
 δ — величина буксования (в сотых долях), определяемая по графику буксования, в зависимости от $P_{крт}$ для этой же m – й передаче.

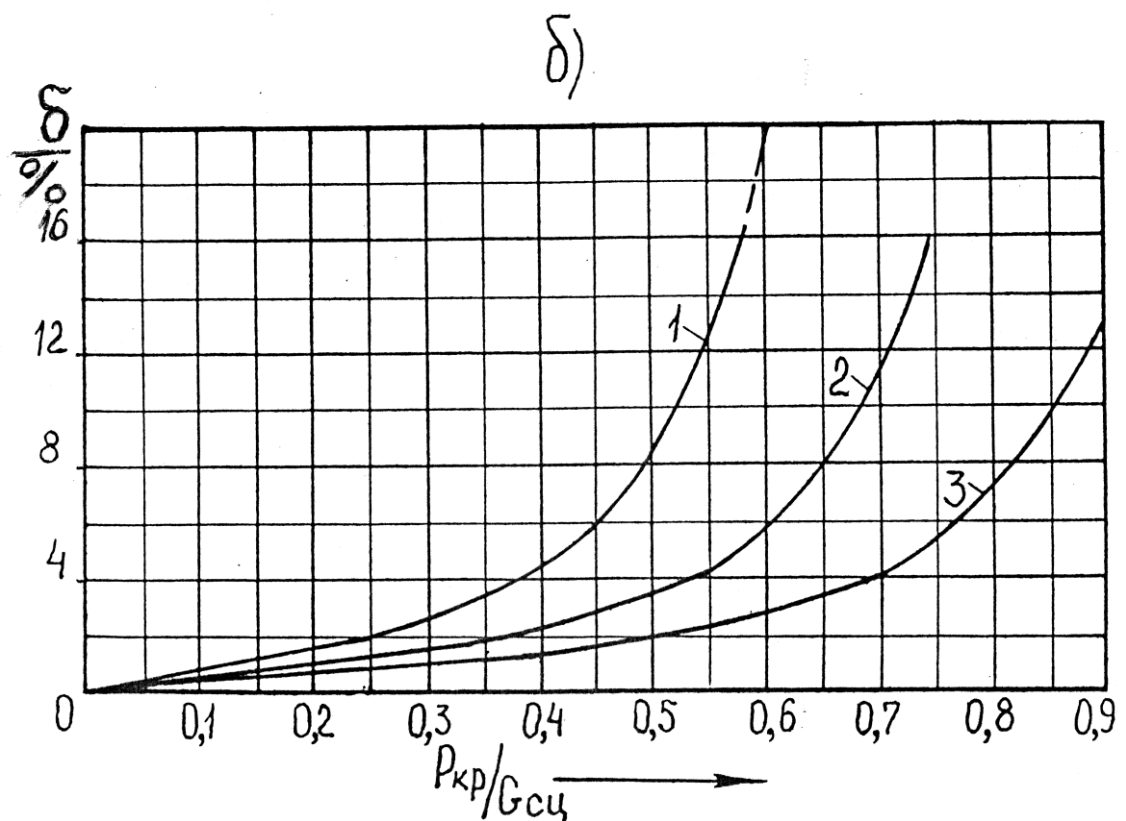
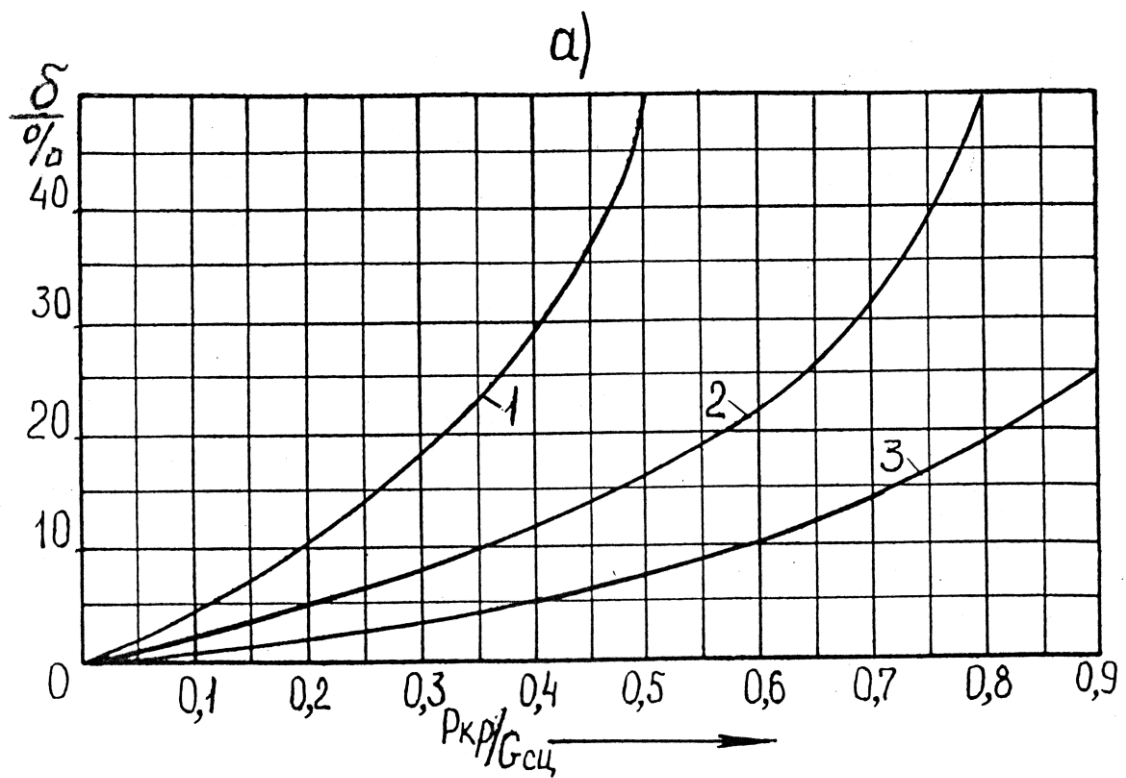


Рисунок – Кривые буксования на различных почвенных фонах:
 1 – вспаханное поле; 2 – стерня; 3 – залежь.
 а) – для колесных тракторов; б) – для гусеничных тракторов.

1.10. Расчет тяговой мощности трактора

Мощность на крюке для каждой передачи определяют по формуле:

$$N_{кр.m} = \frac{P_{кр.m} V_m}{3600} \text{ кВт}, \quad (1.19)$$

где $P_{кр.m}$ – сила тяги на крюке при движении на m -й передаче, Н;
 V_m – действительная скорость движения трактора на m -й передаче, км/ч.

1.11. Расчет удельного расхода топлива

Для оценки топливной экономичности трактора на каждой передаче определяют удельный расход топлива по формуле:

$$g_{кр.m} = \frac{10^3 G_T}{N_{кр}} \text{ , г/кВт ч}, \quad (1.20)$$

где G_T – часовой расход топлива (кг), определяемый по регуляторной характеристике двигателя и соответствующий данной тяговой мощности. Удельный расход топлива подсчитывается с точностью до грамма.

1.12. Тяговый КПД трактора

Тяговый КПД трактора определяется как отношение текущего значения тяговой мощности трактора $N_{кр}$ к соответствующей эффективности мощности двигателя N_e для любой m -й передачи.

Тяговый КПД является обобщающим параметром трактора, характеризующим совершенство его конструкции и технико-экономические показатели. Он определяется по формуле:

$$\eta_{Тm} = N_{кр.m} / N_e. \quad (1.21)$$

Результаты расчетов, произведенные в разделах 1.5 - 1.12, для номинального режима работы двигателя, заносятся в таблицу 1.3. В пояснительной записке приводится расчет только для одной (первой или второй) основной передачи.

Таблица 1.3 – Основные расчетные данные технической характеристики трактора при работе на номинальном режиме

Показатели	Передачи								
	замед- ленные		основные					транспортные	
	1	2	1	2	3		z	пром.	мах.
1. Передаточные числа трансмиссии, i									
2. Передаточные числа коробки передач, i_K									
3. Теоретическая скорость, V_T , км/ч									
4. Касательная сила тяги, P_k , кН									
5. Сила тяги на крюке, $P_{кр}$, кН									
6. Величина буксования, δ									
7. Рабочая скорость, V , км/ч									
8. Тяговая мощность, $N_{кр}$, кВт									
9. Удельный расход топлива, $g_{кр}$, г/кВт ч									
10. Тяговый КПД трактора, η_T									

1.13. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора

Определив основные параметры, можно приступить к расчету и построению теоретической тяговой характеристики трактора, с помощью которой можно получить наглядное представление о тяговых и топливно-экономических показателях на различных режимах его работы.

Тяговая характеристика – это графическое изображение зависимости основных показателей трактора от нагрузки на крюке, на

разных передачах для определенного почвенного фона (стерня, залежь и т. д.):

$$N_{кр}, V, G_T, g_{кр}, \delta, \eta_T = f(P_{кр}). \quad (1.22)$$

Существуют разные способы построения теоретической тяговой характеристики (1,5,7,8,9). В данном случае рассмотрен аналитический способ построения тяговой характеристики трактора с использованием графика регуляторной характеристики двигателя (7,8).

Теоретическая тяговая характеристика состоит из двух частей – верхней и нижней. В верхней части расположена непосредственно тяговая характеристика трактора; в нижней, вспомогательной, части – характеристика двигателя в функции от крутящего момента:

$$N_e, G_T, n = f(M_k).$$

Аналитический расчет и графическое построение теоретической тяговой характеристики производится в следующей последовательности: на листе миллиметровой бумаги (формат А1 или А2. Рис. 1.2) наносят оси координат с началом координат в точке 0. По оси абсцисс от начала координат размещают шкалу силы тяги на крюке ($P_{кр}$) в выбранном масштабе – это будет верхняя шкала оси абсцисс (построение этой части можно начать уже после расчета раздела 1.7, а после 1.8 – построить график буксования трактора – $\delta = f(P_{кр})$, тем более что расчет разделов 1.9 и других без графика буксования невозможен.

Затем по оси абсцисс влево от точки 0 откладывают отрезок, равный силе $P_f = f \cdot G$, в том же масштабе, что и сила $P_{кр}$. Получают новую точку 0' – это начало координат для нижней вспомогательной части графика: по нижней шкале на оси абсцисс от точки 0' будут откладываться значения касательной оси тяги $P_k = P_f + P_{кр}$, т.е. одна и та же точка на оси абсцисс будет по верхней шкале – $P_{кр}$, а по нижней – P_k .

Для дальнейшего расчета и построения тяговой характеристики необходимо подготовить таблицу по форме таблицы 1.4.

Для сокращения объема работ расчет и построение тяговой характеристики можно проводить только для трех передач, охватывающих тяговый диапазон трактора, как правило, через одну или две передачи, что зависит от общего их числа.

При расчете и построении каждой передачи число расчетных точек должно быть не менее 6–8, чтобы получить более правильные очертания кривых на тяговой характеристике трактора.

Построение нижней части характеристики. В таблицу 1.4 (первые четыре столбца; строки 4-7) заносят данные регулярной характеристики дизеля из таблицы 1.1 от M_n до M_{Kmax} - эти данные для всех передач постоянные. Первые три строки до M_n заполняют после построения кривых N_e, G_T и n . Теперь по формулам (1.13) и (1.14) определяют значение P_{kj} , соответствующие величине M_{kj} .

По оси абсцисс в принятом масштабе от начала координат O' откладывают величины $P_{кн}$ и P_{Kmax} , соответствующие M_n и M_{Kmax} (рис.1.2); через полученные точки проводят линии, перпендикулярные оси абсцисс, вверх и вниз, которые характеризуют номинальный и максимальный режим работы трактора на каждой передаче.

Далее по оси ординат вниз от O' наносят масштабные шкалы параметров двигателя: N_e, G_T, n и производят их построение в зависимости от силы P_k , которая прямо пропорциональна моменту M_k , для каждой передачи. При этом образуются пучки одноименных кривых, исходящих из центров, лежащих на ординате, проходящей из начала координат O' (когда $P_k = 0, M_k = 0$), что соответствует режиму работы двигателя на холостом ходу ($N_e = 0; G_T = G_{Tx}; n = n_x$).

При $P_k > 0 (M_k > 0)$ на участке регулярной ветви пучки одноименных кривых расходятся прямыми линиями до точек перегиба (вершин) всех показателей регуляторной характеристики двигателя, которые находятся на горизонтальных прямых соответствующих, $N_{emax}, G_{Tmax}, n_{н.}$. А по вертикали это соответствует номинальному значению $P_{кн}$ ($P_{кр.н}$), то есть номинальному моменту двигателя M_n на разных передачах.

Кривые, расположенные в не регуляторной зоне, в пределах от M_n до M_{Kmax} строятся по расчетным точкам регуляторной характеристики двигателя (табл. 1.4, рис. 1.2).

Все кривые N_e, G_T, n заканчиваются при P_{Kmax} ($P_{кр.max}$), т.е. при M_{Kmax} соответствующих передачах.

Расчет и построение верхней части теоретической тяговой характеристики трактора начинаются с режима $P_{кр} = 0$, соответствующего холостому ходу трактора. Для этого, из начала координат 0 перпендикулярно оси абсцисс проводят вниз луч до пересечения с линиями N_e, G_T , и регулярной характеристики двигателя необходимой передачи; из точек пересечения a, b, c (например, для первой передачи) проводят линии, параллельные оси абсцисс, на соответствующие шкалы N_e, G_T , n . Полученные показатели двигателя (N_{e1}, G_{T1} , n_1), соответствуют работе трактора на холостом ходу ($P_{кр} = 0$) на первой передаче и записываются в первую строку таблицы 1.4.

Зная величину n_1 при $P_{кр} = 0$, по формуле (1.12) подсчитывают теоретическую скорость движения трактора V_{T1} на холостом ходу; она равна действительной скорости V_1 (так как $\delta = 0$) и является начальной точкой ∂ построения кривой действительной скорости на тяговой характеристике.

Далее принимают два значения $P_{кр}$ в пределах $0 < P_{кр} < P_n$ (приблизительно $0,5P_n$ и $0,75 \dots 0,8P_n$) и, аналогично вышеизложенному, определяют показатели двигателя N_e, G_T, n , заполняя вторую и третью строки; остальные точки тяговой характеристики соответствуют точкам регуляторной характеристики от $P_n(M_n)$ до $P_{кр\max}(M_{к\max})$. Для каждого значения $P_{кр}$ определяют величину буксования по кривой $\delta = f(P_{кр})$, затем определяют V_T и V для каждого значения $P_{кр}$ по формулам (1.12) и (1.18). Тяговую мощность $N_{кр}$ подсчитывают по формуле (1.19) и записывают в соответствующий столбец, в соответствующую $P_{кр}$ строку.

Таким же образом определяют $g_{кр}$ и η_T по формулам (1.20) и (1.21).

После получения расчетных данных в таблице 1.4 для одной передачи строят тяговую характеристику трактора для данной передачи согласно выражения (1.22).

Аналогично производят расчет и построение для других передач. После завершения всех расчетов и построения, теоретическая тяговая характеристика будет иметь вид, показанный на рис. 1.2 (пример, в нашем случае, для гусеничного трактора класса 30 кН).

Таблица 1.4 – Расчетные данные для построения теоретической тяговой характеристики трактора

Но- мер пере- дачи	Но- мер расче- тной точки	Данные регуляторной характеристики дизеля				Результаты расчета теоретической тяговой характеристики							
		n , об/мин	N_e , кВт	G_T , кг/ч	M_k , Нм	P_k , кН	P_{kp} , кН	V_T , км/ч	δ	V , км/ч	N_{kp} , кВт	g_{kp} , г/ кВт ч	η_T
II	1	n_1	N_{e1}	G_{T1}	M_{k1}	P_f	O	V_{T1}	O	V_1	O	∞	O
	2												
	3												
	4	n_H	$N_{e\max}$	$G_{T\max}$	M_H	P_{kH}	P_{kpH}						
	5												
	6												
	7				$M_{k\max}$	$P_{k\max}$	$P_{kp\max}$						
IV	1												
	...												
	...												
	7												

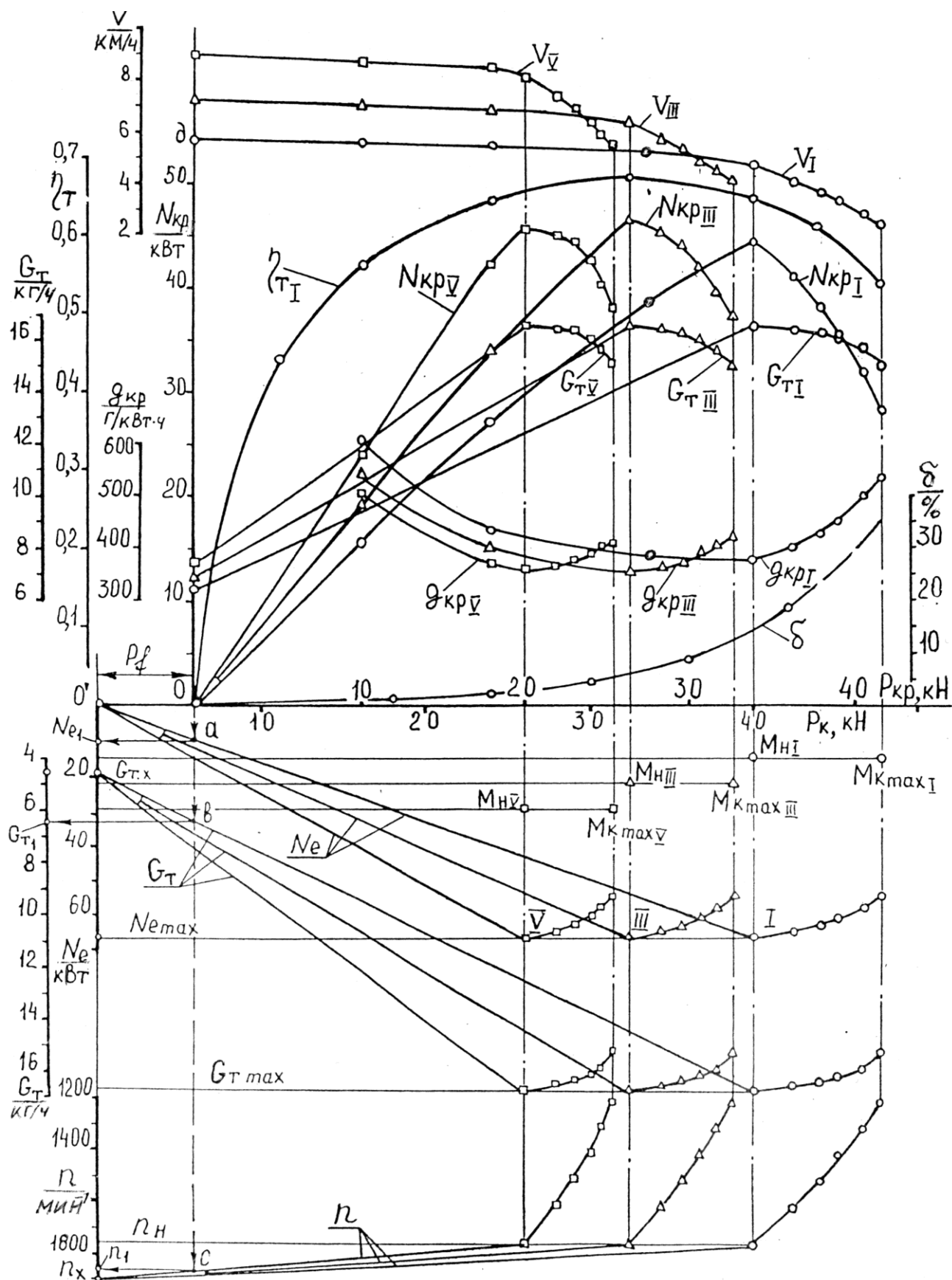


Рисунок 1.2 – Теоретическая тяговая характеристика гусеничного трактора класса 3,0 (30 кН). Фон поля: под посев.

1.14. Мощностной баланс трактора

После построения теоретической тяговой характеристики трактора составляют баланс мощностей трактора на каждой передаче для установившегося номинального режима работы.

Мощностной (энергетический) баланс трактора представляет собой уравнение, показывающее, как расходуется во время работы мощность, развиваемая двигателем.

При установившейся работе трактора на горизонтальном участке без отбора мощности через ВОМ уравнение мощностного баланса имеет вид:

$$N_e = N_{Tp} + N_{\delta} + N_f + N_{kp}. \quad (1.23)$$

где N_e - эффективная мощность двигателя; N_{Tp} - потери мощности на трение в трансмиссии; N_{δ} - затраты мощности на буксование ведущих органов; N_f - затраты мощности на качение трактора; N_{kp} - полезная тяговая мощность трактора.

Составляющие мощностного баланса можно определить по следующим зависимостям:

$$N_{Tp} = N_e(I - \eta_{Tp}), \quad (1.24)$$

где η_{Tp} - КПД трансмиссии; для гусеничного трактора – $\eta_{TpГ}$;

$$N_{\delta} = \delta N_{\kappa}, \quad (1.25)$$

где N_{κ} - мощность, подводимая к ведущим органам;

$$N_{\kappa} = \eta_{Tp} N_e \quad \text{или} \quad N_{\kappa} = N_e - N_{Tp}. \quad (1.26)$$

$$N_f = \frac{f m_{\Sigma} g V}{3600} = \frac{P_f V}{3600}, \quad (1.27)$$

где V - действительная скорость движения, км/ч;

N_{kp} – подсчитана ранее, в разделе 1.10, таблица 1.3.;

Результаты расчетов заносятся в таблицу 1.5.

При правильном расчете величина суммы затрат мощности $\sum N$ должна быть равна номинальной мощности двигателя или отличаться от нее не более чем на 1% с учетом округлений.

Таблица 1.5 – Мощностной (энергетический) баланс трактора

Затраты мощности	Передача									
	I		II		III				Z	
	кВт	%	кВт	%	кВт	%			кВт	%
N_{Tp}										
N_{δ}										
N_f										
$N_{кр}$										
$N_e = \sum N$										

1.15. Анализ тяговой характеристики трактора

Построенную тяговую характеристику необходимо проанализировать для оценки полученных показателей тяговой характеристики, исследования характера их изменения в зависимости от нагрузки на крюке, а также для выяснения влияния, оказываемого на них различными факторами.

На кривых тяговой характеристики каждой передачи можно выделить три характерных режима работы трактора:

- режим работы трактора на холостом ходу, $P_{кр} = 0$;
- режим работы при номинальной нагрузке, $P_{кр} = P_n$;
- режим работа при максимальной нагрузке, $P_{кр} = P_{кр.макс}$.

Работе трактора при нагрузках $0 < P_{кр} < P_n$ соответствует работе двигателя на регуляторной ветви. Максимальное значение тяговой мощности $N_{кр}$ на каждой передаче достигается при максимальной мощности двигателя и соответствует номинальному режиму работы и двигателя, и трактора. При увеличении нагрузки на крюке $P_{кр} > P_n$ трактор работает с перегрузкой до $P_{кр.макс}$, что соответствует работе двигателя на безрегуляторной ветви.

Топливная экономичность трактора зависит от экономичности двигателя, степени его загрузки и тягового КПД трактора. Между

удельным расходом двигателя g_e и удельным расходом трактора $g_{кр}$ существует следующая зависимость:

$$g_e = g_{кр} \eta_T.$$

Для оценки топливной экономичности трактора рекомендуется рассматривать влияние на $g_{кр}$ изменения $N_{кр}$ в пределах от 100 до 50% на каждой передаче, а также изменения $N_{кр}$ при перегрузках, т.е. до $P_{кр.max}$.

По тяговой характеристике, если известно (задано) тяговое усилие агрегатируемой машины, необходимо уметь правильно выбирать такую передачу, при работе на которой для заданного усилия можно получить лучшие тяговые и топливно-экономические показатели трактора.

1.16. Потенциальная тяговая характеристика трактора

Потенциальная тяговая характеристика строится путем графического изображения мощностного баланса трактора в зависимости от нагрузки на крюка. При этом предполагается, что трактор имеет бесступенчатую трансмиссию, которая позволяет всегда загружать двигатель на номинальную мощность благодаря автоматическому изменению скорости движения при изменении тяговой нагрузки.

Расчет и построение потенциальной тяговой характеристики трактора осуществляется в следующей последовательности.

По оси абсцисс (рис. 1.3) откладывают величину $P_{кр}$ в соответствующем масштабе до значения максимальной тяговой силы $P_{кр.max}$. По оси ординат откладывают значение номинальной мощности двигателя; через полученную точку проводят линию, параллельную оси абсцисс. Затем на график наносят кривую буксования $\delta = f(P_{кр})$ с графика тяговой характеристики, рассчитанную ранее.

По формуле (1.24) подсчитывают потери мощности в трансмиссии и откладывают величину $N_{тр}$ вниз от верхней горизонтальной линии, считая, что потери в трансмиссии постоянны при всех $P_{кр}$.

В таблице 1.6 принимают значения $P_{кр}$ от 0 до $P_{кр. max}$ через равные интервалы (6...8 точек). Для каждого значения подсчитывают величину теоретической скорости по формуле:

$$V_T = \frac{3600 N_{\kappa}}{P_{кр} + f G}, \text{ км/ч}, \quad (1.28)$$

где N_{κ} мощность, подводимая к ведущим колесам, определяемая из графика или по формуле (1.26); fG - сила сопротивления качению трактора, принимается постоянной величиной при всех $P_{кр}$, Н.

Таблица 1.6 – Расчет потенциальной характеристики трактора

$P_{кр, Н}$	$V_T, \text{ км/ч}$	δ	$V, \text{ км/ч}$	$N_{Tp}, \text{ кВт}$	$N_{\delta}, \text{ кВт}$	$N_f, \text{ кВт}$
0						
$P_{кр. max}$						

По полученным данным результатам на график наносят кривую $V_T = f(P_{кр})$. Зная V_T и δ для каждого значения $P_{кр}$, подсчитывают действительные скорости V и заносят результаты в соответствующий столбец.

Величину мощности N_{δ} для каждого $P_{кр}$ подсчитывают по формуле (1.25) и откладывают вниз от горизонтали N_{κ} ; мощность N_f , определяют по формуле (1.27) и откладывают вниз от мощности N , оставшейся после вычисления N_{Tp} и N_{δ} :

$$N = N_H - N_{Tp} - N_{\delta}$$

Полученная в результате построения кривая мощности $N_{кр} = f(P_{кр})$ и есть потенциальная тяговая характеристика трактора.

Каждая строка в таблице 1.6 или каждая ордината графика представляют собой соответственно расчетное и графическое изображение тягового баланса трактора при определенном тяговом усилии.

Кривая потенциальной тяговой характеристики трактора представляет собой в своем масштабе тяговый КПД- η_T трактора, если всю мощность N_H принять за единицу или 100%.

Максимальным значениям $N_{кр}$ и η_T соответствуют оптимальные значения $P_{кр}$ и V ; при этом сумма затрат мощности $N_\delta + N_f$ составляет минимальную величину.

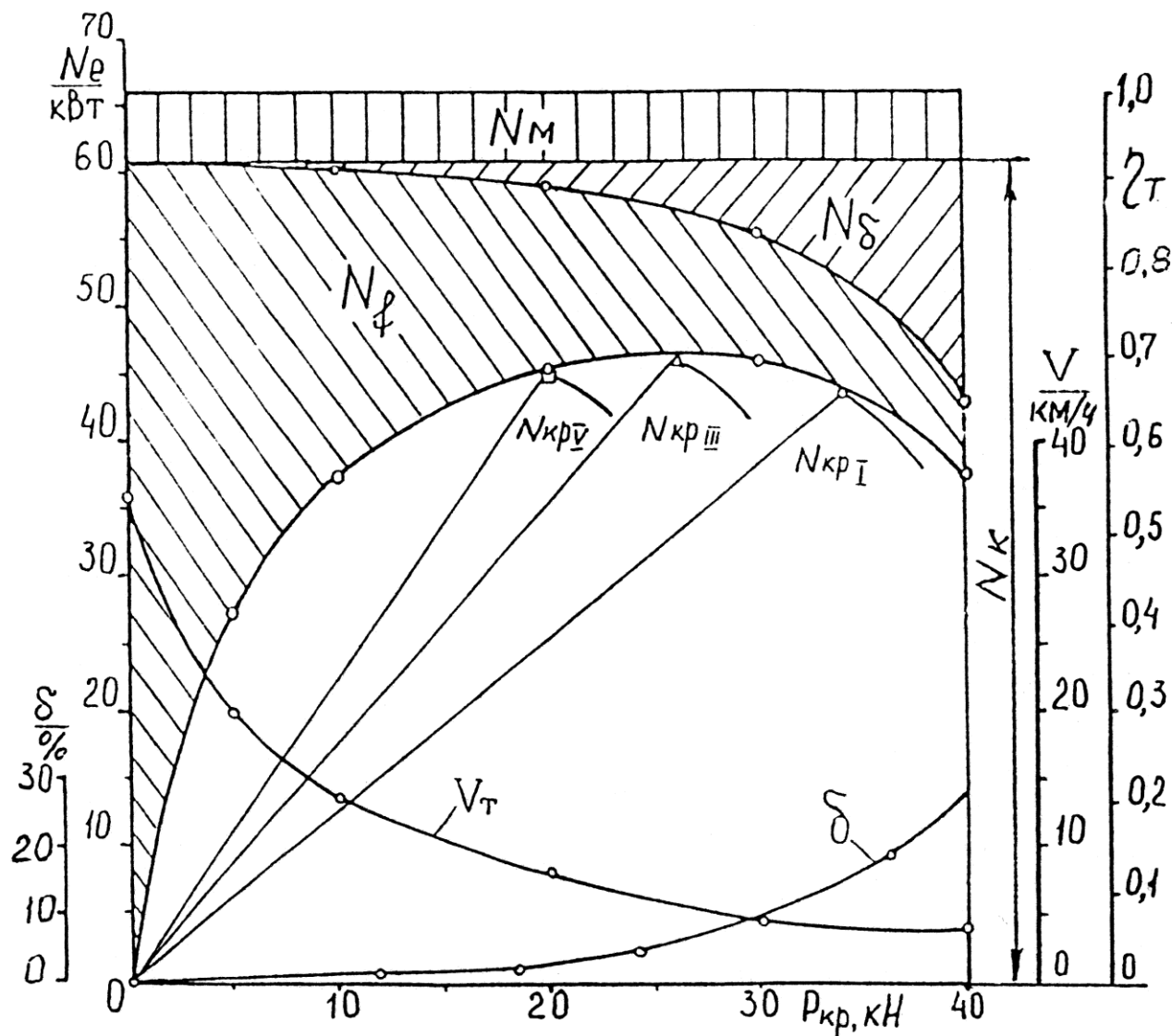


Рисунок 1.3 – Потенциальная тяговая характеристика трактора класса 3,0 (30 кН)

ЧАСТЬ II

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

При выполнении второй части курсового проекта определяют основные параметры автомобиля, обеспечивающие необходимые тяговые и скоростные качества его в заданных дорожных условиях, а также производят оценку топливной экономичности автомобиля в различных дорожных условиях.

Расчет производят по индивидуальному заданию в следующей последовательности.

2.1. Полная масса автомобиля

Массу полностью груженого автомобиля можно определить следующим образом:

грузового автомобиля - $m_a = m_0 + m_T + 75n$;

легкового автомобиля - $m_a = m_0 + m_T = m_0 + (m_\delta + 75n)$;

автобуса - $m_a = m_0 + m_\delta + 75n$.

где m_a - полная масса автомобиля, кг; m_0 - масса порожнего автомобиля, кг; m_T - грузоподъемность автомобиля (по заданию), кг; n - число пассажиров, включая водителя; 75 – масса одного пассажира, кг; m_δ - масса багажа (20 – 50 кг).

Массу порожнего автомобиля принимают по прототипу (для автобуса) или находят из соотношения: $m_T/m_0 = \Gamma$, где Γ - коэффициент грузоподъемности. Для большинства легковых автомобилей $\Gamma = 0,28 \dots 0,40$; для грузовых – $0,9 \dots 1,2$.

Тогда вес, или сила тяжести, полностью груженого автомобиля равен:

$$G_a = m_a g, \text{ Н,}$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

2.2. Подбор шин и определение радиуса колеса

Подбор шин производится по справочным данным [6] или по таблице 7 (Приложения) в зависимости от нагрузки, приходящейся на колесо, и максимально допустимой скорости; можно принимать шины по данным предполагаемого автомобиля-прототипа.

Примерное распределение полного веса автомобиля между осями приведено в таблице 2.1.

Нагрузка на одно колесо определяется по формуле:

$$G_{\text{кол}} = \frac{\lambda_{\text{к}} G_{\alpha}}{n_{\text{к}}} \text{ Н},$$

где $\lambda_{\text{к}}$ - коэффициент нагрузки ведущих колес в сотых долях;

$n_{\text{к}}$ - число колес на ведущей оси.

Таблица 2.1 – Распределение полного веса автомобиля между осями, в %

Тип автомобиля	Передняя ось ($\lambda_{\text{п}}$)	Задняя ось ($\lambda_{\text{к}}$)
Грузовые 4х2	25	75
Грузовые 6х4	20	80
Легковые	47	53

Подобрав тип и размеры шины, для практических расчетов, можно принять радиус качения $r_{\text{к}}$ равным статическому радиусу колеса, значения которого приводятся в справочных данных по шинам [6].

Если в таблицах по шинам приводятся наружный диаметр шины без нагрузки d_0 , то динамический радиус $r_{\text{к}}$ можно подсчитать следующим образом:

$$r_{\text{к}} = \lambda_{\text{ш}} 0,5d_0,$$

где $\lambda_{\text{ш}}$ - коэффициент деформации шины (можно принимать равным – 0,93...0.935).

2.3. Расчет мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя

Мощность двигателя N_e , необходимую для движения полностью нагруженного автомобиля с максимальной скоростью в определенных дорожных условиях, определяют по формуле:

$$N_e = \frac{V_{\text{max}}}{3600\eta_{\text{тр}}} \left(\psi G_a + \frac{k F V_{\text{max}}^2}{13} \right) \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

где $V_{\max}$ - заданная максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче, км/ч; G_a - сила тяжести автомобиля с грузом, Н; ψ - приведенный коэффициент дорожного сопротивления,

$$\psi = f + i,$$

здесь f - коэффициент сопротивления качения; i - величина подъема.

Равномерное движение с $V_{\max}$ возможно при движении автомобиля по асфальтированному шоссе или гравийно-щебеночной дороге, когда $f = 0.015 \dots 0.025$; кроме того, должен быть запас мощности двигателя для преодоления небольших подъемов $i = 0.01 \dots 0.015$ без заметного снижения скорости движения автомобиля.

Таким образом, можно принимать:

$\psi = 0.025 \dots 0.04$, ближе к верхнему или верхний предел — для грузовых автомобилей; k - коэффициент обтекаемости лобового сопротивления автомобиля, $\text{Нс}^2/\text{м}^4$; F - площадь лобового сопротивления автомобиля, м^2 ; (значения k и F принимаются в зависимости от типа автомобиля по таблице 3, **Приложения**); $\eta_{\text{тр}}$ - механический КПД трансмиссии, подсчитывается, как и для трактора, по формуле (I.5), при этом учитывается КПД карданной передачи $\eta_{\text{кп}} = 0.99$.

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_x \eta_{\text{ц}}^n \eta_{\text{к}}^m \eta_{\text{кп}}.$$

Для обеспечения необходимого запаса мощности и динамического фактора в области средних эксплуатационных скоростей движения автомобиля определяют максимальную мощность двигателя по формуле:

$$N_{e\max} = (1.05 \dots 1.10) N_e, \text{ кВт}$$

Полученная величина округляется до целого числа.

Максимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя, соответствующую $N_{e\max}$ определяют через коэффициент оборотности, равный отношению частоты вращения коленчатого вала двигателя к соответствующей скорости движения автомобиля на прямой передаче:

$$\tau_n = \frac{n_{\max}}{V_{\max}}, \text{ мин}^{-1}/(\text{км/ч}). \quad (2.2)$$

Средние значения коэффициента оборотности τ_n можно принимать: для легковых автомобилей — 20 . . . 30; для грузовых

автомобилей с бензиновым двигателем - 40...50; для грузовых автомобилей с дизельным двигателем - 30...40.

Принимая определенное значение τ_n , определяют максимальную частоту вращения коленчатого вала двигателя из выражения (2.2):

$$n_{\max} = \tau_n V_{\max}.$$

Полученную величину округляют до двух последних нулей.

2.4. Расчет и построение скоростной внешней характеристики двигателя

С некоторой погрешностью скоростная внешняя характеристика для бензинового четырехтактного двигателя может быть определена и построена по следующим данным:

$n, \%$	20	40	60	80	100	120
$n, \text{ мин}^{-1}$						
$N_e, \%$	20	50	73	92	100	92
$N_e, \text{ кВт}$						

Для дизельных автомобильных четырехтактных двигателей зависимость мощности от оборотов можно принять следующую:

$n, \%$	20	40	60	80	100	110
$n, \text{ мин}^{-1}$						
$N_e, \%$	17	41	67	87	100	0
$N_e, \text{ кВт}$						

Полученные, в результате расчета, $N_{e\max}$ и $n_{\max}$ принимаем за 100%.

Для каждого скоростного режима работы двигателя подсчитываем крутящий момент двигателя:

$$M_{Ki} = \frac{9550 N_{ei}}{n_i}, \text{ Нм},$$

где N_{ei} - мощность, соответствующая скоростному режиму работы двигателя.

Кривая удельного расхода топлива рассчитывается по следующим данным:

$n, \%$	20	40	60	80	100	110 (для дизельных)	120 (для бензиновых)
$n, \text{мин}^{-1}$							
$g_e, \%$	110	100	95	95	100	∞	115
$g_e, \text{г/кВт ч}$							

За 100 % удельного расхода топлива при 100 % n следует принимать $g_e=300...325$ г/кВт ч для бензиновых двигателей со степенью сжатия 6,5...7,0; для дизельных двигателей – 225...250 г/кВт ч.

Часовой расход топлива для каждого скоростного режима работы двигателя подсчитывают по формуле:

$$G_{Ti} = g_{ei} N_{ei} 10^{-3} \text{ кг/ч.} \quad (2.3)$$

Если двигатель дизельный, то расход топлива на холостом ходу при $n=110\%$ принимают:

$$G_{T.x} = (0.25...0.30) G_{T_{\max}} \text{ кг/ч,}$$

где $G_{T.x}$ - часовой расход топлива, соответствующий $N_{e_{\max}}$ при $n=100\%$.

Результаты расчета рекомендуется свести в общую таблицу, по которой строится скоростная внешняя характеристика бензинового (дизельного) двигателя.

Таблица 2.2 – Скоростная внешняя характеристика двигателя

Показатель	$0,2 n_{\max}$	$0,4 n_{\max}$	$0,6 n_{\max}$	$0,8 n_{\max}$	$n_{\max}$	$1,2(1,1) n_{\max}$
$n, \text{мин}^{-1}$						
$N_e, \text{кВт}$						
$M_K, \text{Н м}$						
$g_e, \text{г/кВт ч}$						
$G_T, \text{кг/ч}$						

На рис. 2.1 и 2.2 в качестве примера показаны скоростные характеристики бензинового и дизельного двигателей:

$$N_e, M_K, G_T, g_e = f(n).$$

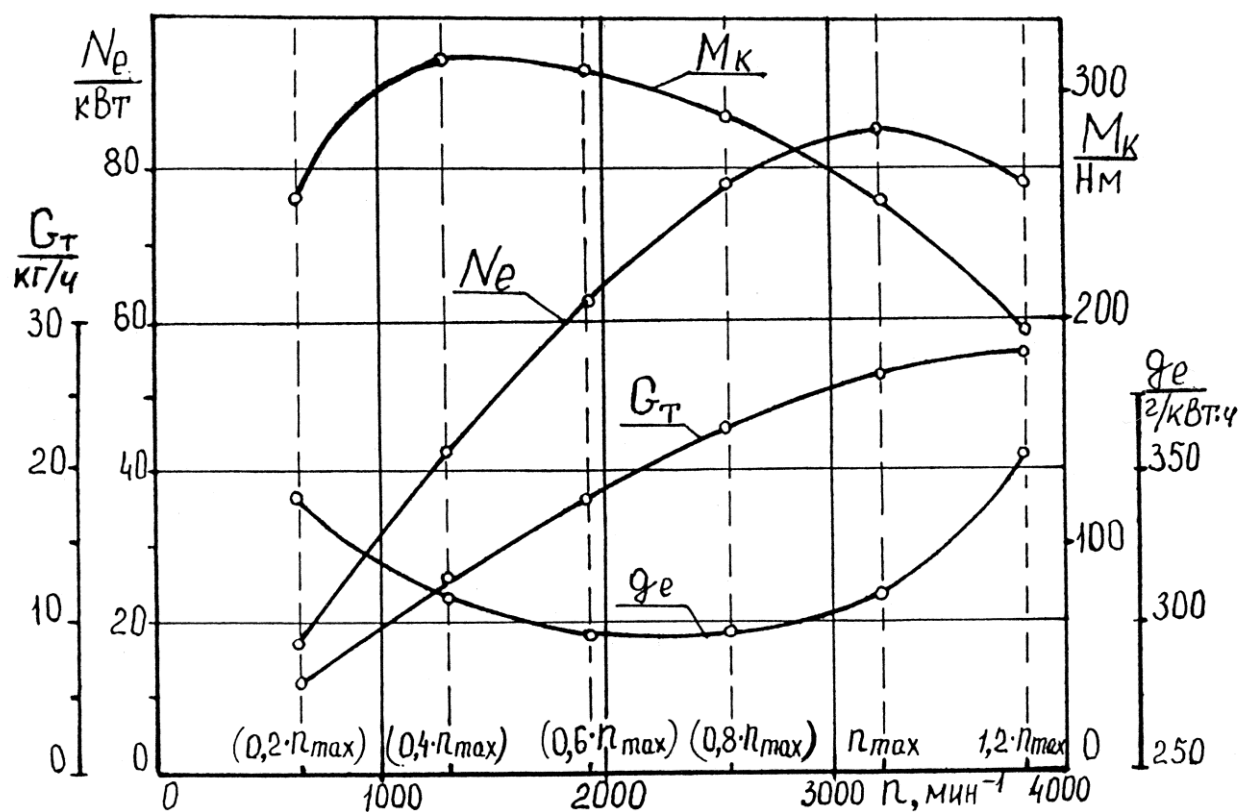


Рис. 2.1. Скоростная внешняя характеристика бензинового двигателя

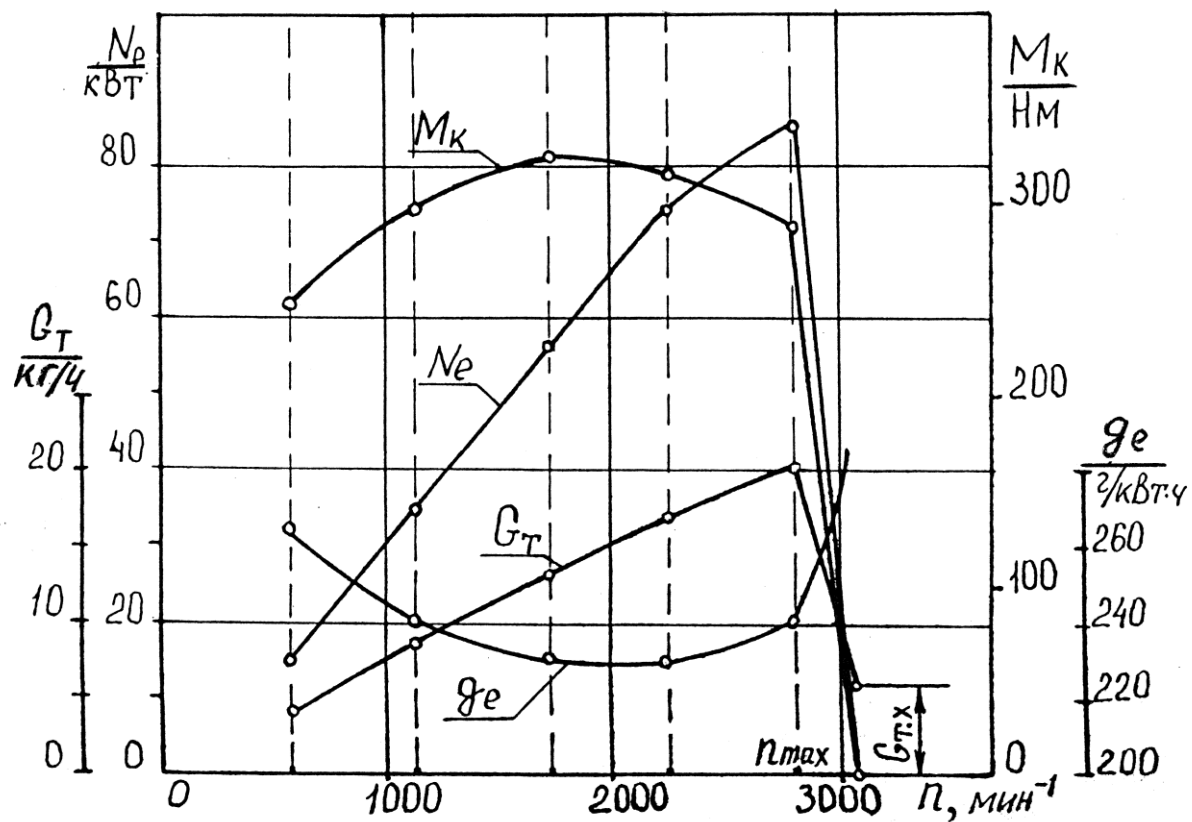


Рисунок 2.2 – Скоростная регуляторная характеристика дизеля

2.5. Определение передаточного числа главной передачи

Пользуясь выражением (1.12) для расчета теоретической скорости движения автомобиля, запишем:

$$V = 0.377 \frac{n_{\max} r_K}{i_K i_0}, \text{ км/ч,}$$

где i_K - передаточное число коробки передач; i_0 - передаточное число главной передачи.

Передаточное число главной передачи i_0 рассчитывают из условия движения автомобиля с максимальной заданной скоростью на прямой передаче, когда $i_K = 1$.

$$\text{Тогда} \quad i_0 = 0.377 \frac{n_{\max} r_K}{V_{\max}}, \quad (2.4)$$

где $n_{\max}$ - частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной скорости движения автомобиля на прямой передаче. Обычно у легковых автомобилей $i_0 < 5$, у грузовых $i_0 < 9$.

2.6. Расчет передаточных чисел коробки передач

При расчете передаточных чисел коробки передач вначале определяют передаточное число на первой передаче.

Исходя из условия обеспечения преодоления максимального заданного дорожного сопротивления движению автомобиля, имеем следующую зависимость:

$$P_{K\max} = \frac{M_{K\max} i_{K1} i_0 \eta_{Tp}}{r_K} \geq \psi_{\max} G_a. \quad (2.5)$$

Отсюда передаточное число коробки передач на первой передаче i_{K1} будет равно:

$$i_{K1} \geq \frac{G_a \psi_{\max} r_K}{M_{K\max} \eta_{Tp} i_0}, \quad (2.6)$$

где G_a - сила тяжести автомобиля с грузом, Н; $\psi_{\max}$ - приведенный максимальный коэффициент дорожного сопротивления (**по заданию**); $M_{K\max}$ - максимальный крутящий момент двигателя по скоростной внешней характеристике, Нм; η_{Tp} - КПД трансмиссии; i_0 - передаточное число главной передачи; r_K - радиус качения колес, м.

Из условия по сцеплению ведущих колес с дорогой передаточное число первой передачи должно исключать их буксование, которое может возникнуть при максимальной касательной силе тяги $P_{K\max}$, т.е.:

$$P_{K\max} \leq \varphi \lambda G_a, \quad (2.7)$$

где λ - коэффициент нагрузки ведущих колес (из таблицы 2.1); φ - коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой (для сухой дороги $\varphi=0,6 \dots 0,7$).

Выражение (2.7) преобразуем по аналогии с зависимостями (2.5) и (2.6). Получим передаточное число на первой передаче по сцеплению:

$$i_{K_1\varphi} \leq \frac{\varphi \lambda G_a r_K}{M_{K\max} \eta_{Tp} i_0}. \quad (2.8)$$

Таким образом, передаточное число первой ступени коробки передач i_{K_1} должно лежать в пределах, обуславливающих преодоление автомобилем максимального дорожного сопротивления и отсутствие буксования ведущих колес.

Передаточные числа промежуточных передач образуют ряд отношений, подчиняющихся закону геометрической прогрессии, так как при этом достигаются интенсивный разгон автомобиля и, как следствие, наибольшая производительность и экономичность его.

$$\frac{i_{K_1}}{i_{K_2}} = \frac{i_{K_2}}{i_{K_3}} = \frac{i_{K_3}}{i_{K_4}} = q, \quad (2.9)$$

где q - знаменатель геометрической прогрессии, который определяется по формуле:

$$q = \sqrt[Z]{\frac{i_{K_1}}{i_Z}},$$

так как высшая передача прямая, т.е. $i_Z = 1$.

Тогда
$$q = \sqrt[Z]{i_{K_1}},$$

где Z - число передач коробки (по заданию).

Передаточные числа коробки передач могут быть определены по зависимостям, приведенным в таблице 2.3.

Если задана пятиступенчатая коробка передач и пятая передача – повышенная (ускоряющая), то расчет ведется, как для четырехступенчатой коробки передач, считая прямой передачей четвертую, а

передаточное число пятой (повышенной), передачи принимается равным 0,65 . . . 0,80 и оказывается вне геометрического ряда.

Зная передаточные числа коробки передач и главной передачи, определяют передаточные числа трансмиссии для каждой передачи.

Таблица 2.3 –Расчетные зависимости для определения передаточных чисел коробки передач

Передача	Коробка передач			
	3-ступенчатая	4-ступенчатая	5-ступенчатая	
Первая	i_{K_1}	i_{K_1}	i_{K_1}	i_{K_1}
Вторая	$\sqrt{i_{K_1}}$	$\sqrt[3]{i_{K_1}^2}$	$\sqrt[4]{i_{K_1}^3}$	$\sqrt[3]{i_{K_1}^2}$
Третья	1	$\sqrt[3]{i_{K_1}}$	$\sqrt[4]{i_{K_1}^2}$	$\sqrt[3]{i_{K_1}}$
Четвертая	—	1	$\sqrt[4]{i_{K_1}}$	1
Пятая	—	—	1	(0,65...0,80)

2.7. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля

Динамической характеристикой автомобиля называется графическое изображение динамического фактора в зависимости от скорости движения автомобиля на различных передачах.

Динамический фактор (D) представляет собой отношение тягового запаса $P_K - P_W$ к силе тяжести автомобиля, т.е. удельный тяговый запас:

$$D = \frac{P_K - P_W}{G_a} = \frac{\frac{M_K i_K i_o \eta_{TP}}{r_K} - \frac{k F V^2}{13}}{G_a}, \quad (2.10)$$

где P_K - касательная сила тяги, Н; P_W - сила сопротивления воздуха, Н; G_a - сила тяжести автомобиля с грузом, Н.

С помощью динамического фактора (вследствие его относительности) можно сравнивать тягово-сцепные и разгонные свойства различных автомобилей независимо от их грузоподъемности и веса.

Величина динамического фактора зависит от характера протекания кривой крутящего момента двигателя, передаточного числа трансмиссии, скорости движения автомобиля и его массы.

Расчет динамической характеристики производится для всех передач в следующей последовательности.

В таблицу 2.4 заносят данные скоростной внешней характеристики двигателя n и M_K , которые являются постоянными для всех передач.

Для каждого скоростного режима работы двигателя подсчитывают скорость автомобиля на каждой передаче:

$$V_i = 0.377 \frac{n_i r_K}{i_K i_O}, \text{ км/ч.} \quad (2.11)$$

Далее определяют величину касательной силы тяги по передачам для каждого скоростного режима работы двигателя:

$$P_{Ki} = \frac{M_{Ki} i_K i_O \eta_{TP}}{r_K}, \text{ Н} \quad (2.12)$$

и силу сопротивления воздуха:

$$P_w = \frac{k F V_i^2}{13}, \text{ Н} \quad (2.13)$$

Затем подсчитывают динамический фактор (с точностью до 0,001) для каждой скорости движения на всех передачах:

$$D_i = \frac{P_{Ki} - P_{wi}}{G_a}. \quad (2.14)$$

Таблица 2.4

Результаты расчета динамической характеристики автомобиля

Показатели	$0,2 n_{\max}$	$0,4 n_{\max}$	$0,6 n_{\max}$	$0,8 n_{\max}$	$n_{\max}$
n , мин ⁻¹					
M_K , Н м					
I передача					
V , км/ч					
P_K , Н					
P_w , Н					
D					
D_o ($\Gamma=1$)					
II передача					
V , км/ч					
и т.д.					

Результаты расчетов сводят в таблицу 2.4 и строят динамическую характеристику автомобиля, т.е. кривые $D = f(V)$ для каждой передачи (рис. 2.3).

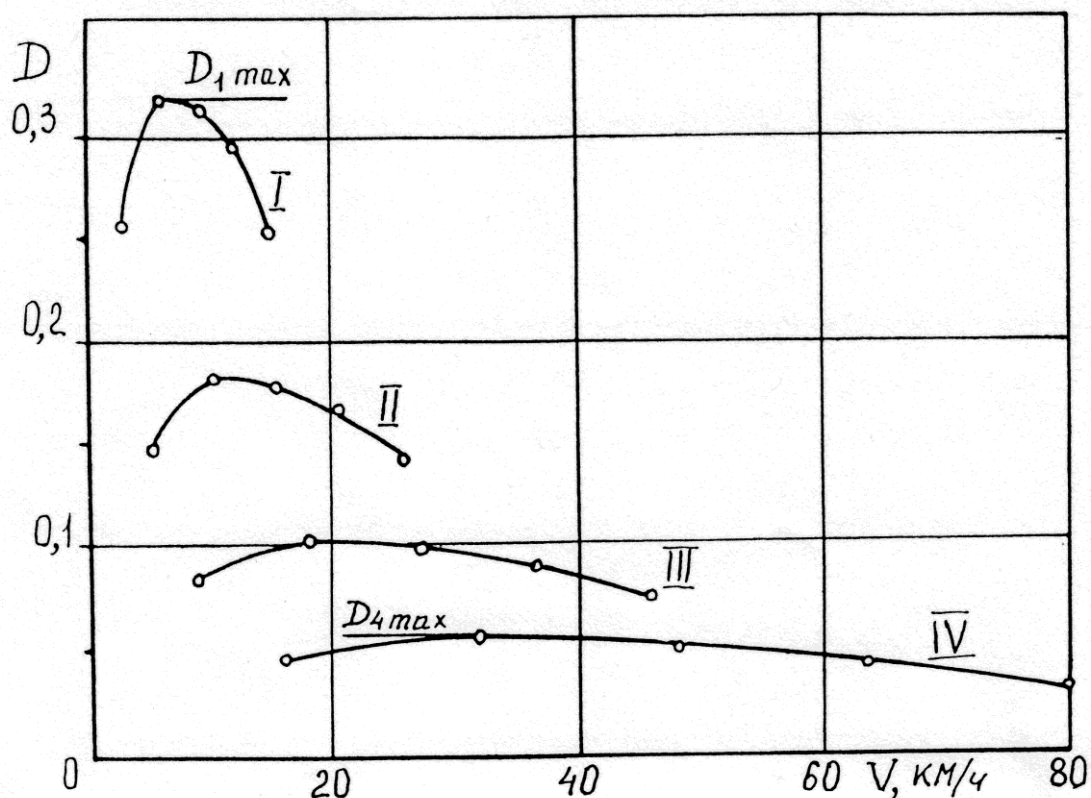


Рисунок 2.3 – Динамическая характеристика автомобиля

По динамической характеристике следует определить:

- а) максимальную скорость движения на прямой передаче по горизонтальному асфальтированному шоссе ($f = 0,015$);
- б) максимальный динамический фактор на низшей и высшей передачах;
- в) максимально возможные углы подъема автомобиля (в градусах) при движении на низшей и высшей передачах по асфальтированному шоссе ($f = 0,02$) и сухой грунтовой дороге ($f = 0,04$).

2.8. Расчет и построение экономической характеристики автомобиля

Одним из основных измерителей топливной экономичности эксплуатационного свойства принято считать количество топлива (Q_s) расходуемого на 100 км пути при размеренном движении с определенной скоростью в заданных дорожных условиях:

$$Q_s = \frac{g_e N_{ei}}{10V_i \gamma_T}, \text{ л/100 км,} \quad (2.15)$$

где g_e - удельный расход топлива соответствующий данному режиму работы двигателя, г/кВтч; N_{ei} - мощность, развиваемая двигателем при работе автомобиля в рассматриваемых условиях, кВт; V_i - скорость движения автомобиля, км/ч; γ_T - плотность топлива, кг/л (для бензина $\gamma_T=0,725$, для дизельного топлива $\gamma_T=0,825$ кг/л).

Эффективная мощность двигателя N_e , необходимая для движения в заданных дорожных условиях, определяется по формуле:

$$N_{ei} = \frac{V_i}{3600\eta_{TP}} (P_\psi + P_w) = \frac{V_i}{3600\eta_{TP}} \left(\psi G_a + \frac{k F V_i^2}{13} \right) \quad (2.16)$$

Удельный расход топлива g_e зависит от экономичности и режима работы двигателя, установленного на автомобиле. Значение этого показателя изменяется в широких пределах с изменением мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому режим работы при движении автомобиля существенно влияет на его топливную экономичность.

Для ориентировочных расчетов величину g_e можно определить по формуле:

$$g_e = k_n k_N g_{eN \max}, \quad (2.17)$$

где $g_{eN \max}$ - удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя из таблицы 2.2, для соответствующего скоростного режима работы двигателя; k_n, k_N - коэффициенты, учитывающие изменение в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и степени загрузки двигателя, соответственно

На рис. 2.4 а, б изображены зависимости

$$k_n = f \frac{n_i}{n_{\max}} ; k_N = f \frac{N_{ei}}{N_{ei.вн}} , \quad (2.18)$$

по которым можно определить численные значения коэффициентов k_n, k_N .

В зависимостях (2.18) n_i - текущее значение оборотов двигателя по скоростной внешней характеристике: $0,2 n_{\max}$, $0,4 n_{\max}$ и т.д.; $n_{\max}$ - частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая $V_{\max}$; N_{ei} - мощность двигателя, подсчитанная по формуле (2.16) для соответствующей скорости движения автомобиля; $N_{ei.вн}$ - мощность по скоростной внешней характеристике для соответствующего скоростного режима работы двигателя, из таблицы 2.2.

В курсовой работе расчет экономической характеристики выполняется для прямой передачи ($i_K = 1$) и трех различных дорожных сопротивлений ψ , которые можно принять равными следующим значениям динамического фактора для этой передачи: $\psi_1 \approx (0,7 \dots 0,9) D$; $\psi_2 \approx (1,0 \dots 1,3) D$; $\psi_3 \approx (1,3 \dots 1,6) D$. Здесь значение D равно при $V_{\max}$.

Порядок расчета экономической характеристики автомобиля следующий.

Подготавливают таблицу по форме таблицы 2.5.

Таблица 2.5 – Расчет экономической характеристики автомобиля

ψ (P_ψ)	n_i , мин ⁻¹	$N_{ei.вн}$, кВт	V_i , км/ч	$\frac{n_i}{n_{\max}}$	k_n	P_w , Н	N_{ei} , кВт	$\frac{N_{ei}}{N_{ei.вн}}$	k_N	g_e , г/кВтч	Q_s , л/100 км
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ψ_1 ($P_{\psi 1}$)				0,2 0,4 --/-- 1,0							
ψ_2 ($P_{\psi 2}$)				0,2 --/-- 1,0							

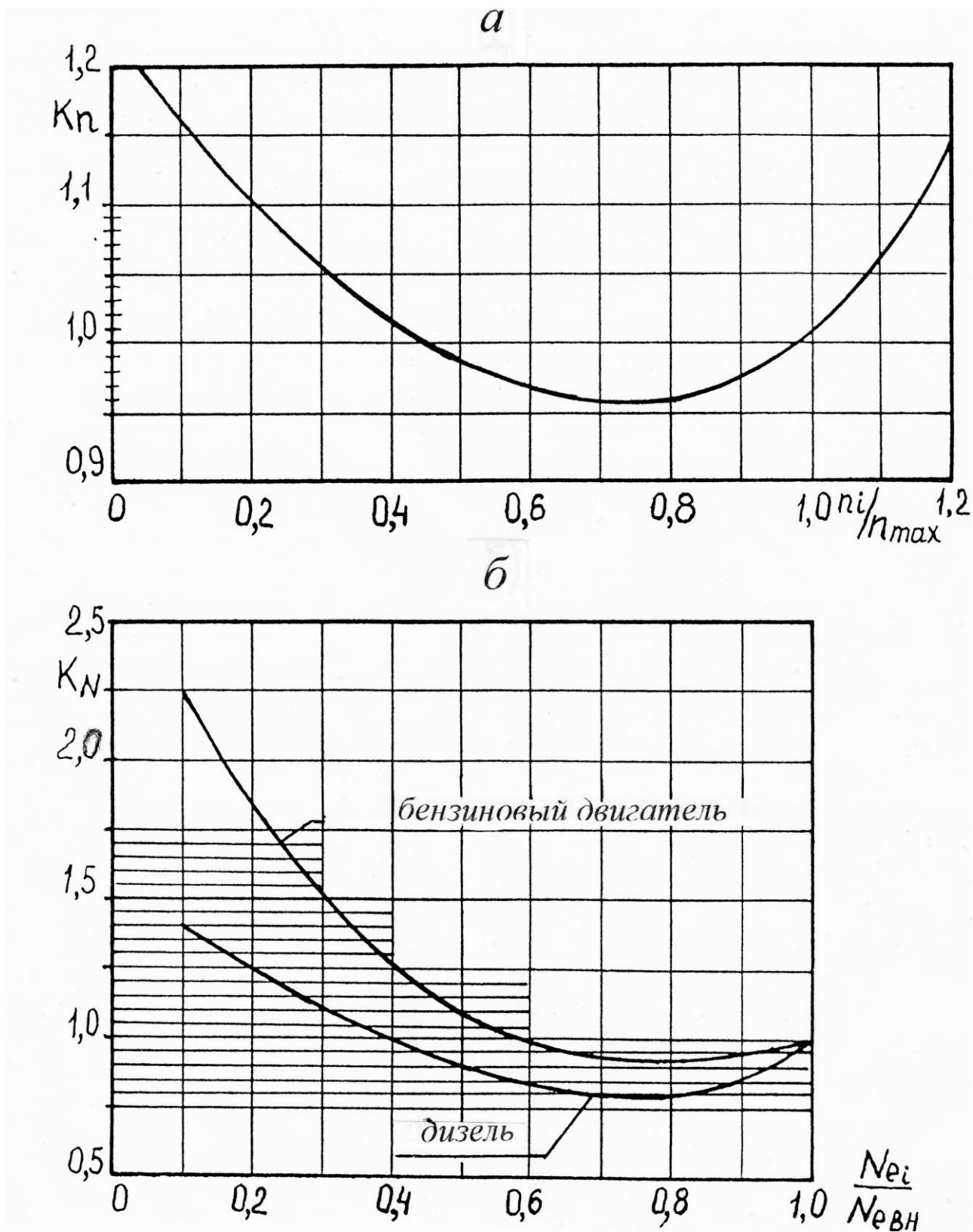


Рисунок 2.4 – Графические зависимости для выбора коэффициентов: *a* – k_n ; *б* – k_N .

Предварительно во второй и третий столбцы вносят данные n и N_e скоростной внешней характеристики (табл.2.2); в четвертый и седьмой столбцы – соответственно значения скорости (v_i) и силы сопротивления воздуха (P_w) для различных значений n_i на прямой передаче (из таблицы 2.4, формулы 2.11 и 2.13.). В соответствии отношением $\frac{n_i}{n_{\max}}$ по графику (рис.2.4. а) определяют значения k_n .

Далее по формуле (2.16) определяют величину N_{ei} для различных скоростей движения автомобиля для принятого дорожного сопротивления ψ_1 . Находят отношение $\frac{N_{ei}}{N_{ei.вн}}$ для соответствующей скорости движения по графику (рис.2.4,б) определяют величину k_N .

По формулам (2.17) и (2.15) рассчитывают удельный расход топлива g_e и расход топлива в литрах на 100 км пути.

Аналогично выполняют расчеты и для других дорожных сопротивлений ψ_2 и ψ_3 .

По данным таблицы 2.5 строят график экономической характеристики автомобиля $Q_s = f(V)$ для различных дорожных условий (рис.2.4).

Анализируя полученную экономическую характеристику, необходимо определить наиболее экономичные скорости движения для каждого дорожного сопротивления, отметить участки повышенных расходов топлива в зонах больших и малых скоростей движения, установить максимально возможные скорости движения в зависимости от дорожных сопротивлений, определить, какому типу пути соответствуют расчетные дорожные сопротивления.

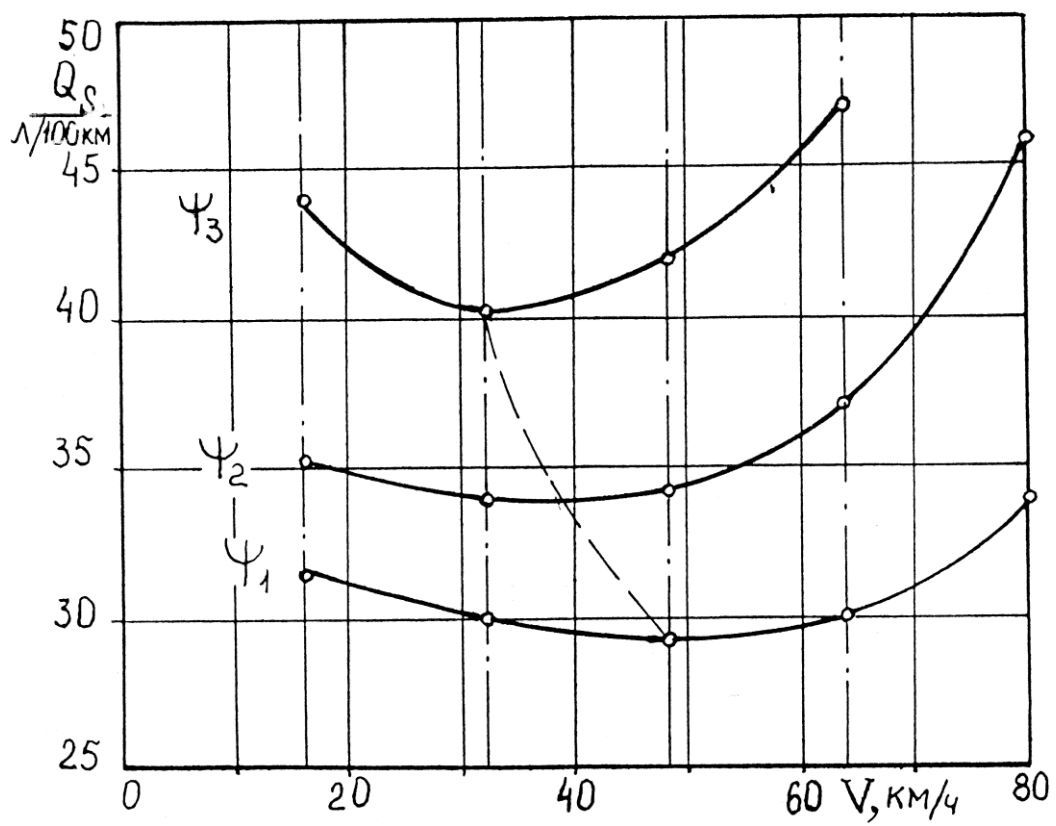


Рисунок 2.5 – Экономическая характеристика автомобиля

Список литературы

1. Гришко, Г.С. Теория и конструкция наземных транспортно-технологических машин. Расчет и проектирование механизмов грузоподъемных машин: учебное пособие / Г.С. Гришко. – Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2022. – 132 с.
2. Доценко, А.И. Строительные машины: учебник / А.И. Доценко, В.Г. Дронов. – Москва: ИНФРА-М, 2027. – 533 с
3. Жиздюк, А.А. Конструирование и расчет наземных транспортно-технологических машин: учебное пособие / А.А. Жиздюк, Л.А. Журавлева, М.В. Карпов. – Москва: ИНФРА-М, 2024. – 288 с.
4. Овтов, В.А. Детали машин, основы конструирования и подъемно-транспортные машины: учебное пособие / В.А. Овтов. – Пенза: ПГАУ, 2021. – 150 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1 – Коэффициенты сопротивления качению f и коэффициенты сцепления $\varphi_{сц}$ тракторов

Почвенный фон (тип пути)	Тракторы на пневматических шинах		Гусеничные тракторы	
	f	$\varphi_{сц}$	f	$\varphi_{сц}$
Грунтовая сухая дорога	0,03-0,05	0,6-0,8	0,05-0,07	0,9-1,1
Целина, плотная залежь	0,05-0,07	0,7-0,9	0,06-0,07	1,0-1,2
Залежь 2 – 3 лет	0,06-0,08	0,6-0,8	0,06-0,07	0,9-1,1
Стерня	0,08-0,10	0,6-0,8	0,06-0,08	0,8-1,0
Вспаханное поле	0,12-0,18	0,5-0,7	0,08-0,10	0,6-0,8
Поле, подготовленное под посев	0,16-0,18	0,4-0,6	0,09-0,12	0,6-0,7
Укатанная снежная дорога	0,03-0,04	0,3-0,4	0,06-0,07	0,5-0,7

Таблица 2 – Коэффициенты сопротивления качению f и коэффициенты сцепления $\varphi_{сц}$ автомобилей

Тип пути	f	$\varphi_{сц}$
Асфальтированное шоссе	0,015-0,020	0,60-0,75
Гравийно-щебеночная дорога	0,020-0,030	0,50-0,65
Сухая грунтовая дорога	0,030-0,500	0,50-0,70
Грунтовая дорога после дождя	0,050-0,150	0,35-0,50
Снежная укатанная дорога	0,030-0,040	0,30-0,35
Песок	0,100-0,300	0,65-0,75

Таблица 3 – Коэффициенты обтекаемости и лобовые площади автомобилей

Тип машины	Коэффициент обтекаемости автомобилей, K , Нс ² /м ⁴	Площадь лобовой поверхности, F , м ²
Легковые с закрытыми кузовами	0,15 ... 0,35	1,3 ... 2,8
Грузовые автомобили	0,5 ... 0,80	3,5 ... 6,5
Микроавтобусы, автобусы	0,25 ... 0,60	3,0 ... 7,5

Таблица 4 – Регуляторные характеристики дизелей колесных и гусеничных тракторов

n , мин ⁻¹	N_e , кВт	G_T , кг	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	G_T , кг	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	G_T , кг
1	2	3	1	2	3	1	2	3
1. Д-21А (Т-25К; Т-25А2)*			2. Д-120 (Т-16М)*			3. Д-37М (Т-40; Т-40А)*		
1100	13,0	2,8	1200	14,6	3,0	800	16,6	4,4
1300	14,9	3,3	1400	16,7	3,6	1000	21,0	5,8
1500	16,7	3,8	1600	19,0	4,2	1200	25,4	6,6
1600	17,6	4,1	1800	21,2	4,9	1400	27,6	7,1
1700	18,4	4,4	2000	23,5	5,6	1600	29,4	7,4
1800	0	1,1	2100	0	1,2	1750	0	2,5
4. Д-37-Е (Т-40М; Т-28Х)*			5. Д-50 (МТЗ-50Л; (МТЗ-52Л)*			6. Д-144 (Т-28Х4М)*		
1000	20,8	5,6	1200	33,3	9,3	1440	35,7	12,5
1200	26,3	7,4	1400	37,4	9,9	1500	37,0	13,5
1400	31,8	8,5	1500	38,8	10,1	1700	41,2	14,4
1600	34,5	9,1	1600	40,2	10,4	1850	44,0	14,8
1800	36,8	9,5	1700	40,3	11,1	2000	46,0	15,4
1960	0	2,9	1810	0	3,1	2200	0	2,0

7. Д-241Л (Т-70С)*			8. Д-240Л (МТЗ-80Л; МТЗ-82Л)*			9. СМД-14 (ДТ-75; Т-74)*		
1400	38,0	11,9	1400	40,4	12,8	1140	41,2	12,0
1600	43,0	12,2	1600	44,1	13,0	1200	44,1	12,5
1800	47,0	12,6	1800	48,5	13,2	1300	46,9	13,1
2000	50,0	13,1	2000	52,5	13,6	1500	51,9	14,2
2100	51,5	13,3	2200	55,9	14,0	1700	55,2	15,1
2250	0	3,6	2350	0	3,8	1810	0	3,2
10. А-41 (ДТ-75М)*			11. А-01 (Т-4)*			12. А-01М (Т-4А)*		
1100	49,3	14,0	1100	63,8	17,0	1020	64,3	18,0
1200	54,2	15,1	1200	70,6	18,0	1200	77,2	20,3
1300	57,4	15,8	1300	74,0	18,7	1450	88,9	22,0
1400	60,1	16,1	1400	78,0	19,0	1600	93,3	23,6
1500	62,5	16,3	1500	80,3	19,3	1700	95,6	24,0
1600	64,2	16,4	1600	81,0	20,0	1850	0	5,2
1750	66,2	16,6	1700	0	5,1			
1900	0	4,5						

Продолжение таблицы 4								
1	2	3	1	2	3	1	2	3
13. Д-130 (Т-130)*			14. Д-160 (Т-130)*			15.СМД-60 (Т-150)*		
700	69,9	17,0	800	80,0	19,0	1400	95,6	24,6
800	80,9	18,0	900	91,0	21,0	1600	107	26,8
900	91,9	20,0	1000	102,0	23,5	1800	112,5	27,5
1000	99,3	21,0	1100	110,0	25,3	2000	116,2	28,0
1070	103	22,5	1250	117,6	27,0	2100	0	6,0
1150	0	6,0	1370	0	6,5			
16.СМД-62 (Т-150К)*			17. ЯМЗ – 236М2			18. ЯМЗ-238НБ (К-700)*		
1400	99,3	26,0	1200	80	17,3	1000	101,0	24,0
1600	110,3	27,4	1400	97	20,8	1200	125,0	28,0
1800	116	28,8	1600	109	23,6	1400	136,1	31,0
2000	119,1	29,4	1800	119	26,0	1600	147,1	34,0
2100	121,3	29,8	2100	132	30,0	1700	154,5	36,0
2280	0	7,5	2300	0	7,5	1820	0	8,0
19. ЯМЗ – 238АМ2			20. ЯМЗ – 238М2			21. ЯМЗ-240Б (К-701)*		
1200	101	22,0	1200	108	23,3	1200	184,0	44
1400	122	26,4	1400	129,5	27,7	1400	197,9	47
1600	137	29,9	1600	147	32,0	1600	209	49,6
1800	150	33,3	1800	163	35,5	1800	217,7	51,7
2100	165	37,6	2100	176	39,4	1900	220,6	52,5
2300	0	8,4	2300	0	9,0	2100	0	11

* – марка трактора.

Таблица 5 – Краткая техническая характеристика колесных тракторов

Параметры	Т-25А	Т-40М (Т-40АМ)	МТЗ-80 (МТЗ-82Л)	МТЗ-100 (МТЗ-102)	Т-150К	К-701
1	2	3	4	5	6	7
Тяговый класс трактора, кН	6	9	14	14	30	50
Колесная схема	4x2	4x2 (4x4)	4x2 (4x4)	4x2 (4x2)	4x4	4x4
Номинальная мощность двигателя, кВт	18,4	36,8	55,9 ⁺³	73,5 ⁺⁴	121,3	220,6
Частота вращения колен. вала, ном., мин ⁻¹	1700	1800	2200	2200	2100	1900
Конструкционная масса трактора, кг	1500	2610 (2790)	3160 (3370)	3750 (3950)	7535	12500
Продольная база трактора, мм	1700	2160 (2250)	2370 (2450)	2500 (2570)	2860	3200
Координата ц.т. трактора, продольная, мм	530 [*]	698 [*] (748 [*])	875 [*] (925 [*])	923 [*] (973 [*])	1716 [*]	1625
Высота центра тяжести, мм	690 [*]	812 [*] (790 [*])	900 [*] (870 [*])	910 [*] (890 [*])	890 [*]	910 [*]
Колея ведущих колес, мм	1100-1500	1200-1800	1400-2100	1400-2100	1860-1680	2115
Размер шин вед. колес дюймы, (мм)	9-32	11-38	15,5-38Р	15,5Р-38	(530-610Р)	(720-665Р)
Радиус ведущих колес, мм	590	710	750	750	700	780
Наибольшая высота точки прицепа, мм	587	750	500	500	400	540
Масса балластных грузов – всего, кг	60	280	320	260-440	-	-
Масса воды, заливаемой в задн. колеса, кг	90	210	340	340		

* – приведено ориентировочное значение

Таблица 6 – Краткая характеристика гусеничных тракторов

Параметры	Марка трактора				
	Т-70С	ДТ-75М	Т-150	Т-4А	Т-130
Тяговый класс трактора, кН	20	30	30	40	60
Номинальная мощность двигателя, кВт	51,5	66,2	116,2	95,6	117,6
Частота вращения колен. вала двигателя, номинальная, мин ⁻¹	2100	1750	2000	1700	1250
Конструкционная масса трактора, кг	4400	6250	7000	8000	14320
Продольная база трактора, мм	1895	2546	2870	2460	2478
Координата центра тяжести трактора, продольная, мм	1040	1270	1455	1163	1240*
Высота центра тяжести, мм	940	712	730*	713	920*
Ширина колеи, мм	1350	1330	1435	1384	1880
Радиус начальной окружности ведущих колес, мм	320	355	379	385	424
Длина опорной поверхности гусениц, мм	1216	1612	1800	2400	2023
Наибольшая высота точки прицепа, мм	500	330	350*	575	526
Число звеньев, укладываемых на ведущее колесо, шт.	12	13	14	14	13
Шаг гусеницы, мм	176	170	170	171	203
Ширина звена гусеницы, мм	200	390	412	420	500

* – приведено ориентировочное значение.

Таблица 7 – Шины грузовых автомобилей, полуприцепов и автобусов
(ГОСТ 5513-86)

Обозначение шины	Тип рисунка протектора	Масса шины, кг, не более	Норма слойности	Обозначение обода	Размеры при максимальном давлении, мм, не более			Максимально допустимые значения		Минимально допустимые значения		Допустимая скорость, км/ч
					Наружный диаметр	Ширина профиля	Статический радиус	нагрузки, кгс	давления, соответствующего этой нагрузке, кгс/см ²	давления, кгс/см ²	нагрузки, допустимой при этом давлении, кгс	
220-508P (7,50R-20)	У	39	8	152Б-508 (6,0Б-20)	928±9	217	440±4	1250	6,0	2,1	510	100
220-508 (7,50-20)	У	39	8	152Б-508 (6,0Б-20)	932±9	217	445±4	1250	5,0	2,1	770	100
240-508P (8,25R20)	У	48	10	165Б-508	970±10	235	457±5	1500	6,3	2,1	600	100
	ПП			50	10	(6,5Б-20)	972±10	235	457±5	1400	6,0	2,1
240-508 (8,25-20)	У	52	10	165Б-508	976±10	235	465±5	1500	5,0	2,1	910	100
	Д	48	12	(6,5Б-20)	972±10	235	465±5	1700	6,0	2,1	910	100
260-508P (9,00R20)	У	60	12	178-508 (7,0-20)	1020±10	262	476±5	2050	6,5	2,1	790	100
260-508 (9,00-20)	У	60	12	178-508	1028±10	260	488±5	2050	6,0	2,1	1110	100
	Д	60	12	(7,0-20)	1023±10	260	485±5	2050	6,0	2,1	1110	100
280-508P (10,00R20)	Д	75	16	203Б-508 (8,0Б-20)	1045±10	282	488±5	2700	8,0	2,1	870	80
280-508 (10,00-20)	Д	67	12	190Б-508 (7,5Б-20)	1060±11	275	498±5	2080	5,3	2,1	1210	100
300-508P (11,00R-20)	У	83	14	203Б-508	1080±11	296	505±5	2600	7,0	2,1	930	100
	Д	80	16	(8,0Б-20)	1080±11	292	505±5	2900	8,0	2,1	930	100
300-508 (11,00-20)	Д	70	12		1075±11	292	507±5	2350	5,3	2,1	1370	100
	Д	75	14	203Б-508 (8,0Б-20)	1075±11	292	507±5	2600	6,3	2,1	1370	80
	Д	80	16		1075±11	292	507±5	2900	7,5	2,1	1370	80
320-508P (12,00R20)	У	90	14	216Б-508	1120±11	313	525±5	2730	7,0	2,1	980	90
	Д	85	16	(8,5Б-20)	1120±11	313	525±5	3000	8,0	2,1	980	85
320-508 (12,00-20)	У	90	14	216Б-508	1140±11	315	537±5	2730	5,5	2,1	1530	85
	Д	90	16	(8,5Б-20)	1125±11	315	527±5	3000	6,7	2,1	1530	85

Примечание. При установке шин на одинарные колеса максимально допустимая нагрузка может быть увеличена на 10 %.

Таблица 8 – Краткая техническая характеристика грузовых автомобилей

Параметры	Марка автомобиля								
	УАЗ-451ДМ	ГАЗ-66-01	ГАЗ-52-04	ГАЗ-53	ЗИЛ-130	КаМАЗ-5320	МАЗ-500	Урал-375Н	КрАЗ-257Б1
Грузоподъемность, т	1,0	2,0	2,,5	4,0	5,0	8,0	7,5	7,0	12,0
Колесная формула	4х2	4х4	4х2	4х2	4х2	6х4	4х2	6х4	6х4
Масса автомобиля, кг	1510	3470	2520	3250	4300	7080	6500	7700	10270
Полн. масса автомобиля, кг	2660	5800	5170	7400	9525	15305	14225	14925	23015
Номинальная мощность двигателя, кВт	55,2	84,6	55,2	84,6	102,9	210	132,4	180	176,5
Номинальные обороты двигателя, мин. ⁻¹	4000	3200	2600	3200	3100	2600	2100	3200	2100
База автомобиля, мм	2300	3300	3300	3700	380	4510	3850	4925	5450
Координата ц.т. продольная, мм	1100	2030	1560*	1750	1800	2340	1850-	-	-
Высота ц.т., мм	750	820	830*	820	800	770*	900	-	-
Колея ведущих колес, мм	1442	1750	1690	1690	1790	1850	1850	2000	1920
Максимальная скорость, км/ч	100	90	70	80	90	80/100	75	75	68
Размер шин, дюймы, (мм)	8,4-15	12-18	7,5-20	8,25-20	(260-508Р)	(260-508Р)	11-20	12-20	12-20
Наружный диаметр шин, мм	790	1084	932	992	1020	1020	1080	1131	1131
Площадь лобового сопротивления, м ²	2,9	4,4	3,2	3,6	4,1	5,08	5,0	5,2	5,2

* – приведено ориентировочное значение.

Таблица 9 – Краткая техническая характеристика отечественных легковых автомобилей

Параметры	Марка автомобиля								
	ЗА3-968М	ВАЗ-2106	ВАЗ-2107	«Москвич»-2140	«Волга» ГАЗ-24	ЛуАЗ-969М	ВАЗ-2121 «Нива»	УАЗ-469	ГАЗ-14 «Чайка»
Число мест, чел.	4	5	5	4-5	5	4	4-5	2-7	7
Колесная формула	4х2	4х2	4х2	4х2	4х2	4х4	4х4	4х2	4х2
Масса автомобиля, кг	840	1045	1030	1045	1420	960	1150	1650	2605
Полная масса автомобиля, кг	1160	1445	1430	1445	1820	1360	1550	2450	3165
Номинальная мощность двигателя, кВт	30,2	58,8	56,6	55,2	69,9	29,4	58,8	55,2	161,8
Ном. частота вращения колен. вала двигателя, мин. ⁻¹	4400	5400	5600	5800	4500	4400	5400	4000	4200
База автомобиля, мм	2160	2424	2424	2400	2800	1800	2200	2380	3450
Колея задних колес, мм	1226	1305	1321	1270	1420	1320	1400	1453	1580
Максимальная скорость, км/ч	118	154	152	142	147	90	132	100	175
Габаритная высота, мм	1370	1440	1446	1480	1490	1770	1640	2050	1580
Габаритная ширина, мм	1490	1611	1620	1550	1820	1610	1680	1785	2020
Размер шин, дюймы,	6,15-13	165/ R13	175/ R13	6,45-13	7,35-14	5,9-13	6,95-16	8,4-15	9,35-15
Наружный диаметр шины, мм	600	600	580	610	668	620	692	780	-

Таблица 10 – Краткая техническая характеристика автобусов

Параметры	Марка автомобиля				
	РАФ-2203	КавЗ-685	ПАЗ-672	ЛАЗ-695Н	ЛАЗ-699Р
Число мест, чел. для сидения общее	11 -	21 28	23 37	34 67	41 -
Масса автобуса, кг	1750	4080	4535	6850	8896
Полн. масса, кг	2710	6545	7825	11610	12998
Ном. мощность двигателя, кВт	70,2	84,6	84,6	110,3	132,4
Ном. частота вращения к.в. двигателя, мин. ⁻¹	4500	3200	3200	3200	3200
База автобуса, мм	2620	3700	3600	4190	5545
Колея ведущ. колес, мм	1420	1690	1690	1850	1850
Размеры шин, дюйм	185/P15	8,25-20	8,25-20	10-20	10-20
Наружный диаметр шины без нагрузки, мм	674	972	972	1060	1045
Макс. допустимая нагрузка на шину, кгс	875	1700	1700	2080	2700
Габаритная высота, мм	1970	2930	2952	2950	2980
Габаритная ширина, мм	2210	2370	2440	2500	2500
Число передач	4	4	4	5	5
Максимальная скорость, км/ч	120	80	80	80	102