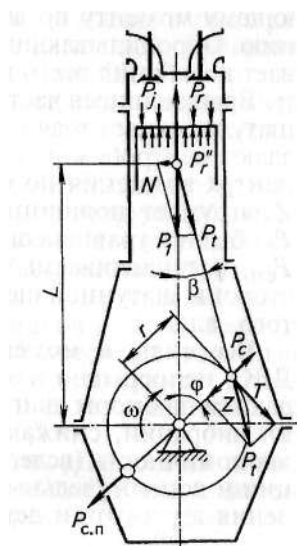


МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«СМОЛЕНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

И.Н.Скобеев

Методические указания по выполнению курсовой работы
«Расчет рабочего цикла и показателей двигателя, тяговый расчет трактора»



УДК 621.43(075.5)
ББК 31.365я81
С 44

Рецензент: кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологии переработки сельскохозяйственной продукции ФГБОУ ВО Смоленская ГСХА
Иванова Е.В.

Скобеев И. Н.

Методические указания по выполнению курсовой работы. Расчет рабочего цикла и показателей двигателя, тяговый расчет трактора [Текст] / И. Н. Скобеев, А.В. Рековец - Смоленск, 2019. - 45 с.

Предназначены для студентов, обучающихся по направлениям 35.03.06 Агроинженерия и 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

Печатается по решению Методического совета ФГБОУ ВО Смоленская ГСХА (протокол №9 от 26 марта 2019 года)

© Скобеев И.Н., 2019
© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Смоленская государственная сельскохозяйственная академия», 2019

ВВЕДЕНИЕ

Назначение курсовой работы - систематизация, закрепление и расширение теоретических знаний, полученных при изучении курса "Тракторы и автомобили" и приобретение навыков в решении ряда взаимосвязанных между собой инженерных вопросов.

Выполнению задания должно предшествовать изучение разделов и тем соответствующих дисциплин учебного плана студентов по направлениям подготовки 35.03.06 Агроинженерия и 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства.

Задание выдаётся преподавателем в соответствии с порядковым номером в списке группы.

Курсовая работа должна содержать пояснительную записку и графическую часть. Пояснительная записка выполняется по ГОСТ 2.105-95 на листах формата А4. Графическая часть выполняется на миллиметровой бумаге либо на бумаге любых стандартных форматов и содержит:

расчетную индикаторную диаграмму действительного рабочего цикла ДВС;

регуляторную или внешнюю скоростную характеристику;

теоретическую тяговую и потенциальную характеристику трактора.

Графическая часть оформляется как приложения, а в тексте пояснительной записки должны быть соответствующие ссылки на них.

В конце работы приводится список использованной литературы, а в тексте работы ссылки на соответствующий источник.

Возможен расчет курсовой работы с применением ЭВМ:

1. Компьютерная программа, выполненная в среде «Excel», «Mathcad»
2. Для оформления графического материала программы «Compas» или «Autocad»

Рекомендуемая литература

Основная литература.

1. Поливаев, О.И. Теория трактора и автомобиля. [Электронный ресурс] / О.И. Поливаев, В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин. — Электрон. дан. — СПб. : Лань, 2016. — 232 с. — Режим доступа: <http://e.lanbook.com/book/72994>
2. Баширов, Р.М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета : учебник / Р.М. Баширов. — 3-е изд., стер. — Санкт-Петербург : Лань, 2017. — 336 с. — ISBN 978-5-8114-2741-3. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система «Лань» : [сайт]. — URL: <https://e.lanbook.com/book/96242>. — Режим доступа: для авториз. пользователей.

Дополнительная литература.

3. Кутьков Г.М. Теория трактора и автомобиля. — М.: КолосС, 2004.
4. Богатырев А.В. Тракторы и автомобили. - М.: КолосС, 2005

1 РАСЧЁТ РАБОЧЕГО ЦИКЛА И ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

1.1 ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЁТА

Выбор исходных данных производится исходя из задания в соответствии с указанным прототипом (приложение таблица 1) и содержит: тип двигателя, номинальная эффективная мощность N_e , кВт, номинальная частота вращения n_n , мин⁻¹.

На основании справочных статистических данных перед выполнением работы необходимо уточнить другие конструктивные параметры двигателя:

Число цилиндров – i , расположение цилиндров, тактность двигателя τ , степень сжатия ε , коэффициент избытка воздуха α .

Параметры заряда на впуске в двигатель:

в качестве параметров исходного состояния заряда на впуске для двигателей без наддува принимается давление окружающей среды равное: $p_o = 0,1013$ МПа, а температура T_o , К- принимается самостоятельно.

1.2 РАСЧЁТ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА

Процессы газообмена включают очистку цилиндра от продуктов сгорания и наполнения цилиндра свежим зарядом.

Для расчёта рабочего цикла параметры остаточных газов (давление и температура) в конце процесса впуска в точке « r » выбирают на основании статических данных о других двигателях подобного типа.

Давление остаточных газов p_r определяется давлением среды, в которую происходит выпуск отработавших газов, зависит от числа и расположения клапанов, сопротивления выпускного тракта, фаз газораспределения, частоты вращения, нагрузки и других факторов. Для двигателей без наддува определяют p_r по эмпирической формуле:

$$p_r = p_o(1 + 0,55 \cdot 10^{-4} \cdot n_n) \quad (1.1)$$

где p_o – нормальное давление окружающей среды, МПа;

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Для двигателей с газотурбинным наддувом:

$$p_r = (0,8 \dots 0,95) p_k \quad (1.2)$$

В двигателях с наддувом соответствующее давление равно:

$$p_k = (1,05 \dots 1,25) p_o \quad (1.3)$$

Температура остаточных газов T_r зависит от ряда факторов. В частности, при увеличении степени сжатия и обогащения смеси температура, снижается, а при увеличении частоты вращения возрастает. При работе на номинальном режиме величина температуры отработавших газов изменяется в следующих пределах:

для дизельных двигателей $T_r = 600 \dots 900$ К,

для бензиновых $T_r = 900 \dots 1100$ К

Температура подогрева свежего заряда ΔT зависит от конструкции впускного трубопровода, наличия специального устройства для подогрева, частоты вращения, наддува и других факторов. При номинальном режиме

работы для дизельных двигателей с наддувом $\Delta T = 5 \dots 10^\circ$, для дизельных двигателей без наддува $\Delta T = 15 \dots 20^\circ$, для бензиновых $\Delta T = 20 \dots 30^\circ$.

Давление заряда в конце впуска p_a является основным фактором, определяющим количество свежего заряда, поступающего в цилиндр. Потери давления Δp по сравнению с давлением окружающей среды определяются гидравлическим сопротивлением воздушного фильтра Δp_ϕ , впускного трубопровода $\Delta p_{тр}$, впускного клапана $\Delta p_{кл}$, охладителем надувочного воздуха $\Delta p_{охл}$, и возможно, других устройств:

$$\Delta p = \Delta p_\phi + \Delta p_{тр} + \Delta p_{кл} + \Delta p_{охл} + \dots \quad (1.4)$$

Сопротивление воздушного фильтра определяется по графику (рисунок 1) в зависимости от пылеемкости:

$$P_\phi = \varphi_\phi \cdot t \quad (1.5)$$

φ_ϕ - запылённость, г/м³

t - срок службы, ч.

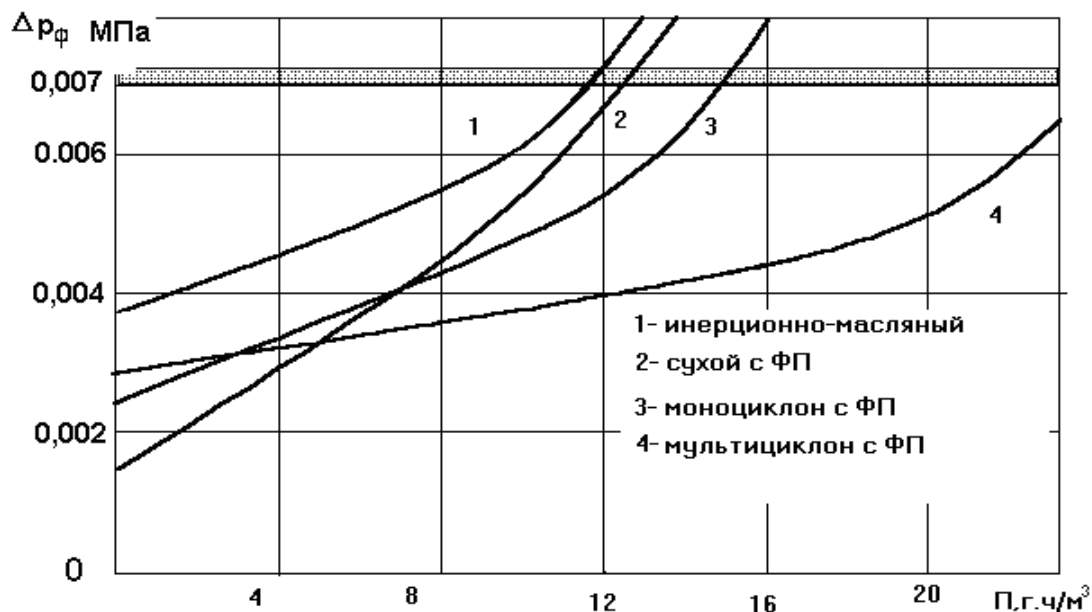


Рисунок 1 – График сопротивления воздушного фильтра

Применяется следующая классификация запылённости:

- Пониженная - $\varphi_\phi < 0,0005$
- Малая - $\varphi_\phi = 0,0005 - 0,002$
- Повышенная - $\varphi_\phi = 0,002 - 0,01$
- Максимальная - $\varphi_\phi = 0,01 - 0,8$
- «Нулевая» видимость - $\varphi_\phi = 0,8 - 1$

Величины других сопротивлений обычно соответствуют

$$\Delta p_{тр} = \Delta p_{кл} = 0,001 \dots 0,0015 \text{ МПа}$$

Тогда: $p_a = p_0 - \Delta p \quad (1.6)$

Давление в конце впуска p_a зависит от гидравлического сопротивления впускного тракта, быстроходности двигателя и изменяется в пределах:

для дизелей без наддува $p_a = (0,85 \dots 0,95) p_0$;

для дизелей с наддувом $p_a = (0,90 \dots 0,95) p_k$;

для бензиновых $p_a = (0,80 \dots 0,90) p_0$

Коэффициент остаточных газов γ характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания и может быть определён по формуле:

$$\gamma = ((T_0 + \Delta T) \cdot p_r) / (T_r(\varepsilon \cdot p_a - p_r)) \quad (1.7)$$

Для двигателей с наддувом принимается

$T_k = T_0$, а вместо p_0 берётся p_k .

На номинальном режиме работы величина γ находится в пределах от 0,02 до 0,05 для дизельных двигателей.

Температура в точке «а» определяется по формуле:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma \cdot T_r) / (1 + \gamma); K \quad (1.8)$$

Определение коэффициента наполнения η_v представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объёме цилиндра при условии, что температура и давление в нём равны температуре и давлению среды на впуске. Повышению данного коэффициента способствует уменьшение гидравлических сопротивлений системы впуска. Повышение давления p_a в конце впуска, уменьшение количества остаточных газов и их давления, снижение температуры подогрева рабочей смеси. Величина η_v для четырёхтактных двигателей может быть определена по формуле:

$$\eta_v = ((\varepsilon \cdot p_a - p_r) \cdot T_0) / ((\varepsilon - 1) (T_0 + \Delta T) p_0) \quad (1.9)$$

1.3 РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

Основными характеристиками процесса являются параметры заряда в конце сжатия; давление p_c , температура T_c и средний показатель политропы сжатия n_l .

Основной величиной, выбираемой для расчёта процесса является показатель n_l , характеризующий теплообмен между зарядом и стенками камеры сгорания. Факторы, увеличивающие отвод теплоты от заряда, снижают значение n_l и показатели цикла. Например, износ двигателя, охлаждение цилиндра, снижение нагрузки, частоты вращения двигателя уменьшают n_l .

Для дизельных двигателей с неразделёнными камерами $n_l = 1,3 - 1,4$; для карбюраторных ДВС $n_l = 1,34 - 1,37$. Температура в конце сжатия $T_c = 600 - 800 K$ для карбюраторных ДВС, $T_c = 800 - 900 K$ - дизели без наддува, $T_c = 900 - 1000 K$ - дизели с наддувом.

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_l}, \text{ МПа} \quad (1.10)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1}, K \quad (1.11)$$

1.4 РАСЧЁТ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ

1.4.1 Термохимический расчёт процесса сгорания

Количество воздуха теоретически необходимого для сгорания топлива:

$$L_o = ((C/12) + (H_2/4) - (O_2/32)) / 0,208, \text{ кмоль} \quad (1.12)$$

$$l_o = ((8/3C) + (8H_2) - (O_2)) / 0,23, \text{ кг} \quad (1.13)$$

где для дизеля C - доля углерода в топливе - 0,870, кг;

H_2 - доля водорода в топливе –0,126,кг;
 O_2 - доля кислорода в топливе-0,004,кг;
 для бензина C - доля углерода в топливе- 0,855,кг;
 H_2 - доля водорода в топливе –0,145,кг;
 0,23-массовое содержание кислорода в воздухе;
 0,208-объемное содержание кислорода в воздухе.

Количество свежего заряда:

$$M_1 = \alpha \cdot L_o, \text{ кМоль} \quad (1.14)$$

Количество остаточных газов:

$$M_r = \gamma \cdot M_1 = \alpha \cdot \gamma \cdot L_o, \text{ кМоль} \quad (1.15)$$

Количество продуктов сгорания топлива, кМоль/кг:

$$\alpha > 1 \quad M_2 = (C/12) + (H_2/2) + (\alpha - 0,208) \cdot L_o, \quad (1.16)$$

$$\alpha < 1 \quad M_2 = (C/12) + (H_2/2) + 0,792 \cdot \alpha \cdot L_o, \quad (1.17)$$

Количество газов после сгорания:

$$M_z = M_r + M_2, \text{ кМоль/кг} \quad (1.18)$$

Коэффициент молярного изменения количества смеси:

$$\mu_d = \frac{M_z}{M_1 + M_r} \quad (1.19)$$

Для карбюраторных ДВС $\mu_d=1,08-1,12$. Для дизелей $\mu_d=1,03-1,04$

1.4.2 Термодинамический расчет процесса сгорания

Основой расчёта является уравнение теплового баланса для процесса сгорания. Например для бензиновых и газовых двигателей оно имеет вид:

$$Q_z = Q_c + Q_{cz} \quad (1.20)$$

где Q_z и Q_c - теплота заряда в точках «z» и «с»;

Q_{cz} - теплота, подведённая к заряду в процессе сгорания.

Уравнение можно преобразовать:

для дизельных двигателей

$$(C_{vc} + \lambda_p \cdot 8,314)T_c + \frac{\varepsilon H_u}{\alpha \cdot L_o(1 + \gamma)} = C_{pz} \mu_d T_z \quad (1.21)$$

Для бензиновых ДВС:

$$C_{vc} \cdot T_c + \frac{\varepsilon(H_u - \Delta H_u)}{\alpha \cdot L_o(1 + \gamma)} = C_{vz} \mu_d T_z \quad (1.22)$$

Теплоёмкость свежего заряда C_{vc} в конце процесса сжатия определяется в зависимости от температуры T_c , кДж/Моль·град:

$$C_{vc} = A_1 + B_1 \cdot T_c \quad (1.23)$$

где $A_1=20,16$ и $B_1=1,738 \cdot 10^{-3}$ - постоянные коэффициенты.

Теплоёмкость продуктов сгорания C_{vz} определяется по эмпирическим формулам:

$$C_{vz} = A_2 + B_2 \cdot T_z \quad (1.24)$$

При $\alpha < 1$ $A_2 = 21,097 + 0,921 \cdot \alpha$, $B_2 = (15,491 + 13,816 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4}$,

При $\alpha > 1$ $A_2 = 19,42 + 2,596 \alpha$, $B_2 = (15,491 + 13,816 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4}$.

$$C_{PZ} = C_{VZ} + 8,315 \quad (1.25)$$

Низшая теплота сгорания H_U , зависит от элементарного состава топлива. Для дизельного топлива $H_U = 42500$ (43030-зимнее) кДж/кг, для бензина $H_U = 44000$ кДж/кг.

Потери теплоты из-за химической неполноты сгорания богатых смесей ($\alpha < 1$), кДж/кг:

$$\Delta H_U = 120 \cdot 10^3 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o \quad (1.26)$$

Коэффициент использования ξ теплоты учитывает потери теплоты за счёт физической неполноты сгорания топлива, несвоевременности сгорания, через стенки камеры сгорания, диссоциации и других факторов.

Значение ξ на номинальном режиме работы для дизельных двигателей находится в пределах от 0,70 до 0,88, для карбюраторных от 0,85 до 0,95. Для дизелей при расчете сгорания дополнительно задаются степенью повышения давления в процессе $\lambda_p = p_z : p_c$. Для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием $\lambda_p = 1,6 \dots 2,5$, с разделенными, $\lambda_p = 1,1 \dots 1,4$.

После подстановки перечисленных величин в исходное уравнение, оно может быть преобразовано к квадратичному виду:

$$a \cdot T_z^2 + b \cdot T_z + c = 0 \quad (1.27)$$

и решено относительно T_z , К:

$$T_z = \frac{-\mu_d(A_2 + 8,314) + \sqrt{(\mu_d(A_2 + 8,314))^2 + 4\mu_d B_2 S_2}}{2\mu_d B_2} \quad (1.28)$$

где

$$S_2 = (c_{VC} + \lambda_p \cdot 8,314) \cdot T_c + \frac{\xi H_U}{\alpha L_o (1 + \gamma)} \quad (1.29)$$

При номинальном режиме для дизеля величина $T_z = 1800 \dots 2300$ К, для бензиновых $T_z = 2400 \dots 2900$ К.

Для дизельных двигателей давление газов в конце сгорания p_z , МПа, определяется с учетом выбранного ранее значения λ_p :

$$p_z' = \lambda_p p_c. \quad (1.30)$$

Для бензиновых ДВС:

$$p_z' = p_c \cdot T_z \cdot \mu / T_c, \quad (1.31)$$

а затем действительное максимальное давление:

$$p_z = \varphi \cdot p_z' \quad (1.32)$$

где $\varphi = 0,85-0,88$ - коэффициент скругления (или полноты индикаторной диаграммы), учитывающий уменьшение максимального давления вследствие движения поршня и увеличения объема камеры к концу процесса сгорания.

При номинальном режиме величина $p_z = 6,0 \dots 9,0 \text{ МПа}$.

1.5. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

В результате процесса расширения происходит преобразование тепловой энергии заряда в механическую работу.

Основными характеристиками процесса является давление p_ϵ , температура T_ϵ в конце процесса и средний показатель политропы расширения n_2 (для дизелей $n_2 = 1,23 \dots 1,3$, для бензиновых $n_2 = 1,18 \dots 1,28$).

Для упрощения расчёта допускают, что расширение происходит по политропному процессу со средним показателем политропы n_2 . Значение n_2 возрастает с увеличением коэффициента использования теплоты, отношения хода поршня S к диаметру цилиндра D , интенсивности охлаждения, при снижении нагрузки и росте частоты вращения.

Давление p_ϵ , МПа и температура T_B , К, конца расширения определяется для точки «в» по уравнению политропного процесса:

для бензиновых

$$p_B = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}} \text{ и } T_B = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} \quad (1.33) \text{ и } (1.34)$$

для дизельных двигателей:

$$p_B = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \text{ и } T_B = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (1.35) \text{ и } (1.36)$$

$$\text{где } \delta = \frac{V_B}{V_z} = \frac{\epsilon}{\rho} \text{ на номинальном режиме,} \quad (1.37)$$

где степень предварительного расширения:

$$\rho = \mu_d \cdot T_z / \lambda_p \cdot T_c, \quad (1.38)$$

При номинальном режиме в дизелях $T_B = 1000 \dots 1250 \text{ К}$ и $p_\epsilon = 0,20 \dots 0,60 \text{ МПа}$, в бензиновых ДВС $T_B = 1200 \dots 1500 \text{ К}$ и $p_\epsilon = 0,20 \dots 0,60 \text{ МПа}$.

1.6 ПРОВЕРКА РАСЧЕТОВ

Процесс расширения завершает расчет параметров рабочего тела в характерных точках цикла. Правильность выбора исходных температуры и давления остаточных газов проверяется по формуле, К:

$$T_r = \frac{T_\epsilon}{\sqrt[3]{\frac{p_\epsilon}{p_r}}} \quad (1.39)$$

Значение расчётной температуры остаточных газов может отличаться от выбранной ранее не более чем на 5% при расчёте на ЭВМ и на 10% при ручном расчете.

Погрешность расчётов:

$$\Delta = \frac{T_r' - T_r}{T_r'} \cdot 100 \quad (1.40)$$

При большей погрешности следует изменить самостоятельно выбранные в ходе расчета параметры.

1.7 ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

При построении индикаторной диаграммы в P - V координатах давление откладывается по оси ординат в абсолютных единицах давления (МПа), а объем надпоршневого пространства – по оси абсцисс в относительных единицах (мм) объема V_C .

Масштабы построения диаграммы рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить ее высоту (давление), равную 1,2...1,7 основания. Основание по оси абсцисс (объем) рекомендуется принимать 100...150 мм.

Поскольку величина объема камеры сгорания неизвестна, то по оси абсцисс от точки O в произвольном масштабе откладывается отрезок, величина, которого принимается за условную единицу объема $V_C = 1$. Эта точка соответствует ВМТ. Далее на оси абсцисс в принятом масштабе откладывается величина рабочего объема цилиндра: $V_h = V_C(\varepsilon - 1)$, определяется НМТ.

Из точек, соответствующих положению поршня в ВМТ и НМТ, восстанавливаем перпендикуляры, на которых в произвольном масштабе наносят значения давления в характерных точках: $p_a, p_c, p_z, p'_z, p_b, p_e$.

Для дизеля на перпендикуляре, восстановленном из ВМТ, откладывается Z' , для определения точки Z откладывают объем $V_z = \rho V_c$, где ρ - степень предварительного расширения, определенная в тепловом расчете.

Соединив точки C и Z (для бензинового) и C - Z' - Z (для дизеля), получают отрезки изохорических C - Z , C - Z' и изобарического Z' - Z процессов.

По оси ординат откладывают давление окружающей среды p_0 и перпендикулярно этой оси проводят линию, соответствующую отложенному давлению.

Построение политроп сжатия и расширения сводится к определению давлений для точек промежуточных объемов, значениями которых задаются $V_{x1}, V_{x2} \dots$ и т.д. Для каждого значения объема V_x величина давления равна:

$$\text{для политропы сжатия} - p_x = p_a \cdot (V_a : V_x)^{n_1}; \quad (1.41)$$

$$\text{для политропы расширения} - p_x = p_e \cdot (V_e : V_x)^{n_2} \quad (1.42)$$

Для бензиновых двигателей отношение объемов изменяется в интервале 1... ε , а для дизелей 1... δ .

По характерным и нанесенным на поле диаграммы промежуточным точкам проводятся плавные кривые, являющиеся соответственно политропой сжатия $a - c$ и политропой расширения $z - b$.

Скругление индикаторной диаграммы. Индикаторная диаграмма действительного цикла отличается от теоретической более плавным характером изменения давления.

В дизеле положение точки c' , соответствующее началу видимого сгорания, определяется углом опережения впрыскивания топлива и периодом задержки воспламенения. Угол опережения впрыска топлива у автотракторных

дизелей составляет $8...30^0$, а период задержки воспламенения достигает $10...15^0$ поворота коленчатого вала.

Действительное давление газов p_c' также больше, чем давление p_c . Точку m скругления кривой процесса сгорания при постоянном давлении $z'-z$ располагают на половине расстояния между точками z' и z .

Таблица 2 - Сводная таблица данных для построения диаграммы

Показатель	Pr	Pa	Pc	Pz	Pв	Pv1сж	Pv2сж	Pv3сж	Pv4сж	Pv1расш	Pv2расш	Pv3расш	Pv4расш
х, МПа													

1.8 ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Оценку рабочего цикла проводят по индикаторным показателям, среди которых важные, прежде всего, среднее индикаторное давление p_i , индикаторная мощность N_i , индикаторный коэффициент полезного действия η_i , удельный индикаторный расход топлива g_i . Работу двигателя в целом оценивают по эффективным показателям — среднему эффективному давлению p_e , эффективной мощности N_e , эффективному коэффициенту полезного действия η_e , удельному расходу топлива g_e и другим показателям.

1.8.1 РАСЧЁТ ИНДИКАТОРНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Среднее индикаторное давление цикла p_i - это условное постоянное давление, при котором за один ход поршня совершается работа, равная индикаторной работе цикла L_i .

Величина p_i численно равна работе, получаемой с единицы рабочего объёма цилиндра, МПа: $p_i = L_i / V_h$

и может быть для бензиновых двигателей:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda_p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (1.43)$$

для дизелей:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_p (\rho - 1) + \frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (1.44)$$

$$\lambda_p - \text{степень повышения давления } \lambda_p = \frac{p_{z'}}{p_c} \quad (1.45)$$

Действительное среднее индикаторное давление p_i для четырехтактного двигателя меньше расчётного, МПа:

$$p_i = \varphi_d \cdot p_i' \quad (1.46)$$

где $\varphi_d = 0,92...0,95$ для дизелей - коэффициент полноты индикаторной диаграммы:

для двигателей с электронным впрыском топлива....0,95 – 0,98;
 для карбюраторных двигателей0,94 – 0,97;
 для дизелей0,92 – 0,95.

Величина среднего индикаторного давления при работе с полной нагрузкой имеет следующие значения для четырехтактного дизельного двигателя МПа.

для четырехтактного бензинового двигателя0,6 – 1,4;
 для четырехтактного дизеля без наддува0,7 – 1,1;
 для четырехтактного дизеля с наддувом.....0,7 – 1,1.

Индикаторный коэффициент полезного действия характеризует степень использования в действительном цикле теплоты топлива для получения индикаторной работы и представляет собой отношение теплоты, эквивалентной индикаторной работе цикла L_i ко всему количеству теплоты, внесённой в цилиндр топливом H_U :

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_o \cdot \alpha}{H_U \cdot \rho_e \cdot \eta_v} \quad (1.47)$$

где $\rho_e = 1,18 - 1,2$ кг/м³ - плотность воздуха на впуске в двигатель,
 η_v - коэффициент наполнения.

В современных дизельных двигателях на номинальном режиме работы η_i составляет:

для двигателей с электронным впрыском топлива0,35 – 0,45;
 для карбюраторных двигателей0,30 – 0,40;
 для дизелей0,40 – 0,50.

Совершенство цикла, его топливная экономичность может оценена и величиной удельного индикаторного расхода топлива g_i ; характеризует затраты топлива в граммах на получение величины мощности 1кВт при работе в течение 1 часа:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_U} \quad (1.48)$$

Удельные расходы топлива g_i на номинальном режиме работы, г/(кВт ч):

для двигателей с электронным впрыском топлива180 – 230;
 для карбюраторных двигателей210 – 275;
 для дизелей170 – 230.

1.8.2 РАСЧЁТ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Данный расчет требует оценки внутренних (механических) потерь в двигателе, МПа:

$$p_m = a + b \cdot n, \quad (1.49)$$

где n – номинальная частота вращения вала двигателя,
 $a = 0,035$, $b = 0,00005$ – постоянные коэффициенты.

Среднее эффективное давление p_e , МПа:

$$p_e = p_i - p_m \quad (1.50)$$

Среднее эффективное давление современных двигателей при номинальной нагрузке лежит в следующих пределах, МПа:

для карбюраторных двигателей0,6 – 1,1;
 для двигателей с электронным впрыском топливадо 1,3;
 для четырехтактных дизелей без наддува.....0,65 – 0,85;
 для четырехтактных дизелей с наддувомдо 2,0;
 для двухтактных быстроходных дизелей0,4 – 0,75.

Относительный уровень механических потерь характеризует механический коэффициент полезного действия, который определяется как отношение среднего эффективного давления к индикаторному:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (1.51)$$

Механический КПД современных двигателей, работающих на номинальном режиме, изменяется в следующих пределах:

для бензиновых двигателей0,75 – 0,92;
 для четырехтактных дизелей без наддува.....0,70 – 0,82;
 для четырехтактных дизелей с наддувом (без учета затрат мощности на привод компрессора).....0,80 – 0,9;
 для двухтактных быстроходных дизелей0,7 – 0,85.

Эффективным коэффициентом полезного действия называют отношение количества тепла эквивалентного полученной работе, полученной на коленчатом валу двигателя L_e , к общему количеству теплоты, внесённой в двигатель с топливом H_U :

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_U} \quad (1.52)$$

Значения эффективного КПД современных двигателей на номинальном режиме:

для бензиновых двигателей0,25 – 0,38;
 для дизелей без наддува.....0,35 – 0,42;
 для дизелей с наддувом.....0,23 – 0,30.

Так как, $L_e = L_i \cdot \eta_i$, то связь эффективного, индикаторного и механическим коэффициентом полезного действия определяется по формуле:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (1.53)$$

Удельный эффективный расход топлива:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_U} \quad (1.54)$$

Современные автомобильные и тракторные двигатели имеют следующие диапазоны эффективного удельного расхода топлива, г/(кВт ч):

карбюраторные двигатели230 – 310;
 двигатели с электронным впрыском топлива 200 – 290;
 дизели с неразделенными камерами.....200 – 235;

вихрекамерные и предкамерные дизели.....220 – 260.

Часовой расход топлива, кг/ч

$$G_T = g_e \cdot \frac{N_e}{1000} \quad (1.55)$$

1.9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И СРАВНИТЕЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ

Основными параметрами двигателя, определяющими величину рабочего объема V_h , является диаметр цилиндра D и ход поршня S .

По значениям расчетной мощности N_e двигателя, номинальной частоты вращения n , числу цилиндров i , тактности τ , а также среднему эффективному давлению p_e , определяют рабочий объем цилиндра двигателя, л.:

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{p_e \cdot i \cdot n} \quad (1.56)$$

В тоже время рабочий объем цилиндра:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6} \quad (1.57)$$

где D и S выражены в мм.

Соотношение S / D у автомобильных двигателей в пределах 0,7-1,2, а у тракторных 1,08-1,4.

Задаваясь отношением S / D определяем диаметр цилиндра в мм.

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot S / D}}, \text{ мм} \quad (1.58)$$

где D – диаметр цилиндра в мм.

Отсюда ход поршня S равен:

$$S = D \cdot \frac{S}{D}, \text{ мм} \quad (1.59)$$

В этом случае значение рабочего объема по полученным S и D равно:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6}, \text{ л} \quad (1.60)$$

Определив диаметр цилиндра D по заданному отношению S / D находят ход поршня S , в мм и радиус кривошипа $r = 0,5 \cdot S$ мм

Сравнительные параметры предназначены для оценки тепловой и динамической напряженности работы двигателя. К ним относится удельная литровая мощность N_l , кВт/л, и удельная поршневая мощность N_p , кВт/дм:

Удельная литровая мощность, кВт/л:

$$N_l = \frac{N_e}{iV_h} = \frac{p_e}{30 \cdot \tau} \quad (1.61)$$

Номинальное значение N_l у автомобильных дизелей 10-18 кВт/л.

Удельная поршневая мощность, кВт/дм²:

$$N_{\pi} = \frac{N_e}{i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 100} = \frac{p_e \cdot S \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (1.62)$$

где S - ход поршня в дм,
 i - число цилиндров.

Номинальное значение N_n у автомобильных дизелей равно 13-25 кВт/дм².

Проверка:

$$N_e^I = (p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n) / (30 \cdot 4), \text{ кВт}$$

$$\Delta = ((N_e^I - N_e) / N_e^I) \cdot 100\%$$

Сводные данные теплового расчета двигателя по расчётному варианту заносим в таблицу 3.

Таблица 3- Сводные данные теплового расчета двигателя по расчётному варианту.

Давление газов в МПа				Температура газов в К				Среднее индикаторное давление, МПа	КПД			Среднее эффективное давление МПа	Удельный эффективный расход топлива, г(кВт ч)	Основные размеры двигателя		
P_a	P_c	P_z	P_b	T_a	T_c	T_z	T_b	P_i	η_i	η_e	η_m	P_e	g_e	D	S	V_h

1.10 ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ

Характеризует распределение теплоты топлива, поступившего в цилиндры двигателя. Расчёт составляющих теплового баланса позволяет оценить совершенство организации рабочего процесса двигателя, определить величины тепловых потерь в систему охлаждения и с отработавшими газами, определить резервы в улучшении топливной экономичности двигателя.

Уравнение теплового баланса может быть определено в виде:

$$Q = Q_e + Q_{охл} + Q_{ог} + Q_{нс} + Q_{ост} \quad (1.63)$$

где Q - теплота, введённая в цилиндры двигателя с топливом, кДж/ч:

$$Q = G_T \cdot H_U, \text{ кДж/ч} \quad (1.64)$$

Q_e – теплота, превращенная в полезную (эффективную) работу, кДж/ч:

$$Q_e = Q \cdot \eta_e, \text{ кДж/ч} \quad (1.65)$$

$Q_{охл}$ – теплота, отведенная в систему охлаждения и смазочную систему, кДж.

Определяется по эмпирической формуле, кДж/ч:

- для бензинового двигателя

$$Q_{охл} = 3,6 \cdot C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot ((H_U - \Delta H) / \alpha \cdot H_U) \quad (1.66)$$

- для дизеля

$$Q_{охл} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (1/\alpha) \cdot 3,6 \quad (1.67)$$

где C – эмпирический коэффициент особенности охлаждения 0,4-0,52;

m – 0,6 - 0,7 – эмпирический коэффициент пропорциональности;

i – число цилиндров;

D – уточненное значение диаметра цилиндра, см;

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

α – коэффициент избытка воздуха.

Теплота, унесённая с отработавшими газами, кДж/ч:

$$Q_{ог} = G_T \cdot (M_2 \cdot C_p \cdot T_r - M_1 \cdot C_{p1} \cdot T_k), \text{ кДж/ч} \quad (1.68)$$

где c_p , c_{p1} – теплоемкость при постоянном давлении $C_p = C_v + R$

$$C_p = A_2 + B_2 \cdot T_r' + R$$

$$C_{p1} = A_1 + B_1 \cdot T_o + R$$

M_1 и M_2 принимаются из расчета процесса сгорания,

R – универсальная газовая постоянная.

Количество теплоты, не выделившееся в следствии неполноты сгорания:

- для бензиновых двигателей при $a < 1$, кДж/ч

$$Q_{нс} = 61,5(1-a)G_T \quad (1.69)$$

- для дизелей $a > 1$, поэтому потери в следствии неполноты сгорания являются незначительными и их включают в остаточную часть $Q_{ост}$ теплового баланса.

$Q_{ост}$ – остаточный член теплового баланса, характеризующий неучтённые потери теплоты и точность расчёта теплового баланса, кДж/ч:

$$Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_{охл} + Q_{ог} + Q_{нс}) \quad (1.70)$$

Тепловой баланс удобно представить в относительных единицах, где каждый член выражается в процентах от количества теплоты, введённой в двигатель с топливом:

$$q_e + q_{охл} + q_{ог} + q_{нс} + q_{ост} = 100\% \quad (1.71)$$

где q_e – доля тепла преобразованного в эффективную работу, карбюраторный двигатель 25-33%

$$q_e = Q_e : Q \cdot 100\% \quad (1.72)$$

$q_{охл}$ – доля тепла отведенного в системы охлаждения и смазки, дизельный двигатель 15-35%

$$q_{охл} = Q_{охл} : Q \cdot 100\% \quad (1.73)$$

$q_{ог}$ – доля тепла отведенного с отработавшими газами, карбюраторный двигатель 25-45%

$$q_{ог} = Q_{ог} : Q \cdot 100\% \quad (1.74)$$

$q_{нс}$ - доля тепла потерянного из-за неполноты сгорания топлива, дизельный двигатель 0-5%;

$q_{ост}$ - доля тепла расходуемого на не учтённые потери, дизельный двигатель 2 – 5%

$$q_{нс} + q_{ост} = Q_{ост} : Q \cdot 100\% \quad (1.75)$$

Таблица 4 - Тепловой баланс

q	q_e	$q_{охл}$	$q_{ог}$	q_c	$q_{ос}$
100%					

1.11 ПОСТРОЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ

Для оценки динамических и экономических показателей автомобильного двигателя, а также всей машины, на которую он устанавливается, необходимо знать изменение основных показателей в функции частоты вращения нагрузки:

$$N_e, G_T, q_e, M_\kappa = f(n)$$

Построение внешней скоростной характеристики. Для автомобильных дизельных двигателей ведётся в диапазоне от n_{min} до n_H .

Расчетные значения эффективной мощности двигателя N_e , кВт, при заданной частоте вращения коленчатого вала n (мин⁻¹) могут быть определены по следующим эмпирическим зависимостям:

$$N_e = N_{en} \frac{n}{n_H} \left[0,87 + 1,13 \frac{n}{n_H} - \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right] \quad (1.76)$$

n / n_H находится в пределах (0,2-1). Соответствующая частота, мин⁻¹:

$$n = \frac{n}{n_H} \cdot n_H \quad (1.77)$$

По расчётным значениям, мощности строится кривая.

Значения кривой крутящего момента в зависимости от N_e и n определяется по выражению: $N_e = f(n)$ $M_\kappa = f(n)$

$$M_\kappa = 9550 \cdot N_e / n. \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.78)$$

Удельный эффективный расход топлива g_e г/(кВт ч), может быть определён по следующей эмпирической зависимости:

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} \quad (1.79)$$

$$g_e = g_{en} \left[1,55 - 1,55 \frac{n}{n_H} + \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right] \quad (1.80)$$

Часовой расход топлива G_T , кг/ч, для различных значений определяется по формуле: $G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}$ (1.81)

Полученные при выполнении расчётов данные для построения внешней скоростной характеристики двигателя заносятся в таблицу 5:

Таблица 5 - Сводные данные для построения внешней скоростной характеристики двигателя

Показатели	Значения точек характеристики						
n/n_n							
n_n , об/мин							
N_e , кВт							
M_k , Нм							
g_e , г/кВт, ч							
G_T , кг/4							

Регуляторная характеристика дизеля может быть представлена в функции частоты вращения коленчатого вала N_e , M_k , G_T , $g_e=f(n)$ или нагрузки M_k , G_T , g_e , $n=f(N_e)$. В каждой регуляторной характеристике различают корректорную и регуляторную ветви. Корректорная – в диапазоне $n < n_n$, регуляторная – от n_n до n_{max} . Максимальная частота холостого хода (мин^{-1}) двигателя зависит от степени неравномерности регулятора и определяется по формуле:

$$n_{xmax} = \frac{2 + \delta_p}{2 - \delta_p} n_n, \quad (1.82)$$

где δ_p – степень неравномерности регулятора (0,05...0,10).

Часовой расход топлива на регуляторном участке в режиме холостого хода составляет $0,25G_{Tn}$.

Построение регуляторной характеристики в функции частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Корректорная ветвь кривой крутящего момента может быть получена из расчета выражений:

$$\text{При } n \geq n_n \quad M_K = M_{KH} \left[\frac{(K-1)(n_n - n)}{n_n - n_M} + 1 \right]; \quad (1.83)$$

$$\text{При } n < n_n \quad M_K = M_{KH} \left[\frac{(K-1)(n - n_{min})}{n_M - n_{min}} + 1 \right]; \quad (1.84)$$

где K – коэффициент приспособляемости, $K=1,12...1,17$;

M_{KH} – номинальный крутящий момент, который при известных значениях номинальной мощности и частоты может быть найден по выражению:

$$M_{KH} = 9550 \cdot (N_{en} : n); \quad (1.85)$$

$n_{min}, n_m, \text{мин}^{-1}$ – соответственно минимальная частота вращения вала двигателя и частота при максимальном моменте, выбираются по статистическим данным.

Расчетные точки на характеристике соединяем выпуклой кривой.

Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт ч, по корректорной ветви характеристики дизеля может быть определен по формуле:

$$g_e = g_{en} \left[1,55 - 1,55 \frac{n}{n_n} + \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right]. \quad (1.86)$$

Удельный расход топлива по регуляторной ветви характеристики возрастает при снижении нагрузки от номинального g_{en} до $g_e = \infty$, соответствующего режиму холостого хода. Для промежуточных точек g_e можно определить по формуле:

$$g_{en} = \frac{G_T}{N_e} \quad (1.87)$$

Расчетные данные для построения регуляторной характеристики двигателя заносим в таблицу 6.

Таблица 6 - Расчетные данные для регуляторной характеристики

$n, \text{мин}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$M_K, \text{Н м}$	$G_T, \text{кг/ч}$	$g_e, \text{г/кВт ч}$

2. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

Тяговый расчет является одним из важных разделов курса теории и расчета трактора. В нем обобщен материал общей и тяговой динамики, а также топливной экономичности.

Завершающей частью тягового расчета является построение и анализ расчетной тяговой характеристики с целью оценки рабочих показателей проектируемого трактора и соответствия их заданию.

Недостающие для расчета данные выбирают в соответствующих учебных и справочных пособиях из технической характеристики трактора - прототипа в соответствии с классом по номинальному тяговому усилию 2,6,9,14,20,30,40,50, 60,80 кН.

2.1 РАСЧЁТ НОМИНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ВЕСА ТРАКТОРА

Расчет номинальной мощности двигателя трактора с учетом номинального тягового усилия производят по формуле, кВт:

$$N_e = \frac{V_H (P_{кр} + G \cdot f)}{1000 \cdot \eta_{mp} \cdot \chi_{э}}, \quad (2.1)$$

где $P_{кр}$ – номинальное тяговое усилие на крюке, Н;

G – эксплуатационный вес трактора, Н;

V_H – расчетная скорость движения на низшей передаче при номинальной тяге, м/с;

$\chi_{э}$ – коэффициент эксплуатационной нагрузки двигателя $\chi_{э}=(0,85...0,95)$;

f – коэффициент сопротивления качению, определяют по таблице 3 приложения;

$\eta_{mp} = \eta_u^n \eta_k^n (1-\xi)$ – к.п.д. трансмиссии, где $\eta_u=0,985...0,990$ и $\eta_k=0,975...0,980$ к.п.д. соответственно цилиндрических и конических пар шестерен, n – число пар шестерен, находящихся одновременно в зацеплении (берется из технической характеристики прототипа трактора), $\xi=0,03...0,05$ – коэффициент потерь холостого хода в трансмиссии.

Эксплуатационный вес трактора, Н:

$$G=(1,07...1,15)G_k, \quad (2.2)$$

где G_k – конструктивный (сухой) вес трактора, определяется исходя из данных таблицы 5 приложения.

Тяговый диапазон трактора определяют по формуле:

$$\delta_T = \varepsilon \frac{P_{кр}}{P'_н} \quad (2.3)$$

где $P'_н$ – номинальная сила тяги трактора предыдущего по типу классу кН;

ε – коэффициент расширения тяговой зоны трактора, рекомендуемый в среднем 1,3 для тракторов тяговых классов 9...30 кН, а для тракторов 40...50 кН – 1,5.

Для тракторов класса тяги 0,2... 0,6 тяговый диапазон можно принять $\delta_T=2$.

Зная тяговый диапазон и номинальную силу тяги трактора, можно определить его минимальную силу тяги из соотношения:

$$\delta_T = \frac{P_{kp}}{P_{kp \min}} \text{ откуда } P_{kp \min} = \frac{P_{kp}}{\delta_T} \quad (2.4)$$

2.2 РАСЧЁТ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ И КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Для расчета ряда основных рабочих скоростей трактора определяют диапазон скоростей: $\delta_v = \frac{V_z}{V_H}$

где V_z – номинальная скорость движения трактора на высшей передаче, м/с.

Если номинальная скорость движения на высшей рабочей передаче неизвестна, то величину скоростного диапазона подсчитывают по формуле:

$$\delta_{v_{ооc}} = \delta_T \cdot \chi_{\Sigma} \quad (2.5)$$

Для рационального использования мощности двигателя на всех рабочих передачах основного ряда, скорости движения образуют геометрическую прогрессию:

$$\text{Зная, что } \frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} = \dots = \frac{V_z}{V_{z-1}} = q,$$

$$V_2 = V_1 \cdot q; V_3 = V_2 \cdot q = V_1 \cdot q^2; V_4 = V_1 \cdot q^3 \dots V_z = V_1 \cdot q^{z-1};$$

Отсюда знаменатель геометрической прогрессии:

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{V_z}{V_1}} = \sqrt[z-1]{\delta_{v_{ооc}}} \quad (2.6)$$

Определив знаменатель геометрической прогрессии, подсчитывают скорости $V_2, V_3, V_4 \dots V_z$.

Колесные тракторы

Передачное число трансмиссии колесного трактора на первой передаче определяют по формуле:

$$i_{mp1} = 0,105 \frac{n_H \cdot r_K}{V_H} \quad (2.7)$$

где r_K - радиус качения ведущего колеса трактора, м.

Радиус качения ведущего колеса в метрах с учетом деформации подсчитывают по формуле:

$$r_K = 25,4 \cdot 10^{-3} [0,5d + (0,8 \dots 0,85)b] \quad (2.8)$$

где d - наружный диаметр обода колеса, на который монтируется шина, в дюймах (таблица 5);

b - ширина профиля шины, в дюймах (таблица 5);

(0,8... 0,85) - коэффициент деформации шины ведущего колеса.

Размеры шин подбирают по таблице 4 в зависимости от нагрузки на одно ведущее колесо трактора:

$$G_K = \frac{\lambda_K \cdot G}{n_K} \quad (2.9)$$

где n_K - число ведущих колес, шт.;

λ_K - коэффициент нагрузки ведущих колес. Для гусеничных и колесных тракторов с двумя ведущими мостами $\lambda_K=1,0$, а для колесных тракторов с задним ведущим мостом $\lambda_K=0,65...0,75$.

Давление воздуха в шинах ведущих колес принимают в пределах 0,08...0,12 МПа.

Гусеничные тракторы

Для гусеничного трактора передаточное число на первой передаче определяют по формуле:

$$i_{TP1} = 0,105 \frac{n_H \cdot r_{HO}}{V_{H1}} \quad (2.10)$$

где r_{HO} - радиус начальной окружности ведущей звездочки, м:

$$r_{HO} = \frac{Z \cdot L_{3B}}{2\pi} \quad (2.11)$$

где L_{3B} - фактическая длина одного звена гусеницы, м;

Z - число активно действующих зубьев звездочки за один оборот, шт.

Остальные передаточные числа трансмиссии для колесных и гусеничных тракторов подсчитывают по формуле:

$$i_{TP2} = \frac{i_{TP1}}{q}; i_{TP3} = \frac{i_{TP2}}{q} \text{ и т.д.} \quad (2.12)$$

Зная расчетные общие передаточные числа трансмиссии на каждой передаче – i_{TP} и передаточные числа шестерен с постоянным зацеплением трактора-прототипа i_o , определяют передаточные числа коробки передач по формуле:

$$i_{K1} = \frac{i_{TP1}}{i_o}; i_{K2} = \frac{i_{TP2}}{i_o}; i_{K3} = \frac{i_{TP3}}{i_o}; \text{ и т.д.} \quad (2.13)$$

где i_o - передаточное число шестерен с постоянным зацеплением прототипа:

$$i_o = i_{ЦП} \cdot i_{КП}$$

где $i_{ЦП}$ - передаточное число центральной передачи;

$i_{КП}$ - передаточное число конечной передачи (выбираются из таблицы 5 приложения).

Полученные расчетным путем передаточные числа трансмиссии и коробки передач, а также расчетные скорости заносят в таблицу 6.

Таблица 6 - Расчетные показатели трансмиссии

Показатели	Передачи					Центральная передача	Конечная передача
	I	II	III	IV	V		
Передаточные числа трансмиссии							
Передаточные числа коробки передач							
Расчетные скорости движения, м/с							

Энергонасыщенность характеризуется отношением номинальной эффективной мощности двигателя к эксплуатационной массе трактора:

$$N_{\varepsilon} = \frac{N_e}{m_{\varepsilon}} \quad (2.14)$$

где m_{ε} – эксплуатационная масса трактора, $m_{\varepsilon} = (1,07 \dots 1,15)m_k$.
 m_k – выбирается по таблице 5 приложения.

Металлоемкость трактора характеризуется отношением конструктивной массы к номинальной эффективной мощности двигателя:

$$q = \frac{m_k}{N_e} \quad (2.15)$$

Металлоемкость современных колесных тракторов находится в пределах 60... 80 кг/кВт, а гусеничных 90... 110 кг/кВт.

2.3 ПОСТРОЕНИЕ И РАСЧЁТ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Графическое построение тяговой характеристики проводят в 4-х четвертях листа миллиметровой бумаги в соответствующих масштабах в следующей последовательности (рисунок 2). Регуляторную характеристику двигателя в функции от крутящего момента строят в левой нижней части. Для этого по оси ординат откладывают значения крутящего момента двигателя и отмечают точки M_{en} и $M_{e \max}$, через которые проводят вспомогательные линии, параллельные оси абсцисс. Значение номинального крутящего момента M_{en} берут из первой части курсовой работы.

Максимальный крутящий момент двигателя равен:

$$M_{e \max} = M_{en} \cdot K_n \quad (2.16)$$

где K_n - коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту (1,1...1,2).

Для построения кривой зависимости частоты вращения коленчатого вала от крутящего момента на оси абсцисс отмечают точку A максимальной частоты вращения коленчатого вала холостого хода n_{xx} (значение берут из первой части курсовой работы). На оси абсцисс откладывают значение номинальной частоты вращения $n_{ном}$ и через нее проводят прямую, параллельную оси ординат, пересечение которой с прямой, проведенной через $M_{ен}$, определяет точку B . Точки A и B соединяют прямой, которая соответствует работе двигателя на регуляторе. Для построения корректорной ветви на прямой, проведенной через $M_{е max}$, откладывают точку C , соответствующую частоте вращения коленвала при максимальном крутящем моменте:

$$n_M = \frac{n_{ном}}{K_n} \quad (2.17)$$

где K_n – коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам (1,3...1,6).

Точки B и C соединяют плавной огибающей линией.

Для построения кривой эффективной мощности N_e по оси абсцисс на графике откладывают точки, соответствующие номинальному значению $N_{ен}$ (2.1) и значению $N_{ем}$ при максимальном крутящем моменте, определяемом по формуле:

$$N_{ем} = \frac{M_{е max} \cdot n_M}{9554} \quad (2.18)$$

Из этих точек проводят прямые параллельно оси абсцисс до пересечения с прямой номинального крутящего момента $M_{ен}$ и максимального крутящего момента $M_{е max}$, (точки D и E).

Затем начало координат соединяют с точкой D прямой линией, а точки D и E соединяют плавной огибающей линией с продолжением.

Для построения кривой часового расхода топлива по оси абсцисс откладывают точки:

$G_{тн}$, - часового расхода топлива при номинальном крутящем моменте (формула 1.55);

$G_{тхх}=(0,25...0,30) G_{тн}$ - часового расхода топлива при максимальной частоте вращения на холостом ходу;

$G_{тм} = (0,7...0,8)G_{тн}$ - часового расхода топлива при максимальном крутящем моменте двигателя.

Указанные значения расходов топлива берут из регуляторной характеристики теплового расчета двигателя. Точки, соответствующие $G_{тхх}$ и $G_{тн}$, соединяют прямой линией, а точки, соответствующие $G_{тн}$ и $G_{тм}$, соединяют плавной кривой.

Кривую удельного расхода топлива строят путем деления часового расхода топлива на соответствующее значение мощности:

$$g_e = \frac{10^3 G_m}{N_e} \quad (2.19)$$

Для построения зависимости удельного расхода топлива от крутящего момента на оси ординат произвольно выбирают три-четыре точки, в соответствии с которыми определяют графически значения G_m и N_e на характеристиках часового расхода и эффективной мощности по оси абсцисс. По полученным значениям удельного расхода топлива строят зависимость.

Таким образом, в левой нижней четверти графика построены четыре зависимости от крутящего момента. Очевидно, что по оси абсцисс отложены соответствующие значения, которые строятся каждый в своем произвольном и удобном для построения графиков масштабе.

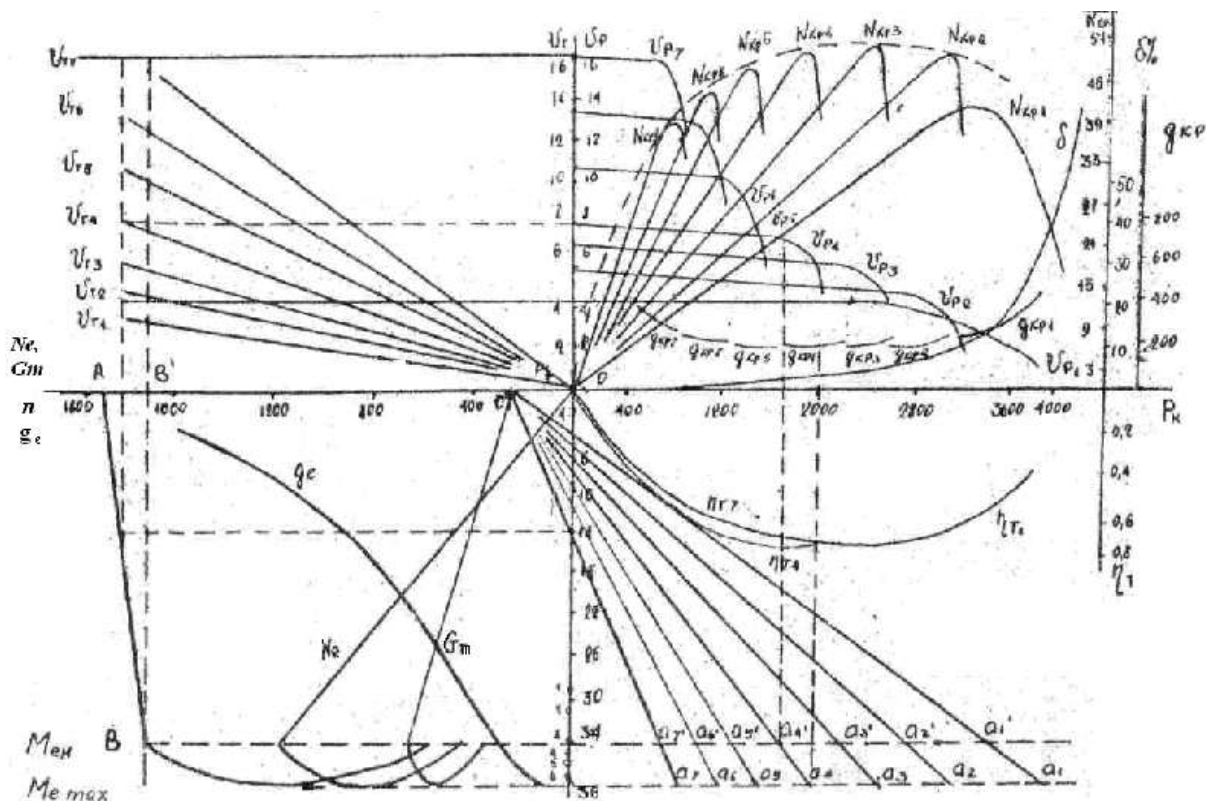


Рисунок 2. - Теоретическая тяговая характеристика трактора

График касательных сил тяги строят в правой нижней четверти. Для этого по оси абсцисс влево от начала координат точки O откладывают точку O' значения силы сопротивления качению, определяемое по формуле:

$$P_f = f \cdot G \quad (2.20)$$

Учитывая, что $P_k = P_{kp} + P_f$, точка O' служит началом отсчета касательных сил тяги P_k , а точка O началом отсчета сил тяги на крюке P_{kp} , которые откладывают в одном масштабе.

Используя данные тягового расчета, по формуле (2.20) определяют значения касательных сил тяги на момент передачи при номинальном моменте двигателя и результаты расчетов заносят в таблицу 7:

$$P_{KZ} = \frac{M_{en} \cdot \eta_{TP} \cdot i_{TPZ}}{r_{K(HO)}} \quad (2.21)$$

Таблица 7 - Параметры тяговой характеристики трактора

Номер передачи	Расчетные точки	Из регуляторной характеристики двигателя					P_K , кН	P_{kp} , кН	V_T , м/с	δ , %	V_P , м/с	N_{KP} , кВт	q_{KP} , г/кВт·ч	$\eta_{тяг}$	$\eta'_{тяг}$
		M_e , кНм	N_e , кН, кВт	G_m , кг/ч	n_e , мин ⁻¹	q_e , г/кВт·ч									
I	1														
	2														
	3														
	4														
	5														
II	1														
	2														
	3														
	4														
	5														

На вспомогательной линии, проведенной через M_{en} , отмечают точки, соответствующие полученным значениям касательной силе тяги. Через эти точки и точку O' проводят лучи до пересечения с линией максимального крутящего момента.

Далее определяют и заносят в таблицу 7 значения сил тяги на крюке для каждой передачи:

$$P_{kpZ} = P_{KZ} \cdot f \cdot G \quad (2.22)$$

График теоретических скоростей строят в левой верхней четверти. Для этого на вспомогательной вертикальной линии, проведенной через номинальную частоту вращения коленчатого вала, откладывают значения теоретических скоростей, в м/с на каждой передаче, которые по формуле:

$$V_{TZ} = 0,105 \frac{n_H \cdot r_{K(HO)}}{i_{TPZ}} \quad (2.23)$$

Величина коэффициента буксования может быть взята из тяговых характеристик трактора - прототипа, снятой для заданного почвенного фона, или получена расчетным путем по эмпирическим формулам.

Для гусеничных тракторов буксование определяется по формуле:

$$\delta = 0,04 \left(\frac{P_{kp}}{\phi G} \right) + \left(\frac{P_{kp}}{\phi G} \right)^8 \quad (2.24)$$

Для колесных тракторов вычисляется по формуле:

$$\delta = 0,13 \left(\frac{P_{kp}}{\phi \lambda_K G} \right) + 0,013 \left(\frac{P_{kp}}{\phi \lambda_K G} \right) \quad (2.25)$$

Кривую буксования строят в правой верхней четверти. На оси ординат откладывают шкалу в таком масштабе, чтобы она занимала 1/4... 1/5 часть

шкалы скоростей. На оси абсцисс отмечают точку $P_{кр\max}$ и против нее наносят на график соответствующее значение величины буксования.

Кривые рабочих скоростей строят в верхней правой четверти в масштабе теоретических скоростей. Начало отсчета скоростей берут от начала координат, и каждая кривая показывает изменение скорости трактора в зависимости от величины силы тяги на крюке. Рабочую скорость в м/с трактора, с нагрузкой на крюке, на всех передачах определяют по формуле:

$$V_{pz} = V_{tz}(1 - \delta_z) \quad (2.26)$$

Значение скорости откладывают на перпендикуляре, восстановленном из точки выбранного значения нагрузки на крюке.

Так как на регуляторном участке двигателя рабочая скорость изменяется примерно по линейному закону, при расчете можно ограничиться двумя режимами - при работе на холостом ходу ($V_p = V_m$) и номинальном ($n_e = n_{ен}$).

В режимах перегрузки характерно интенсивное уменьшение рабочей скорости вследствие нелинейного изменения частоты вращения коленчатого вала и величины буксирования, поэтому на этом участке необходимо на всех передачах делать расчеты скорости для 3...4 нагрузочных режимов.

Результаты расчетов заносят в таблицу 7 и по ним строят кривые зависимости $V_p = f(P_{кр})$.

Для построения кривых крюковых мощностей в кВт, используют формулу:

$$N_{кр} = P_{кр} \cdot V_p \quad (2.27)$$

Значения $P_{кр}$ и V_p берут из таблицы 8 при соответствующих режимах работы двигателя. Кривые строят аналогично рабочей скорости во всем диапазоне тяги, включая перегрузку. После построения проводят кривую, огибающую крюковые мощности, которую называют потенциальной тяговой характеристикой.

Для построения зависимости удельного крюкового расхода топлива в г/кВт·ч от силы тяги на крюке используют формулу:

$$g_{кр} = \frac{G_m \cdot 10^3}{N_{кр}} \quad (2.28)$$

значения G_m и $N_{кр}$ берут из таблицы 7 при принятых значениях.

Рекомендуется вести расчеты $q_{кр}$, не менее чем для шести значений $P_{кр}$ для каждой передачи в зонах от M_{emax} до $0,75 M_{e\text{ ном}}$ (3 точки до перегиба $N_{кр}$, и 3 точки после перегиба). Правильность построения кривых проверяют путем расчета в нескольких точках по формуле:

$$g_{кр} = \frac{g_e}{\eta_{тр}} \quad (2.29)$$

Тяговый КПД трактора определяют на всех передачах по формуле:

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_e} \cdot 100\% \quad (2.30)$$

Величины $N_{кр}$ и N_e берут из таблицы 7.

Кривые тягового КПД строят для значений $P_{кр}$, охватывающих зону основных эксплуатационных нагрузок. Значения тягового КПД определяют по формуле:

$$\eta_{тяг} = \eta_{ТР} \frac{P_{кр}}{P_K} (1 - \delta) \quad (2.31)$$

Результаты расчетов заносят в таблицу 7 и по ним в правой нижней четверти характеристики строят кривые. В случае правильного расчета полученные значения по формулам (2.29), (2.30) не должны отличаться.

2.4 БАЛАНС МОЩНОСТИ ТРАКТОРА

Баланс мощности характеризует распределение мощности двигателя по отдельным видам сопротивлений. Его определяют на всех передачах для установившегося движения при работе трактора на горизонтальной поверхности по следующему уравнению:

$$N_e = N_{ТР} + N_r + N_\delta + N_{кр} \quad (2.32)$$

где мощность, потерянная в трансмиссии трактора:

$$N_{ТР} = N_e (1 - \eta_{ТР}) . \quad (2.33)$$

Мощность сопротивления качению:

$$N_f = P_f \cdot V_p \quad (2.34)$$

Мощность на крюке тракторе:

$$N_{кр} = P_{кр} \cdot V_p \quad (2.35)$$

Мощность, расходуемая на буксование трактора:

$$N_\delta = P_K \cdot \delta \cdot V_T \quad (2.36)$$

Полученные данные сводят в таблицу 8.

Таблица 8 -Баланс мощности трактора

Наименование	I		II		III	
	кВт	%	кВт	%	кВт	%
Мощность на крюке $N_{ТР}$						
Мощность на буксование N_δ						
Мощность на перекачивание N_f						
Потери мощности в трансмиссии $N_{ТР}$						
ИТОГО N_e		100		100		100

2.4 ПОСТРОЕНИЕ ПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

При построении принимают, что трактор имеет бесступенчатую трансмиссию, которая при изменении тяговой нагрузки позволяет всегда загружать двигатель на номинальную мощность за счет автоматического изменения скорости движения.

Построение проводят следующим образом. На оси абсцисс (рисунок 3) откладывают от начала координат значение тяговых усилий на крюке в принятом масштабе от 0 до $P_{кр\ max}$, а по оси ординат вверх - номинальную мощность двигателя $N_{ен}$ и через его вершину проводят прямую, параллельную оси абсцисс.

В пределах графика наносят кривую буксования " δ " от нуля до полного буксования, вычисленную ранее по выражению (2.24) и взятую из таблицы 7.

Считая, что мощность на трение в силовой передаче и найденная по формуле (2.22), имеет постоянное значение, ее откладывают на графике от горизонтальной прямой $N_{е\ ном}$ вниз. Разность $N_{ен} - N_{тр}$ представляет мощность N_K на ведущих колесах:

$$N_K = N_{ен} - N_{тр} = N_{ен} - N_{ен}(1 - \eta_{тр}) \quad (2.37)$$

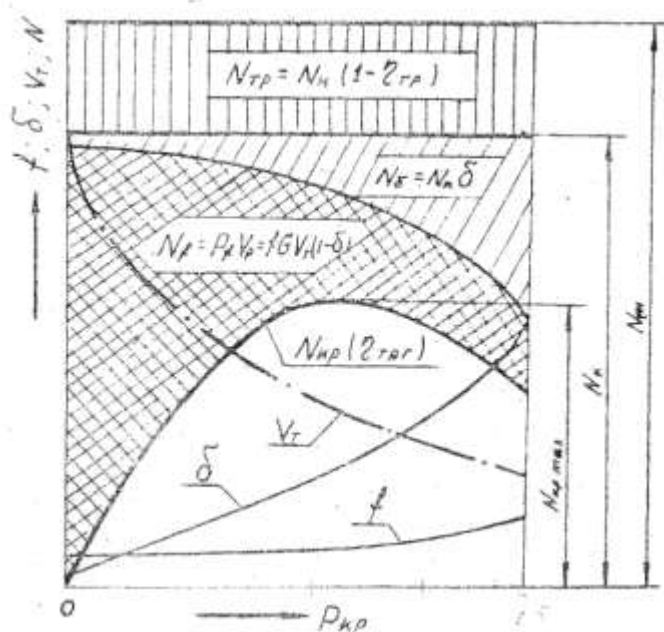


Рисунок 3 - Потенциальная тяговая характеристика трактора

Часть этой мощности N_K теряется на буксование ведущих колес пропорционально величине буксования:

$$N_\delta = N_K \cdot \delta \quad (2.38)$$

Используя вспомогательную кривую " δ ", рассчитывают значения N_δ для принятого интервала тяговых усилий и откладывают их в виде соответствующих отрезков вниз от горизонтали $N_{тр}$ в принятом масштабе; соединив затем концы отрезков кривой, получают второй участок потери мощности на буксование (он заштрихован наклонными линиями).

Чтобы изобразить затраты мощности на качение N_f , определяют значения теоретической скорости:

$$V_T = \frac{N_K}{P_K} = \frac{N_K}{P_{KP} + P_f} = \frac{N_K}{P_{KP} + fG} \quad (2.39)$$

и строят в масштабе график кривой $V_T = f(P_{KP})$, где задаются значения тягового усилия от 0 до $P_{KP \max}$. Далее вычисляют мощность N_f , необходимую для качения трактора по выражению:

$$N_f = P_f \cdot V_p = fGV_T(1 - \delta) \quad (2.40)$$

Значения " V_T " и " δ " берут для различных выбранных точек P_{KP} во всем интервале 0 - $P_{KP \max}$.

Подсчитав величины N_f для ряда точек, откладывают их вниз от кривой N_δ и соединяют жирной кривой. Таким образом получают третий участок (он заштрихован перекрещивающимися линиями), который показывает затраты мощности на качение по заданному фону поля.

Ординаты жирно очерченной кривой изображают N_{KP} , остающиеся после вычета всех потерь для реализации на крюке. Они изображают также тяговый КПД трактора $\eta_{ТЯГ} = N_{KP}/N_e$, в своем масштабе, если отрезок N_{en} принять за $\eta_{ТЯГ} = 100\%$.

Полученная кривая $N_{KP} = f(P_{KP})$ называется *потенциальной тяговой характеристикой трактора*. Правильность построения потенциальной тяговой характеристики и тягового КПД проверяют по формуле:

$$\eta_{ТЯГ} = \frac{P_{KP}(1 - \delta) \cdot \eta_{TP}}{P_{KP} + P_f} \quad (2.41)$$

Результаты расчетов тяговой потенциальной характеристики сводятся в таблицу 9.

Таблица 9 - Показатели потенциальной тяговой характеристики

Показатели	Тяговые усилия на крюке							
								$P_{KP \max}$
$\delta, \%$								
$V_T, \text{м/с}$								
$V_p, \text{м/с}$								
$N_\delta, \text{кВт}$								
$N_f, \text{кВт}$								
$N_{KP}, \text{кВт}$								
$\eta_{тяг}, \%$								

В заключении следует проанализировать расчетные показатели трактора в целом, сделать краткие выводы сравнительно с прототипом.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица -1 Варианты заданий курсовой работы

Исходные данные			единица									
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Прототип трактора			МТЗ-100	ЛТЗ-55А	ЛТЗ-155	Т-30А80	Т-150К	К-701	ДТ-75Н	ДТ-175С	Т-150	Т-4А
Прототип двигателя			Д-245	Д-144	СМД-25	Д-120	СМД-62	ЯМЗ-240	СМД-18Н	СМД-66	СМД-60	А-01М
десятки	0	Номинальная мощность, Ne (кВт)		39	118	23,5	121,4	221	70	125,1	110,4	99
		Частота вращения при Ne, n (мин ⁻¹)		1800	2000	2000	2100	1900	1800	1900	2000	1700
		Степень сжатия, ε		16,5	16,5	16,5	16,5	16,5	16	16,5	16,5	16
	1	Номинальная мощность, Ne (кВт)	74	40	119	24,5	122	221,5	72	125,4	110,0	98
		Частота вращения при Ne, n (мин ⁻¹)	2150	1950	2050	2040	2090	1910	1820	1910	2000	1680
		Степень сжатия, ε	16,7	16,4	16,6	16,4	16,1	16,6	16	16,5	16,5	16,2
	2	Номинальная мощность, Ne (кВт)	72	38	120	25,5	121	222	73	125,7	111	98,5
		Частота вращения при Ne, n (мин ⁻¹)	2180	1850	1950	2020	2080	1920	1850	1920	2000	1700
		Степень сжатия, ε	16,6	16,3	16,7	16,3	16,2	16,7	16	16,5	16,5	16,4
	3	Номинальная мощность, Ne (кВт)	75	41	115	22,5	121,7	222,5	75	126	112	99,5
		Частота вращения при Ne, n (мин ⁻¹)	2250	1900	1970	2050	2070	1930	1870	1930	2000	1750
		Степень сжатия, ε	17	16,1	16,8	16,2	16,3	16,8	16	16,5	16,5	16,5
	4	Номинальная мощность, Ne (кВт)	74	42	116	21,5	122	223	77	127	115	100
		Частота вращения при Ne, n (мин ⁻¹)	2130	2000	1990	2010	2150	1950	1900	2000	1950	1800
		Степень сжатия, ε	16	16,7	16,9	16,6	16,1	16,9	16	16,5	16,5	16,7

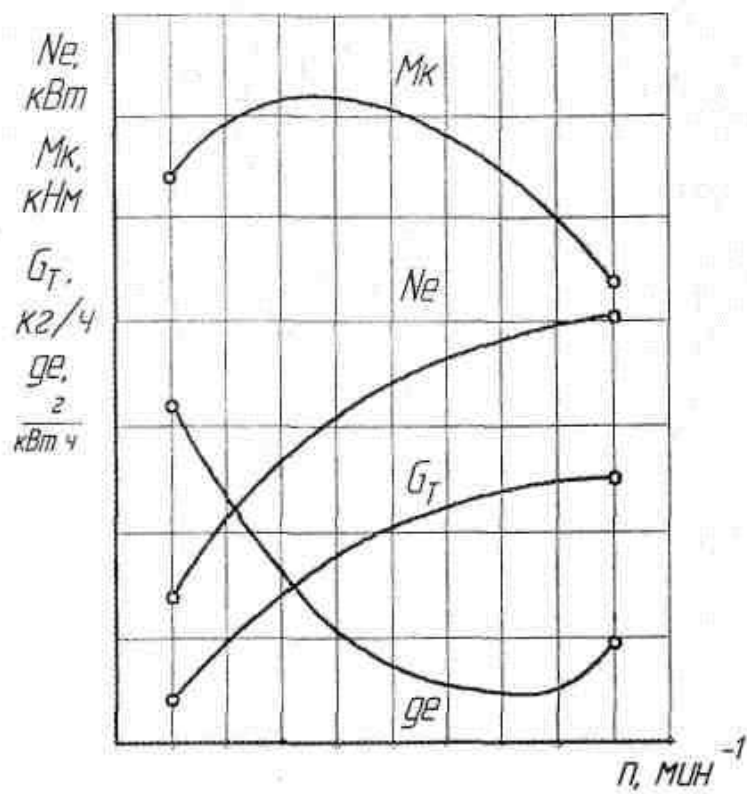


Рис. 1 - Внешняя скоростная характеристика (ДсИЗ)

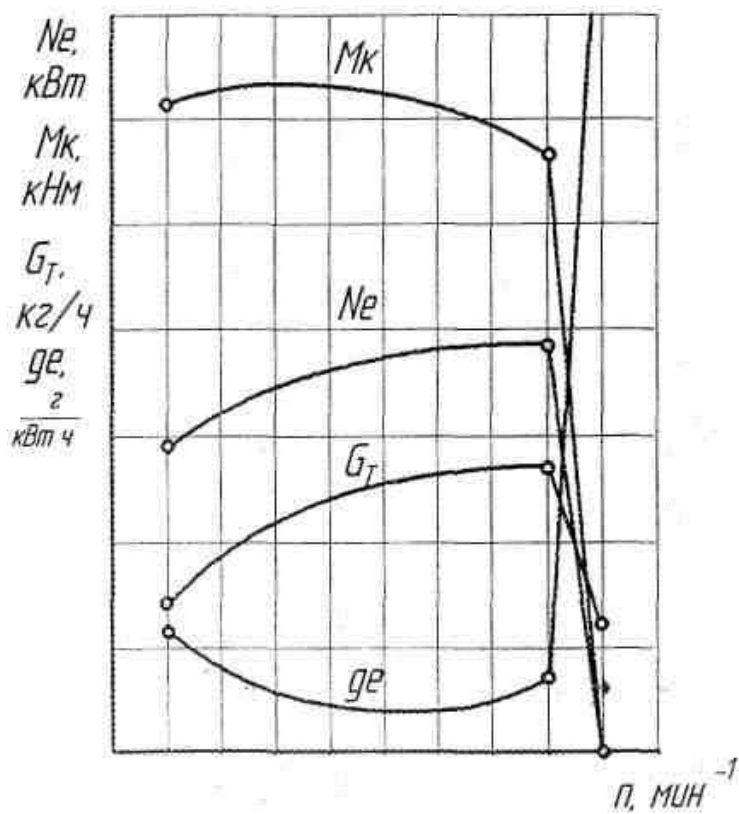


Рис. 2 – Скоростная характеристика с регуляторной ветвью (дизель)

Таблица 2 Основные параметры ряда тракторных двигателей











Марка двигателя (трактора)	Число и расположение цилиндров	Схема расположения кривошипов коленчатого вала	ε	$N, \text{ мин}^{-1}$	$D_{\text{ц}} \text{ и } S_{\text{п}}, \text{ мм}$	$K = \frac{S_n}{D_{\text{ц}}}$	$\Sigma V_h 10^{-3}, \text{ л}$	$N_e, \text{ кВт}$	$P_e, \text{ МПа}$	$\frac{N_e}{\Sigma V_h} \cdot 10^3$ $\text{кВт} / \text{м}^3$	$G_{\text{дв}}, \text{ кг}$	$\frac{G_{\text{дв}}}{N_e}$ $\text{кг} / \text{кВт}$	$g_{\text{дв}}, \text{ г} / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$
Д-240 (МТЗ-80)	4р		16,0	2200	110x125	1,14	4,75	59	0,68	12,46	430	9,52	245
Д-144 (ЛТЗ-55)	4р		16,5	1600	105x120	1,14	4,15	29,4	0,54	7,1	380	12,9	239
СМД-64 (комб.)	6V, 90°		16,5	1900	130x115	0,88	9,15	110	0,77	12	850	7,73	250
А-41 (ДТ-75М)	4р		16,0	1750	130x140	1,08	7,45	66	0,62	8,86	930	14,1	250
Д-130 (Д-170)	4р		16,0	1070	130x140	1,4	7,45	103	0,87	70,6	2100	20,4	238
ЯМЗ-534	4р		-	2400	102x122	1,2	4	117	1,46	29,25	420	3,59	201
Д-160 (ВТ-100)	6р		16,5	2200	105x120	1,14	6,25	55	0,48	8,8	-	-	-
СМД-60 (Т-150)	6V, 90°		15,0	2000	130x115	0,86	9,15	110	0,73	12	850	7,73	250
СМД-62 (Т-150К)	6V, 90°		15,0	2100	130x115	0,88	9,15	121	0,77	13,35	850	7,0	250
Д-21 (Т-25)	2р		16,0	1600	105x120	1,14	2,08	14,7	0,54	7,07	260	19,05	250
Д-260 (МТЗ-100)	6р		16,0	2200	110x125	1,14	7,45	73, 6	-	5,35	-	-	235
АМ-01 (Т-4)	6р		16,5	1600	130x140	1,08	11,5	81	0,62	7,03	-	-	251

Таблица 3 Основные параметры ряда автомобильных двигателей*

Марка двигателя (автомобиля)	Число и расположение цилиндров	Схема расположения кривошипов коленчатого вала	ε	$N, \text{ мин}^{-1}$	$D_{\text{ц}}$ и $S_{\text{п}}, \text{ мм}$	$K = \frac{S_{\text{п}}}{D_{\text{ц}}}$	$\Sigma V_{\text{h}} 10^{-3}, \text{ л}$	$N_{\text{e}}, \text{ кВт}$	$P_{\text{e}}, \text{ МПа}$	$\frac{N_{\text{e}}}{\Sigma V_{\text{h}}} \cdot 10^3$ $\text{кВт} / \text{м}^3$	$G_{\text{дв}}, \text{ кг}$	$\frac{G_{\text{дв}}}{N_{\text{e}}}$ $\text{кг} / \text{кВт}$	$g_{\text{e}}, \text{ г} / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$
ЗИЛ-130 (ЗИЛ-130)	8V, 90°	<div> <div>1и5</div> <div>  </div> <div>3и7 2и6</div> <div>4и8</div> </div>	6,5	3100	100x95	0,95	6	110	0,7	18,35	300	2,73	320
ЗМЗ-513,10 (ГАЗ-3308 (07,074))	8V, 90°		7,6	3200	92x80	0,87	4,25	92	0,83	2,65	262	2,99	286
ЗИЛ-375 (Урал-377)	8V		7,3	3600	108x95	0,88	7	132,4	0,6	18,9	505	3,81	-
ВАЗ-2121 (НИВА)	4р	<div>1и4</div> <div>  </div> <div>2и3</div>	8,5	5400	79x80	1,01	1,58	58,8	0,8	37,2	440	7,48	-
ММЗ-245,12 («Бычок»)	4р		16	2400	110x125	1,14	4,75	80	0,49	16,84	430	5,38	218
ЗМЗ-5148	4р		19,5	3900	87x94	1,08	2,24	96	1,32	42,86	215	2,23	210
ЯМЗ-236М2 (МАЗ-53371)	6V, 90°	<div>1и5</div> <div>  </div> <div>2,6 3,4</div>	16,8	2100	130x140	1,08	11,15	132,4	0,7	11,84	820	6,2	238
ЯМЗ-240НМ2 (БелАЗ-75485)	12V		16	2100	130x140	1,08	16,22	368	1,3	22,7	1790	4,86	208
КамАЗ-740 (КамАЗ)	8V, 90°	<div>1и5</div> <div>  </div> <div>3и7 2и6</div> <div>4и8</div>	17,0	2600	120x120	1,0	10,86	154,4	0,7	14,2	743	4,81	216
ГАЗ-43-01 (ГАЗ-43)	6р	<div>1и6</div> <div>  </div> <div>3,4 2,5</div>	16	2600	105x120	1Д4	10,38	110	0,5	10,59	-	-	225
ЗИЛ-645 (ЗИЛ)	8V	<div>1и6</div> <div>  </div> <div>2и8 5и3</div> <div>4и7</div>	19	2800	110x115	1,05	8,74	125	0,7	14,3	720	5,76	232

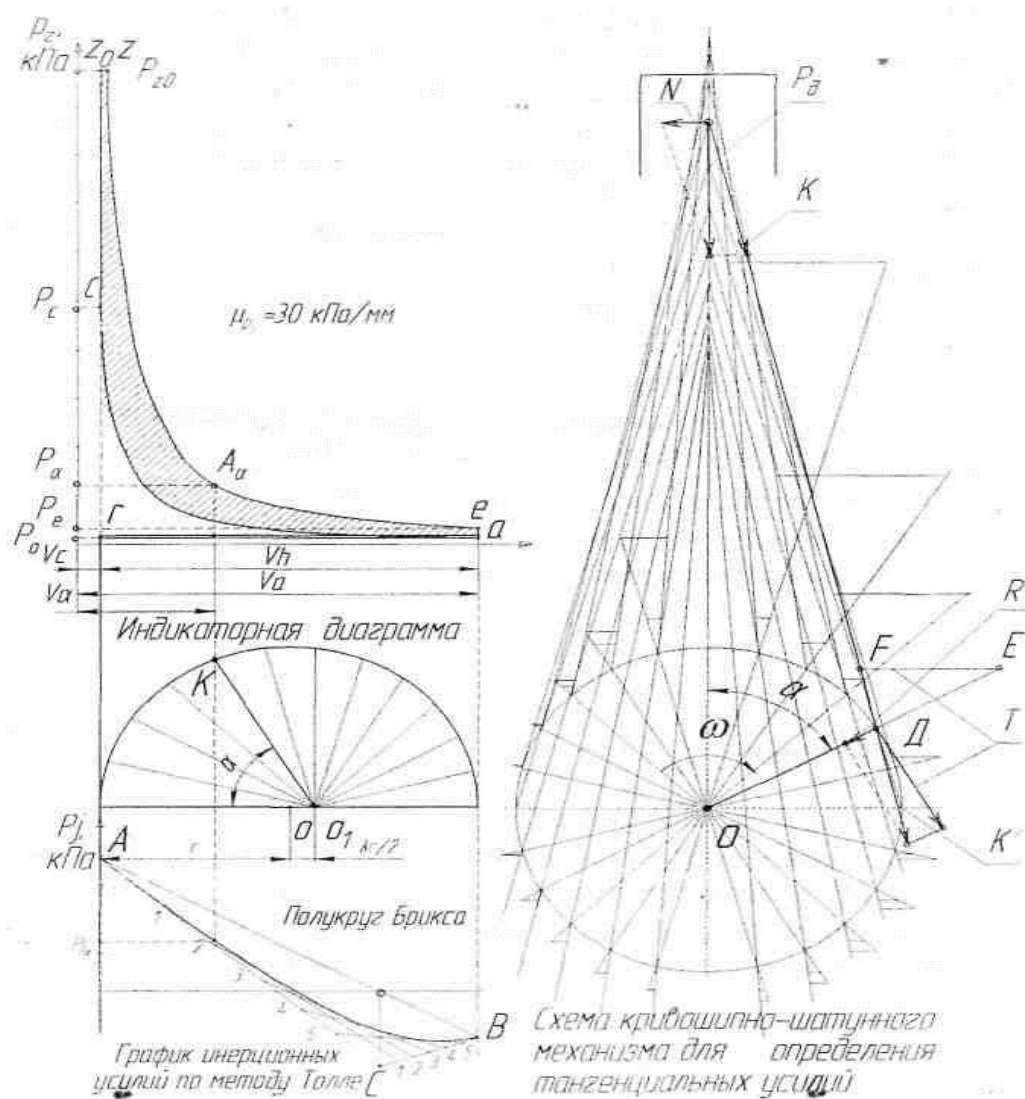


Рисунок 3. Индикаторная диаграмма, полукруг Брикса, графики инерционных усилий (по методу Толле) и схемы КШМ для определения тангенциальных усилий.

Таблица 4 - Коэффициенты сопротивления качению f и коэффициенты сцепления φ

Вид почвы или дороги	Тракторы колесные		Тракторы гусеничные		Автомобили	
	f	φ	f	φ	f	φ
Асфальтированное шоссе	0,01...0,02	0,8...0,9			0,015...0,02	0,6...0,75
Гравийное шоссе	0,02...0,03	0,60			0,02...0,03	0,5...0,65
Грунтовая сухая дорога	0,025...0,045	0,6...0,8	0,02...0,07	0,9...1,0	0,03...0,05	0,5...0,7
Снежная укатанная дорога	0,03...0,04	0,3...0,4	0,06...0,07	0,5...0,7	0,03...0,04	0,3...0,35
Песок	0,16...0,18	0,3...0,4	0,10...0,15	0,4...0,5	0,17...0,30	0,65...0,75
Целина, плотная залежь	0,03...0,07	0,6...0,8	0,06...0,07	1,0...1,1		
Залежь 2...3-х лет	0,06...0,08	0,6...0,8	0,06...0,07	0,9...1,0		
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 под посев	0,16...0,18	0,4...0,8	0,10...0,12	0,6...0,7		
Скошенный луг	0,08	0,6...0,8	0,07	0,7...0,9		
Слежавшаяся пахота	0,08...0,12	0,5	0,08	0,6		
Обледеленная дорога	0,02...0,025	0,1...0,3	0,03...0,04	0,2...0,4		

Таблица 5 - Справочные данные по тракторным и автомобильным шинам

Размер шин в дюймах	Давление воздуха в шинах, МПа	Грузоподъемность шины в кг при заданном давлении воздуха
Для тракторов		
Направляющие колеса:		
4,00-16	0,14-0,2	185-230
5,50-16	0,14-0,25	900-420
6,00-16	0,14-0,25	390-550
6,50-20	0,14-0,27	450-660
8,00-20	0,14-0,25	680-925
9,00-16	0,14-0,25	780-1100
Ведущие колеса:		
8-32	0,08-0,17	535-680
9-20	0,08-0,14	500-695
9-42	0,08-0,14	695-1180
10-28	0,08-0,11	690-845
11 -38	0,08-0,15	975-1410
12-38	0,08-0,14	1130-1570
13-30	0,1-0,13	1360-1550
15-20	0,11-0,14	2100-2420
Для грузовых автомобилей и прицепов		
6,50-20	0,275-0,35	500-750
7,50-20	0,275-0,35	850-1000
8,25-20	0,275-0,4	1000-1300
9,00-20	0,325-0,45	1250-1550
10,00-18	0,35-0,50	1400-1700
10,00-20	0,35-0,50	1500-1800
11,00-20	0,35-0,50	1700-2050
12,00-20	0,425-0,55	2100-2400

Таблица 6 - Технические характеристики колесных тракторов

	Марки тракторов							
	T-16M	T-25A	T-28x4	T-40 T-40AM	MT3-80 MT3-82	ЮМЗ-6М	K-701	T-150K
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тяговый класс трактора, кН	6	6	9	9	14	14	50	30
Колесная формула	4x2	4x2	4x2	4x2	4x2 (4x2)	4x2	4x4	4x4
Расчетная мощность двигателя, кВт	14,7	18,3	36,6	29,4 (36,6)	59	44	220	122
Номинальное число оборотов двигателя в мин ⁻¹ .	1600	1800	1800	1600 (1800)	2000	1750	1900	2100
Число цилиндров	2	4	4	4	4	4	12	6
Конструктивная масса трактора, кг	1400	1660	2630	2370 (2380)	2900 (3360)	2900	12000	7400
Продольная база трактора, мм	2500	1770	2250	2145-2120	2370 (2360)	2450	3200	2860
Колея, мм	1254-1750	1100-1500	1800-2400	1200-1800	1200-1800	1260-1860	2115	1680-1860
Расстояние по горизонтали от центра тяжести трактора до оси ведущих колес, мм	454		700	(698)	875		1925	
Радиус ведущих колес, мм	590	590	720	710	725	725	780	700
Размер шин в дюймах: передних колес задних колес	6-16	6-16	6,5-16 12-38	6,5-16 (8,0-20) (9-42)	7,5-20 (2,0-20) 13,6-38 (12-38)	7,5-20 12-38	23,1-26	21,3-24
Координаты центра тяжести по вертикали, мм	795		788	882/812	900			
Наибольшая высота точки прицепа, мм		700	550	520				
Дорожный просвет, мм	560	587	825	500/650 (540)	650	650	540	400
Центральная передача: Тип	Цилиндрическая с прямыми зубьями				Коническая со спиральными зубьями			
Передаточное число	4,05	3,47	3,47	3,53	3,42	4,08	2,92	4,44
Конечная передача: Тип	Цилиндрическая				Одноступенчатая		Планетарная с 3-мя прямозубыми сателлитами	
Передаточное число	5,83	4,75	4,75	6,17	5,31	5,14	6,0	4,59
Число основных передач	4	4	4	4	5	4	4	4

Продолжение таблицы 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Распределение массы по колесам, т:								
Передние	0,500	0,830	0,880 (0,990)	0,970 (1,260)	0,970	0,970 (1,030)	7,700	
задние ведущие колеса	1,100	1,670	1,730 (1,800)	1,930 (2,100)	1,930	4,300		
а) число и масса одного груза	2x20		8x20	12x20	4x32			
б) масса воды	90		70-105	70-105	200			
Общие передаточные числа трансмиссии:								
на 1-й передаче	71,82	62,4	147	70,8	241,9	I	1,170,82	59,4 (280)
на 2-й передаче	56,26	49,5	108,3	59,43	142,1		2140,86	50,3
на 3-й передаче	46,16	42,5	85	50,44	83,55		3116,86	(236,2)
на 4-й передаче	38,97	33,6	63,5	43,16	68,0		4102,83	44,3 (208) 38,0
на 5-й передаче	19,65	24,2	52,05	23,32	57,0	II	188,13	27,7
на 6-й передаче	13,70	16,5	40,06	16,27	49,1		272,71	(130,3)
на 7-й передаче	-	-	30,22		39,9		360,27	23,4 (110)
на 8-й передаче					33,7		453,09	20,6 (97)
на 9-й передаче					18,13	III	153,09	17,67 (83,2)
на 10-й передаче							244,50	
							336,97	
							433,36	
						IV	127,16	
							222,95	
							319,10	
							416,82	

Примечание: В круглых скобках указаны значения для колесных тракторов с колесной формулой 4x4

Таблица 7 – Технические характеристики гусеничных тракторов

Параметры	Марки тракторов					
	Т-38М	Т-70С	ДТ-75М	Т-4М	Т-100М	Т-150
1	2	3	4	5	6	7
Тип подвески гусеничного движителя	полужест- кий	полужес- ткий	эластич- ный	полужес- ткий	полужест- кий	эластич- ный
Тяговый класс трактора, кН	20	20	30	40	60	30
Номинальное число оборотов двигателя в мин ⁻¹ .	1600	2100	1750	1600	1070	2000
Число оборотов коленчатого вала при $M_{e_{max}}$, мин ⁻¹	1100	1000	1200	1200	850	1500
Число цилиндров	4	4	4	6	4	6
Конструктивная масса трактора, кг	3950	4400	6250	7000	11400	6600
Продольная база трактора, мм	1740	1895	2546	2462	2375	1800
Расстояние по горизонтали от центра тяжести трактора до оси ведущих колес (звездочек), мм	893	1040	1275	1163	1200	-
Радиус начальной окружности ведущей звездочки, мм	380	320	355	385	424	379
Высота центра тяжести над уровнем Земли, мм	750	940	712	713	900	
Наибольшая высота точки, прицепа, мм	650	500	330	575	385	
Колея трактора по центру гусениц, мм	1340	1350	1435	1384	1880	1435
Длина опорной поверхности гусениц, мм	1740	1216	1612	2400	2375	1800

Продолжение таблицы 7

1	2	3	4	5	6	7
Ширина звена гусениц, мм	280 и 200	200	390	420	500	415
Дорожный просвет, мм	640	325	326	33	391	300
Число звеньев гусеницы, укладываемых на окружности	14	13	13	13	13	14
Шаг звена гусеничной цепи в м	0,174	0,170	0,176	0,203	0,170	
Центральная передача Тип			Конич.шестерни с прямым зубом	Конические шестерни со спиральным зубом		
Передаточное число	3,42	3,42	3,17x1,41 ¹	3,64x1,41 ¹	2,79	4,44
Конечная передача Тип			Одноступенчатая с цилиндрич.шестернями			Планетарный редуктор
Передаточное число	3,53	4,77	5,46	4,38	9,94	4,59
Число основных передач	4	4	5	4	4	5
Общие передаточные числа трансмиссии:						
на 1-й передаче	53,6	152,09	44,36	68,79	70,46	37,36
на 2-й передаче	44,8	89,32	39,74	59,2	54,04	33,12
на 3-й передаче	39,3	55,61.	35,69 -	51,18	37,70	29,37
на 4-й передаче	34,3	45,26	32,14	45,86	25,72	26,90
на 5-й передаче	22,5	38,22	28,88	37,58	16,40	24,97
на 6-й передаче		32,68	25,95	32,35		22,12
на 7-й передаче		26,58	21,04	27,96		19,63
на 8-й передаче				25,06		14,94

¹- Передаточное число планетарного механизма заднего моста

Таблица 8 - Технические характеристики грузовых автомобилей

Параметры	Марки автомобилей						
	ГАЗ-66	УАЗ-451	ГАЗ-5204	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	КамАЗ-5320	МАЗ-500
1	2	3	4	5	6	7	8
Грузоподъемность в тоннах	2,0	1	2,5	4	5	8,0	7,5
Номинальная мощность двигателя, кВт	85	51	55	85	ПО	155	132
Частота вращения к.в. при номинальной мощности об/мин	3200	4000	2900	3200	3100	2600	2100
Коэффициент приспособляемости	1,12	1,33	1,11	1,11	1,15	-	1,09
Масса автомобиля, кг	3440	1510	2815	3250	4300	6800	6500
Масса при наибольшей нагрузке, кг	5770	2660	5465	7400	9525	15025	14225
База автомобиля, мм	330	2300	3700	3700	3800	3850	3850
Расстояние по горизонтали от задней оси до ц т., мм	2030	1100	1740	1750	1800	2340	1850
Высота центра тяжести над уровнем земли, мм	820	750	830	820	800		900
Высота пола платформы над	1550	1000	1260	1350	1430	1370	1450
Ширина колеи передних колес, мм	1800	1442	1577	1630	1800	2010	1950
Ширина колеи задних колес, мм	1750	1442	1650	1690	1790	1850	1900

Продолжение таблицы 8

1	2	3	4	5	6	7	8
Площадь лобового сопротивления, м ²	4,4	2,9	3,2	3,6	4,1	5,08	530
Радиус качения колес, мм	470	360	436	470	480	480	
Момент инерции масс колес, кг	7,5	2,79	7,5	8,37	1,3		27
Момент инерции, массы вращающихся частей двигателя, кг	0,28	0,28	0,5	0,28	0,62		2,4
Максимальная скорость,	95	95	70	80-86	90	80	t 75
Общие передаточные числа трансмиссии:							
на 1-й передаче	44,3	21,1	42,7	44,3	48,0	37,8 46,5 24,0	47,6
на 2-й передаче		13,6				19,5	26,1
на 3-й передаче	21,05		20,06	21,05	26,4	14,8 12,1	13,8
на 4-й передаче	11,7	8,7	11,3	11,69	14,8	9,1 7,43	7,73
на 5-й передаче	6,83	5,125	6,67	6,83	9,5	5,9 4,85	5,46

Скобеев Илья Николаевич

Методические указания по выполнению курсовой работы
«Расчет рабочего цикла и показателей двигателя, тяговый расчет трактора»

Тираж: Электронный ресурс

Печат. листов 2,87.

ФГБОУ ВО Смоленская ГСХА

214000, Смоленск, ул. Б. Советская, 10/2