

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный аграрный университет»

А. П. Карабаницкий, О. А. Левшукова

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ
ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ
МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ**

Учебное пособие

Краснодар
2014

УДК 631.3.06(075.8.)
ББК 40.72
К21

Р е ц е н з е н т :

А. Т. Табашников – федеральный эксперт по сельскохозяйственной технике, КубНИИТиМ, д-р техн. наук, профессор

Карабаницкий А. П.

К21 Теоретическое обоснование параметров энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов: учеб. пособие / А. П. Карабаницкий, О. А. Левшукова. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – 104 с.

ISBN 978-5-94672-798-3

В учебном пособии рассмотрены основные теоретические аспекты комплектования (моделирования) энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов и приведены примеры решения практических задач на базе существующей технической информации.

Книга предназначена для студентов всех степеней высшего профессионального образования по направлению «Агроинженерия», слушателей факультета повышения квалификации инженерно-технических работников и специалистов сельскохозяйственного производства.

УДК 631.3.06(075.8.)
ББК 40.72

ISBN 978-5-94672-798-3

© Карабаницкий А. П.,
Левшукова О. А., 2014
© ФГБОУ ВПО «Кубанский
государственный аграрный
университет», 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 Эксплуатационные свойства энергетических средств.....	5
1.1 Эксплуатационные свойства двигателей мобильных энергетических средств.....	5
1.2 Уравнение движения агрегата.....	8
1.3 Движущая агрегат сила и ее зависимость от почвенных условий...	11
1.4 Тяговое усилие трактора.....	15
1.5 Скорость движения агрегата.....	18
1.6 Баланс мощности трактора	20
1.7 Тяговые характеристики тракторов.....	24
1.8 Пути улучшения эксплуатационных свойств мобильных энергетических средств.....	25
2 Разработка потенциальных тяговых характеристик современных тракторов и их анализ.....	29
3 Расчет (моделирование) машинно-тракторных агрегатов	40
3.1 Методика решения задач первого направления.....	41
3.2 Методика решения задач второго направления.....	50
3.3 Методика решения задач третьего направления.....	52
4 Примеры расчетов по определению параметров энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов.....	54
4.1 Пример первый. Выбор сельскохозяйственной машины при известном энергетическом средстве.....	52
4.2 Пример второй. Выбор трактора для работы с известной сельскохозяйственной машиной.....	60
4.3 Пример третий. Определение рационального скоростного режима работы агрегата известного состава.....	67
5 Расчет технико-экономических показателей работы машинно-тракторных агрегатов.....	73
Список использованных источников.....	79
ПРИЛОЖЕНИЕ. Справочные материалы.....	80

Введение

Важной составной частью материально-технической базы аграрного производства являются машинно-тракторные агрегаты (МТА), отдельные технологические комплексы и весь машинно-тракторный парк (МТП) хозяйств. От эффективности использования как отдельных агрегатов, так и всего МТП непосредственно зависит количество и качество производимой сельскохозяйственной продукции, затраты соответствующих ресурсов и, в конечном итоге, экономическое благополучие всего хозяйства.

Современное сельскохозяйственное производство России характеризуется качественно новым этапом технического перевооружения. В сельскохозяйственные предприятия поступают новые тракторы, комбайны, сельскохозяйственные машины отечественного и импортного производства. Эта техника отличается высокой надежностью, наличием автоматизированных систем управления и систем контроля работы основных механизмов.

Вместе с тем, в условиях производственной эксплуатации из-за ошибок при составлении агрегатов положительные качества современной техники используются недостаточно полно. В результате снижается эффективность использования машинно-тракторного парка, повышается себестоимость производимой сельскохозяйственной продукции, нарушаются требования экологии. Для устранения этих ошибок следует выполнять предварительное моделирование составов агрегатов и рассчитывать рациональные режимы их работы.

Цель настоящего пособия заключается в том, чтобы вооружить специалистов сельскохозяйственного производства методикой инженерных расчетов, обеспечивающих создание высокопроизводительных энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов. Для достижения этой цели необходимо последовательно рассмотреть вопросы, определяющие эксплуатационные свойства современных тракторов и сельскохозяйственных машин, а также создания из них машинно-тракторных агрегатов.

1 Эксплуатационные свойства мобильных энергетических средств

К мобильным энергетическим средствам сельскохозяйственного назначения относятся тракторы, самоходные шасси, мотоблоки, а также энергетические блоки самоходных машин типа комбайнов.

Мобильные энергетические средства являются сложными технологическими системами, основные требования к которым подразделяются на технические, энергетические, экономические, экологические, эргономические и другие. В данном разделе основное внимание уделено энергетическим свойствам.

1.1 Эксплуатационные свойства двигателей мобильных энергетических средств

Основные эксплуатационные свойства двигателя характеризуются развиваемой им эффективной мощностью N_e , крутящим моментом M_e , расходом топлива в единицу времени G_T , удельным массовым расходом топлива q_e , представляющим собой отношение G_T/N_e , и частотой вращения n коленчатого вала двигателя [2].

Тракторный двигатель (либо двигатель самоходного шасси, самоходной машины, мотоблока) работает в различных режимах, главными из которых являются: работа под нагрузкой, при холостом ходе агрегата и трактора, при остановках агрегата с работающим двигателем. В особых случаях (временные увеличения сопротивления машин) двигателю приходится преодолевать перегрузки.

На всех мобильных энергетических средствах сельскохозяйственного назначения устанавливают дизели с всережимными регуляторами, поэтому методы анализа их эксплуатационных свойств будут общими. Указанный анализ целесообразно проводить на базе регуляторной характеристики дви-

гателя, которая в зависимости от решаемых задач может быть построена в функции частоты вращения коленчатого вала n (рисунок 1.1) или крутящего момента M_e [2].

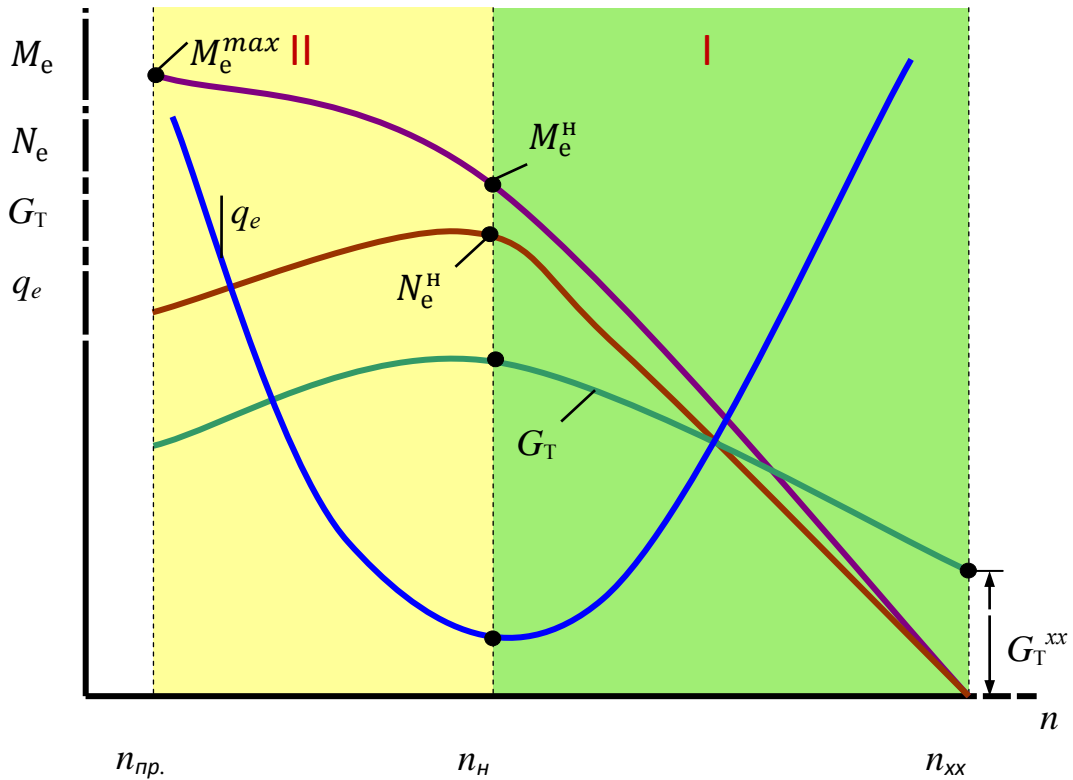


Рисунок 1.1 - Регуляторная характеристика двигателя в функции частоты вращения коленчатого вала n .

Характеристика имеет две ветви: I - от n_{xx} до n_n – регуляторная (рабочая), II - от n_n до $n_{пр.}$ – корректорная (перегрузочная). Важнейшим оценочным показателем полноты реализации энергетических возможностей двигателя является коэффициент использования мощности (коэффициент загрузки двигателя) η_3

$$\eta_3 = \frac{N_e^i}{N_e^H} \quad (1.1)$$

где N_e^i – мощность, соответствующая заданной нагрузке.

При эксплуатационных расчетах часто применяют также коэффициент использования номинального M_e^H крутящего момента

$$\eta_m = \frac{M_e^i}{M_e^H} \quad (1.2)$$

где M_e^i – крутящий момент при заданной нагрузке.

При загрузке двигателя до номинальной мощности достигается минимальный удельный расход топлива. Однако такой режим загрузки двигателя при выполнении полевых работ неприемлем из-за изменчивости характера действующих сил сопротивления. Чем больше неравномерность тягового сопротивления машин, входящих в состав агрегата, тем меньше должны быть значения η_z и η_m , чтобы запас мощности двигателя был достаточен для преодоления временных перегрузок. При упрощенных практических расчетах обычно принимают $\eta_z = \eta_m = 0,9$.

Способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки в значительной степени зависит от характера изменения крутящего момента в корректорной ветви характеристики. Эта способность оценивается коэффициентами приспособляемости двигателя по крутящему моменту K_M и по частоте вращения K_n :

$$K_M = \frac{M_e^{max}}{M_e^H}; \quad K_n = \frac{n_H}{n_{пр}}, \quad (1.3)$$

где M_e^{max} – максимальный крутящий момент, развиваемый двигателем при предельной частоте вращения $n_{пр}$ коленчатого вала;

M_e^H – номинальный крутящий момент, развиваемый двигателем при номинальной частоте вращения n_H коленчатого вала.

Для современных тракторных дизелей $K_M = 1,1 \dots 1,2$; $K_n = 1,3 \dots 1,6$.

Преимущества двигателей с более высокими K_M и K_n выражаются в том, что значительная часть временных перегрузок в процессе работы агрегата преодолевается без переключения передач.

Все тракторные двигатели имеют всережимный регулятор, который позволяет при плавном изменении подачи топлива получить множество частных регуляторных характеристик, вписывающихся в характеристику при полной подаче топлива. Пониженные скоростные режимы используются в условиях эксплуатации, когда нормальная загрузка двигателя не может быть обеспечена из-за агротехнических ограничений рабочей скорости при заданной ширине захвата агрегата. Переход на пониженную подачу топлива обеспечивает повышение экономичности работы двигателя (снижение удельного массового расхода топлива). Для сохранения заданной скорости движения агрегата в этом случае переходят на повышенную передачу. Однако, следует учитывать, что при работе на частных режимах снижается способность двигателя преодолевать временные перегрузки.

1.2 Уравнение движения агрегата

В динамическом отношении машинно-тракторный агрегат представляет собой систему твердых тел, связанных между собой жесткими и упругими связями. Движение и работа агрегата происходят в результате взаимодействия сил, действующих на него. Тракторный двигатель, преобразуя энергию топлива в механическую, реализует ее в виде крутящего момента M_e на коленчатом вале. Через трансмиссию весь этот момент (для тягового агрегата) или часть его (для тягово-приводного агрегата) передается движителю трактора, где он создает движущую силу $P_{дв}$ (внешнюю по отношению к агрегату). Сила $P_{дв}$ направлена на создание тягового усилия трактора, обеспечивающего преодоление сопротивления прицепной или навесной части агрегата $R_{аг}$, а также для преодоления сил сопротивления движению самого энергетическо-

го средства P_f , сопротивления воздушной среды P_w и сопротивления подъему (спуску) P_α . Кроме того, при работе трактора в агрегате с сельскохозяйственными машинами возникает буксование движителей, на что затрачивается часть движущей силы P_δ .

Вертикальная составляющая веса трактора ($G \cos \alpha$) вызывает реакции почвы на ведущий R_B и направляющий R_H ходовой аппарат.

На рисунке 1.2 представлена схема внешних сил, действующих на трактор при его движении вверх по уклону поля.

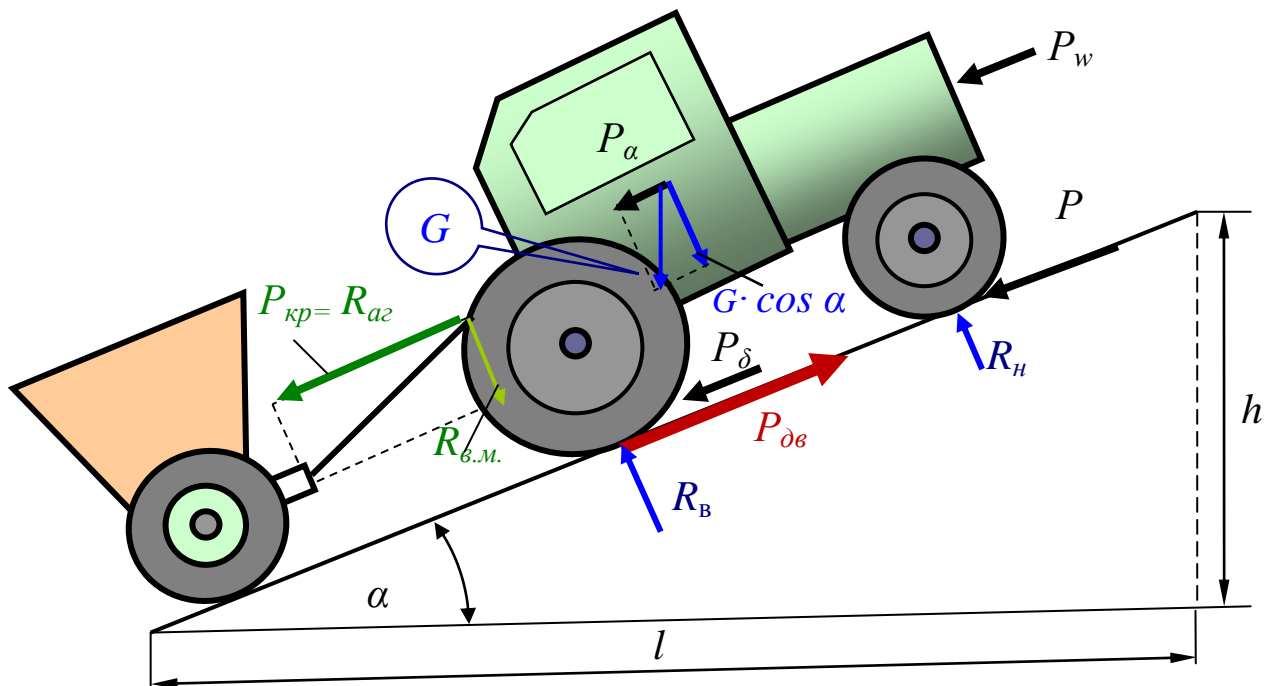


Рисунок 1.2 - Схема внешних сил, действующих на трактор при его движении вверх по уклону поля

Согласно закону динамики, движение агрегата будет возможно при условии

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_{дв} - P_{кр} - P_{\delta} - P_f - P_{\alpha} - P_w}{M_a},$$

где $\frac{dV}{dt}$ - ускорение движения агрегата;

M_a - масса агрегата, приведенная к поступательному движению.

Известно [2], что $M_a \frac{dV}{dt}$ есть сила инерции P_j , поэтому уравнение движения агрегата можно записать в виде

$$P_{дв} = P_{кр} + P_{\delta} + P_f + P_{\alpha} + P_w + P_j.$$

Учитывая то обстоятельство, что работа сельскохозяйственных агрегатов происходит при относительно малых скоростях движения, в эксплуатационных расчетах силой сопротивления воздушной среды P_w пренебрегают.

Вследствие непрерывного изменения условий работы - (свойств почвы, глубины обработки, микрорельефа и др.), которые имеют случайный (в вероятностном смысле) характер, все величины, входящие в уравнение движения, в процессе работы агрегата непрерывно изменяются. Наибольшим изменениям подвергается сила инерции P_j . Максимальные свои значения она приобретает в начале движения агрегата и при его остановках. Поэтому в этих случаях сила инерции P_j должна быть учтена. При установившемся движении агрегата сила инерции способствует стабилизации технологического процесса. Так при случайном росте сил сопротивления движению ($+\Delta P_c$) ускорение, а значит и сила инерции, приобретают отрицательное значение ($-P_j$), а при снижении сил сопротивления ($-\Delta P_c$) – положительное значение ($+P_j$). Вот почему в обычных эксплуатационных расчетах принято считать, что скорость движения агрегатов при выполнении технологической операции постоянна, т.е. $P_j=0$ [4]. В результате можно записать

$$P_{дв} = P_{кр} + P_{\delta} + P_f \pm P_{\alpha} \quad (1.4)$$

Выражение (1.4) представляет собой тяговый баланс трактора.

1.3 Движущая агрегат сила и ее зависимость от почвенных условий

Как уже отмечалось, движущая сила – это внешняя по отношению к трактору сила, которая образуется в результате взаимодействия с почвой ведущего аппарата (двигателя) трактора, получающего крутящий момент M_K от двигателя через передаточные механизмы (трансмиссию).

Крутящий момент M_K можно заменить парой сил P_K , одна из которых приложена к оси колеса, другая – к месту контакта колеса с почвой. Плечо пары сил равно радиусу колеса r_K . Сцепной вес трактора $G_{сц}$ вызывает вертикальную составляющую реакции почвы R_B на ведущее колесо (двигатель). Благодаря этому, под действием силы P_K (касательной силы), приложенной в зоне контакта колеса с почвой, образуется горизонтальная составляющая реакция почвы F . Рассмотрим это на схеме (рисунок 1.3)

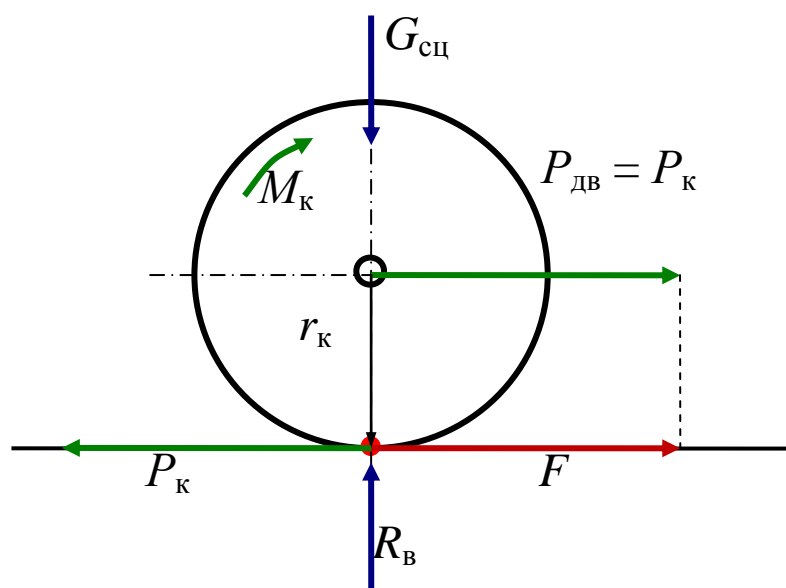


Рисунок 1.3 - Схема сил, действующих на ведущее колесо (двигатель)

Если сила P_K вызывает равную себе по величине реакцию почвы F (сила действия равна силе противодействия), то движущая сила $P_{дв}$ равна P_K (условие **достаточного сцепления** двигателя трактора с почвой).

Учитывая, что $P_k = M_k/r_k$, а крутящий момент на колесе можно представить в виде:

$$M_k = M_e^H i_T \eta_M = \frac{N_e^H i_T \eta_M}{n_H},$$

окончательная формула для расчета P_k запишется так:

$$P_k = 0,159 \frac{N_e^H i_T \eta_M}{r_k n_H}, \quad (1.5)$$

или

$$P_k = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{V_T^i}, \quad (1.6)$$

где P_k – касательная сила тяги трактора, кН;

N_e^H – номинальная эффективная мощность двигателя, кВт;

i_T – общее передаточное число трансмиссии;

η_M – механический КПД, учитывающий потери мощности в трансмиссии и гусеницах; для колесных тракторов $\eta_M = 0,91 \dots 0,92$; для гусеничных тракторов $\eta_M = 0,86 \dots 0,88$;

n_H – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, c^{-1} .

r_k – динамический радиус качения ведущего колеса (звездочки), м;

V_T^i – теоретическая скорость движения трактора на i -той передаче, км/ч.

Если почва, находящаяся в контакте с движителем трактора, неспособна создать ответную реакцию, равную касательной силе P_k (условие **недостаточного сцепления** движителя с почвой), то движущая сила $P_{дв}$ ограничивается максимально возможной силой сцепления F_{max} (рисунок 1.4).

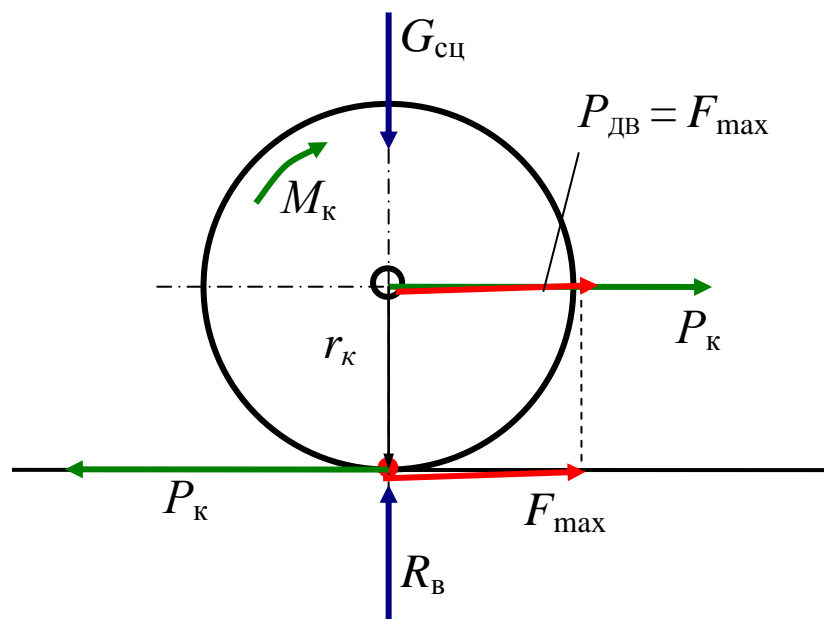


Рисунок 1.4. - Схема образования движущей силы при недостаточном сцеплении движителя трактора с почвой

Максимальная сила сцепления движителя трактора с почвой F_{\max} зависит от величины сцепного веса $G_{\text{сц}}$ трактора (веса, приходящегося на движитель) и коэффициента сцепления движителя трактора с почвой μ

$$F_{\max} = \lambda G \mu , \quad (1.7)$$

где G – эксплуатационный вес трактора, кН;

λ - доля веса трактора, приходящаяся на движитель; для гусеничных тракторов и колесных с двумя ведущими осями $\lambda = 1$, для колесных с одной ведущей осью $\lambda \approx 0,67$ [2]

Коэффициент сцепления μ определяется при допустимом буксовании. Его величина зависит от почвенного фона и конструктивных особенностей движителя трактора [5].

Таблица 1.1 - Значения коэффициента сцепления μ

Агрофон	Колесный трактор	Гусеничный трактор
Сухая грунтовая дорога	0,6...0,7	0,9
Залежь	0,8...0,9	1,0
Стерня нормальной влажности	0,7...0,8	0,9...1,0
Почва, подготовленная под посев, свежеспаханное поле, чистый пар	0,5...0,6	0,6...0,7

Сравнив значения касательной силы P_k с максимальной силой сцепления двигателя с почвой F_{max} , определяют величину движущей силы $P_{дв}$.

Если $P_k \leq F_{max}$ (условие **достаточного сцепления** двигателя с почвой), то $P_{дв} = P_k$; если $P_k > F_{max}$ (условие **недостаточного сцепления** двигателя с почвой), то $P_{дв} = F_{max}$

Рассмотрим графическое изображение движущей силы в зависимости от почвенных условий, обусловленных величиной коэффициента μ (рисунок 1.5).

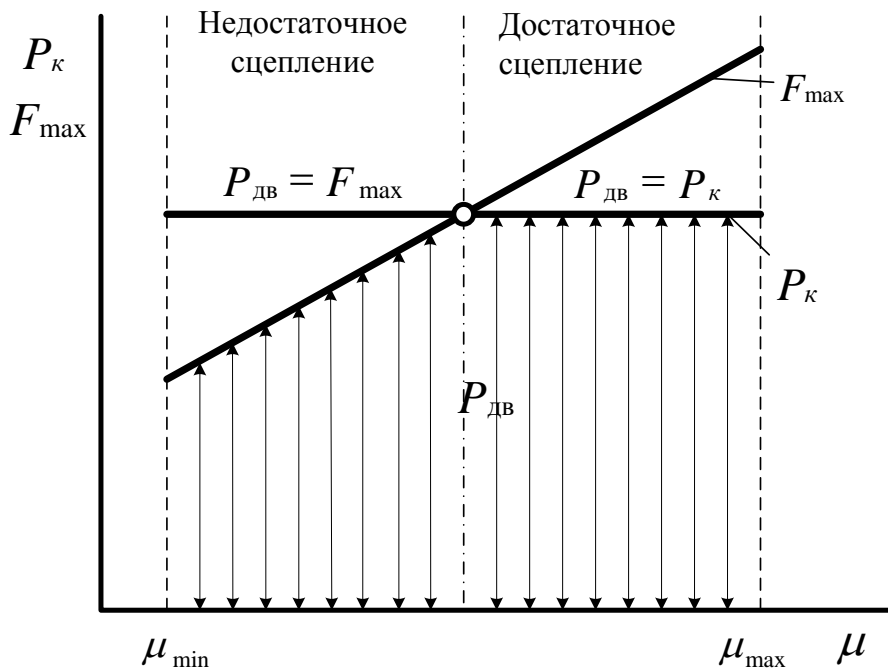


Рисунок 1.5 Зависимость движущей силы от почвенных условий

1.4 Тяговое усилие трактора

Тяговые возможности трактора для работы с сельскохозяйственными машинами в заданных условиях определяются тяговым усилием трактора $P_{кр}$.

Из уравнения тягового баланса трактора (1.4) видно, что тяговое усилие $P_{кр}$ будет определяться движущей силой $P_{дв}$ за вычетом сил, затрачиваемых на буксование движителей P_{δ} , на самопередвижение трактора P_f , на преодоление подъема (при его наличии) P_{α} , т.е.

$$P_{кр} = P_{дв} - P_{\delta} - P_f - P_{\alpha}$$

Воздействие движущей силы на почву вызывает буксование движителей. Затрачиваемая на это сила P_{δ} определяется по формуле

$$P_{\delta} = P_{дв} \delta,$$

где δ - коэффициент буксования.

Коэффициент буксования δ меняется в зависимости от нагрузки на крюке трактора и от почвенных условий, но во всех случаях он ограничен допустимым значением δ_d : для гусеничных тракторов - $\delta_d = 0,05$; для колесных тракторов с формулой 4К4 - $\delta_d = 0,15$, с формулой 4К2 - $\delta_d = 0,18$ [2,4,5].

В случае **недостаточного сцепления** движущая сила ограничена сцепными свойствами трактора и допустимым буксованием δ_d . Поэтому, с учетом (1.7), можем записать

$$P_{\delta} = \lambda G \mu \delta_d. \quad (1.8)$$

При **достаточном сцеплении** движущая сила равна касательной силе трактора. Поэтому, с учетом (1.6), имеем

$$P_{\delta} = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{V_T^i} \delta. \quad (1.9)$$

Сила сопротивления передвижению (качению) трактора P_f пропорциональна вертикальной составляющей его веса $G \cos \alpha$ и зависит от почвенного фона и конструктивных особенностей движителя, оцениваемых коэффициентом сопротивления качению f .

$$P_f = G \cos \alpha \cdot f.$$

При малых углах подъема α (до 7...10 градусов) можно считать, что $\cos \alpha \approx 1$. Тогда

$$P_f = Gf.$$

На величину коэффициента сопротивления качению f влияют тип и состояние почвы, агрофон, распределение веса трактора по ходовому аппарату, тип движителя, скорость движения и т.д. Средние значения коэффициента f приведены в таблице 1.2 [2, 4, 5].

Таблица 1.2 - Значение коэффициента сопротивления качению f

Агрофон	Колесный трактор	Гусеничный трактор
Сухая грунтовая дорога	0,03...0,05	0,05...0,07
Залежь	0,03...0,06	0,05...0,07
Стерня нормальной влажности	0,06...0,08	0,07...0,09
Почва, подготовленная под посев, свежевспаханное поле, чистый пар	0,16...0,20	0,10...0,12

Сила, затрачиваемая трактором на преодоление подъема (спуска) P_α , зависит лишь от его веса и величины угла подъема, т.е., $P_\alpha = G \sin \alpha$.

При малых значениях α можно утверждать, что $\sin \alpha \approx \tan \alpha = h/l = i$ (см. рисунок 1.2). Уклон i принято выражать в процентах, поэтому

$$P_\alpha = \pm Gi/100.$$

Знак "+" соответствует подъему, знак "-" – спуску.

В сумме P_f и P_α определяются по выражению

$$P_{f,\alpha} = G(f \pm i/100). \quad (1.10)$$

Исходя из уравнения тягового баланса (1.4), с учетом выражений (1.6-1.10), тяговое усилие трактора определится по формулам:

при **достаточном сцеплении** движителя с почвой

$$P_{кр} = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{V_T^i} (1 - \delta) - G(f \pm i/100), \quad (1.11)$$

при **недостаточном сцеплении** движителя с почвой

$$P_{кр} = G\lambda\mu(1 - \delta_d) - G(f \pm i/100). \quad (1.12)$$

Один из вариантов графиков тягового баланса трактора будет выглядеть так.

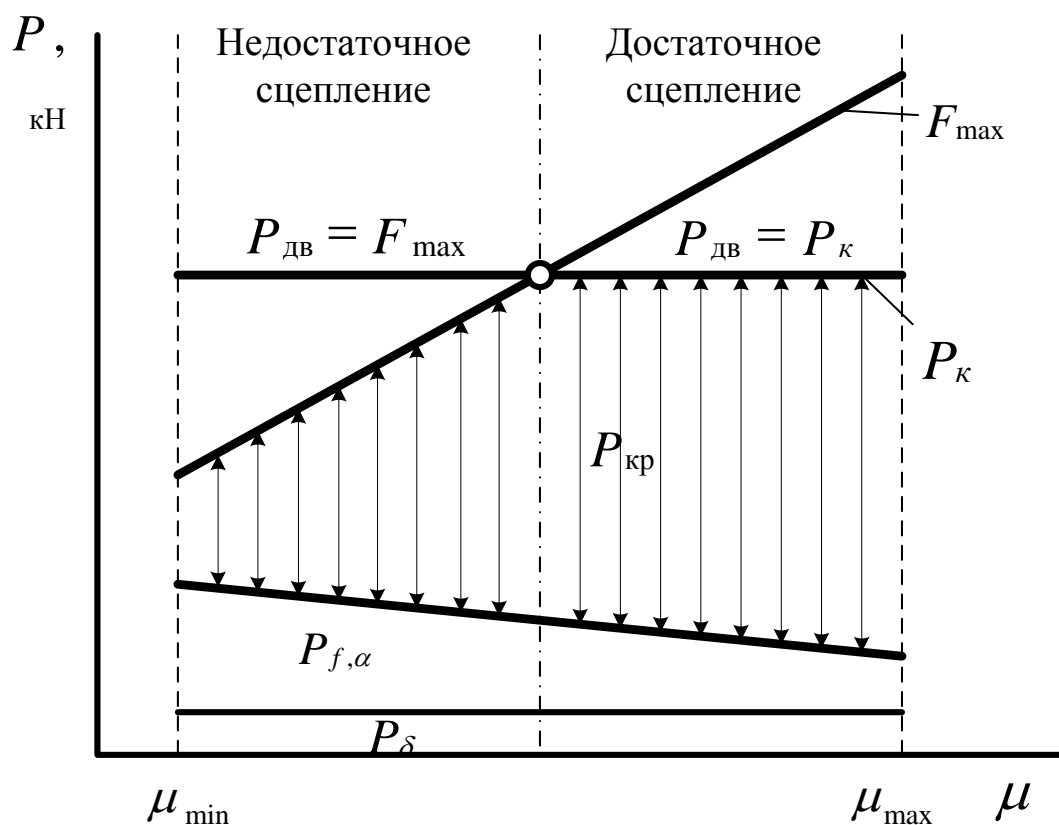


Рисунок 1.6 - График тягового баланса трактора при условной скорости движения агрегата в различных почвенных условиях

1.5 Скорость движения агрегата

Скорость движения МТА на полевых сельскохозяйственных работах определяется поступательной скоростью трактора. От её величины зависит количество и качество выполняемой работы. Скорость выбирается не произвольно, а соотносясь с характером и сущностью технологического процесса. В первую очередь она должна удовлетворять агротехническим требованиям, предъявляемым к конкретной работе.

В то же время скоростной диапазон МТА при выполнении различных полевых работ достаточно широкий (от 1 до 30 км/ч). Необходимо выбирать такую скорость движения, при которой достигается требуемое качество ра-

боты, высокая производительность при минимальных эксплуатационных затратах.

Различают теоретическую, расчетную и фактическую скорости движения МТА.

Под теоретической скоростью V_T следует понимать скорость прямолинейного движения агрегата, которую развил бы трактор при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя n_H и при отсутствии буксования.

$$V_T = 6,28 \frac{r_k n_H}{i_T} \text{ (м/с)}. \quad (1.13)$$

В производственной практике принято измерять скорость в км/ч, поэтому

$$V_T = 22,6 \frac{r_k n_H}{i_T}, \quad (1.14)$$

где r_k - динамический радиус качения движителя трактора, м;

n_H - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, с^{-1} ;

i_T - передаточное число трансмиссии на рассматриваемой передаче.

Расчетная рабочая скорость V_p определяется с учетом буксования движителя трактора δ и действительной частоты вращения коленчатого вала двигателя n_d .

$$V_p = 22,6 \frac{r_k n_d}{i_T} (1 - \delta), \quad (1.15)$$

где δ - коэффициент буксования движителя трактора (определяется экспериментально при тяговых испытаниях тракторов на различных почвенных фонах).

Фактическая скорость движения агрегата V_{ϕ} определяется экспериментально в условиях производственной эксплуатации путем деления пройденного пути S_{ϕ} на фактически затраченное время T_{ϕ} , т.е.,

$$V_{\phi} = \frac{S_{\phi}}{T_{\phi}}, \quad (1.16)$$

Скорость поступательного движения агрегата может изменяться за счет регулирования подачи топлива к двигателю трактора или переключения передач.

К маневрированию скоростями путем переключения передач прибегают в тех случаях, когда сопротивление агрегата в процессе работы уменьшается или увеличивается. При увеличении сопротивления сверх допустимого предела, определяемого коэффициентом приспособляемости двигателя трактора, переходят на низшую передачу. При снижении сопротивления переходят на повышенную передачу.

1.6 Баланс мощности трактора

Эффективная мощность двигателя передается к движителю трактора через соответствующие механизмы и ходовую часть трактора. При этом в указанных механизмах неизбежны потери определенной части мощности. Далее мощность теряется на буксование, самопередвижение трактора и преодоление подъема (при его наличии). Режим работы трактора и агрегата в целом следует выбирать таким образом, чтобы потери мощности были минимальными.

Рассмотрим баланс мощности трактора, который устанавливает соотношение между эффективной мощностью двигателя N_e^H и соответствующими

составляющими, передаваемыми по разным каналам (или потребителям) в процессе работы (рисунок 1.7).

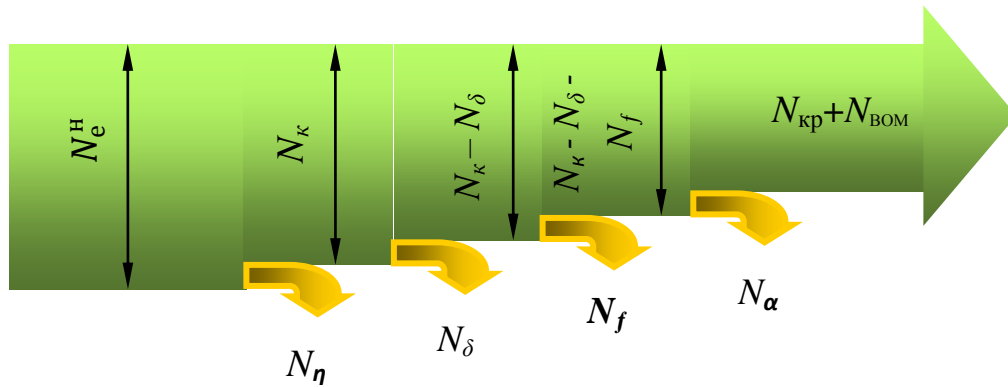


Рисунок 1.7 - Схема баланса мощности трактора

При установившемся движении баланс мощности трактора имеет вид:

$$N_e^H = N_\eta + N_\delta + N_f \pm N_\alpha + N_{кр} + N_{ВОМ} \quad (1.17)$$

где N_e^H – номинальная эффективная мощность двигателя трактора, кВт;

N_η – потери мощности в трансмиссии, кВт;

N_δ – потери мощности на буксование движителей трактора, кВт;

N_f – потери мощности на самопередвижение трактора, кВт;

N_α – потери мощности на преодоление подъема (спуска), кВт;

$N_{кр}$ – тяговая (крюковая) мощность трактора, используемая для преодоления сил сопротивления рабочих машин, кВт;

$N_{ВОМ}$ – мощность, используемая для привода рабочих органов машин через вал отбора мощности трактора, кВт.

Потери мощности в трансмиссии при установившемся режиме работы принимают постоянными с учетом механического КПД трансмиссии η_M

$$N_\eta = N_e^H (1 - \eta_M) \quad (1.18)$$

Потери мощности на буксование зависят непосредственно от величины коэффициента буксования δ .

$$N_{\delta} = N_k \delta,$$

где N_k -мощность, передаваемая на колесо (двигатель) трактора, кВт;

Учитывая, что $N_k = N_e^H \eta_M$, можно записать

$$N_{\delta} = N_e^H \eta_M \delta \quad (1.19)$$

Затраты мощности на самопередвижение трактора N_f и преодоление подъема N_{α} определяются из соотношений

$$N_f = \frac{P_f V_p}{3,6}; \quad N_{\alpha} = \frac{P_{\alpha} V_p}{3,6} .$$

В сумме эти затраты мощности, с учетом выражения (1.10), определяются по формуле

$$N_{f,\alpha} = \frac{G V_p}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right), \quad (1.20)$$

где V_p - рабочая скорость движения агрегата, км/ч.

При расчете мощности, используемой для привода рабочих органов машин $N_{\text{ВОМ}}$, учитываются потери в механизмах ВОМ

$$N_{\text{ВОМ}} = N_M \eta_{\text{ВОМ}} \quad (1.21)$$

где N_M - мощность, необходимая для привода рабочих органов машины, кВт;

$\eta_{\text{ВОМ}}$ - КПД вала отбора мощности (в расчетах принимается $\eta_{\text{ВОМ}} = 0,95$).

Исходя из баланса мощности (1.17), полезная мощность ($N_{\text{кр}} + N_{\text{ВОМ}}$) будет равна:

$$N_{кр} + N_{ВОМ} = N_e^H - N_\eta - N_\delta - N_{f\alpha} \quad (1.22)$$

Уровень полезного использования мощности двигателя характеризуется общим КПД трактора η

$$\eta = \frac{N_{кр} + N_{ВОМ}}{N_e^H} \quad (1.23)$$

Если вся мощность двигателя реализуется на тяговые процессы, т.е. $N_{ВОМ} = 0$, то оценку производят по тяговому КПД трактора η_T

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_e^H} \quad (1.24)$$

Значения тягового КПД зависят от конструктивных особенностей тракторов и почвенного фона [2].

Таблица 1.3 – Средние значения тягового КПД тракторов

Агрофон	Тип движителя		
	гусеничный	колесный 4К4	колесный 4К2
Стерня	0,78	0,70	0,62
Поле, подготовленное под посев	0,68	0,62	0,52

Потери мощности $N_{f,\alpha}$ и N_δ с увеличением скорости изменяются по-разному. $N_{f,\alpha}$ - возрастают за счет увеличения скорости движения, а N_δ достигают максимальных значений при малых скоростях движения из-за большего тягового сопротивления, вызывающего рост буксования. Поэтому имеет место такая оптимальная скорость $V_{опт}$, при которой сумма потерь мощности $N_{f,\alpha}$ и N_δ будет минимальной, а тяговая мощность будет максимальной $N_{кр}^{max}$ (рисунок 1.8)

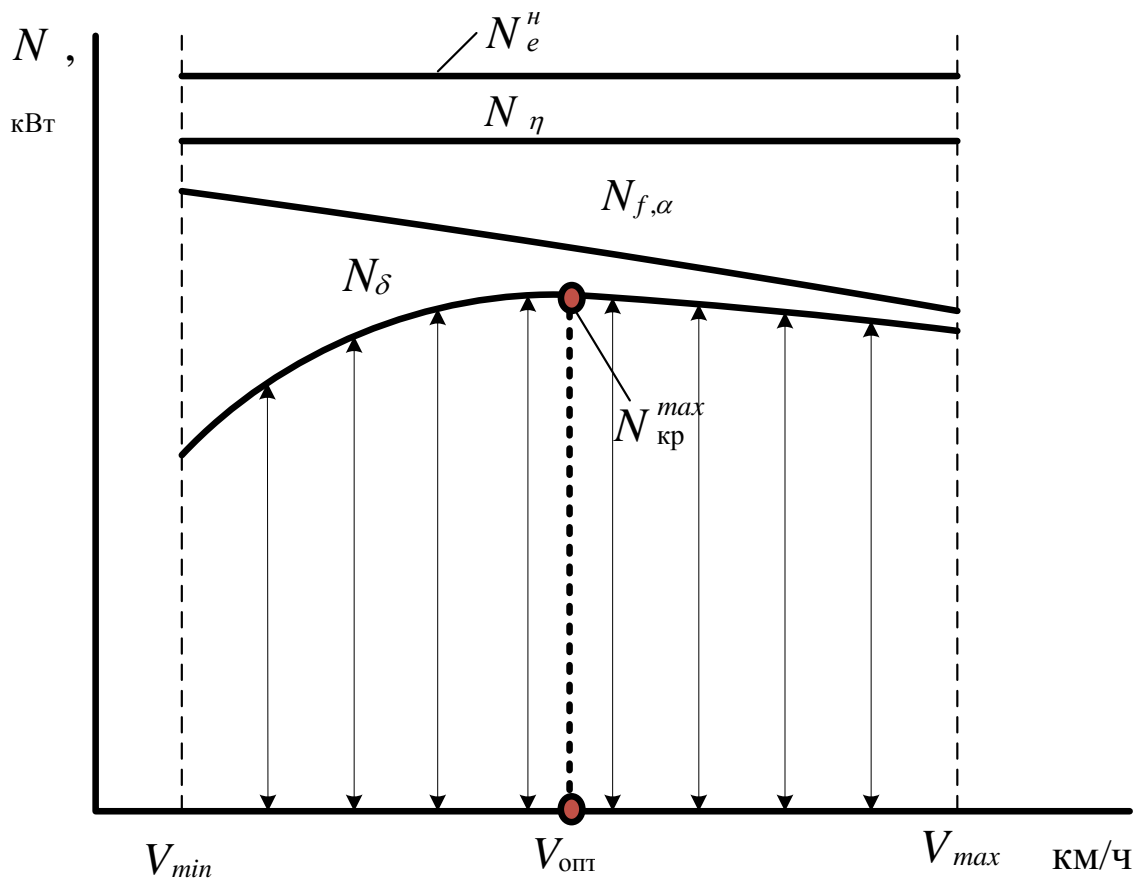


Рисунок 1.8 - График баланса мощности трактора

В эксплуатационных расчетах используют условный (максимально возможный в рассматриваемых условиях) тяговый КПД трактора $\eta_{т.у}$, к которому нужно стремиться при комплектовании агрегатов.

$$\eta_{т.у} = \frac{N_{кр}^{max}}{N_e^H} \quad (1.25)$$

1.7 Тяговые характеристики тракторов

Тяговая характеристика трактора представляет собой график зависимости скорости V , тяговой мощности $N_{кр}$, часового G_T и удельного $q_{кр}$ расходов топлива, буксования δ от тягового усилия $P_{кр}$ на конкретном почвенном фоне (рисунок 1.9).

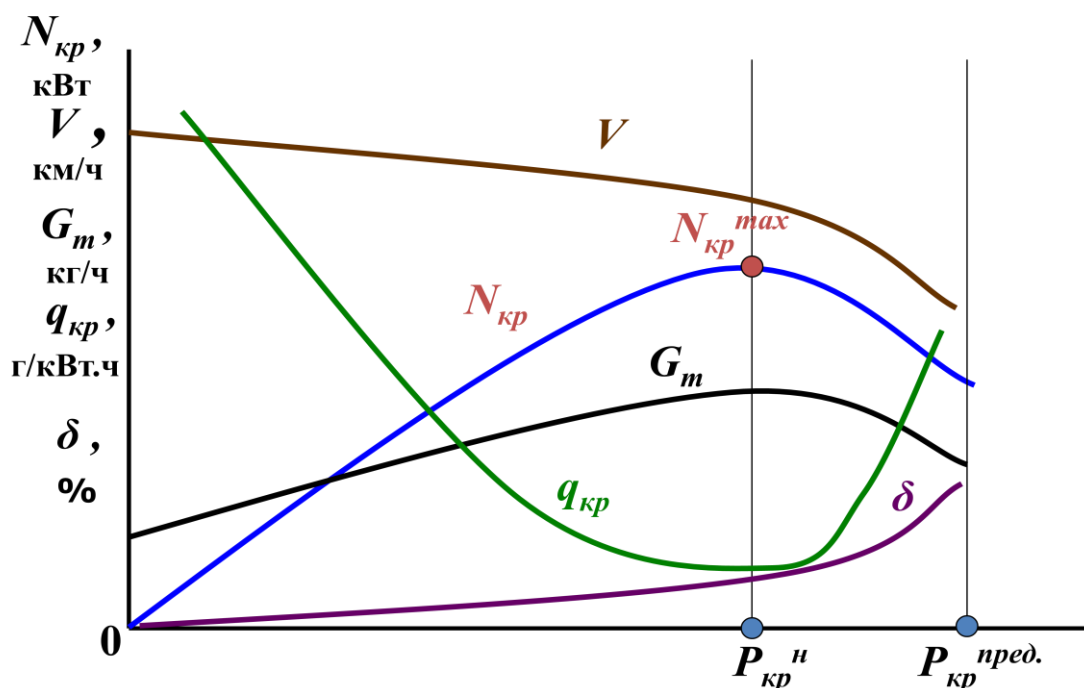


Рисунок 1.9 – Общий вид тяговой характеристики трактора на условном почвенном фоне и условной передаче

Тяговое усилие, при котором достигается максимальная тяговая мощность, называется номинальным $P_{кр}^n$. Зона от 0 до $P_{кр}^n$ определяет режим нормальной эксплуатационной загрузки трактора. При дальнейшем увеличении тягового усилия тяговая мощность уменьшается. При предельном тяговом усилии $P_{кр}^{пред.}$ двигатель трактора глохнет. Зона от $P_{кр}^n$ до $P_{кр}^{пред.}$ соответствует корректорной ветви характеристики двигателя (см. подраздел 1.1) и определяет возможность трактора преодолевать временные перегрузки. Длительная работа трактора в этом режиме крайне нежелательна, из-за резкого снижения эксплуатационных показателей (уменьшается скорость, растет удельный расход топлива, увеличивается износ двигателя и т.д.).

Графики тяговых характеристик строят по результатам тяговых испытаний тракторов, проводимых машиноиспытательными станциями (МИС) по соответствующей методике. В качестве примера рассмотрим тяговую характеристику трактора Т-150К, полученную на стерне озимых колосовых в Новокубанском районе Краснодарского края.

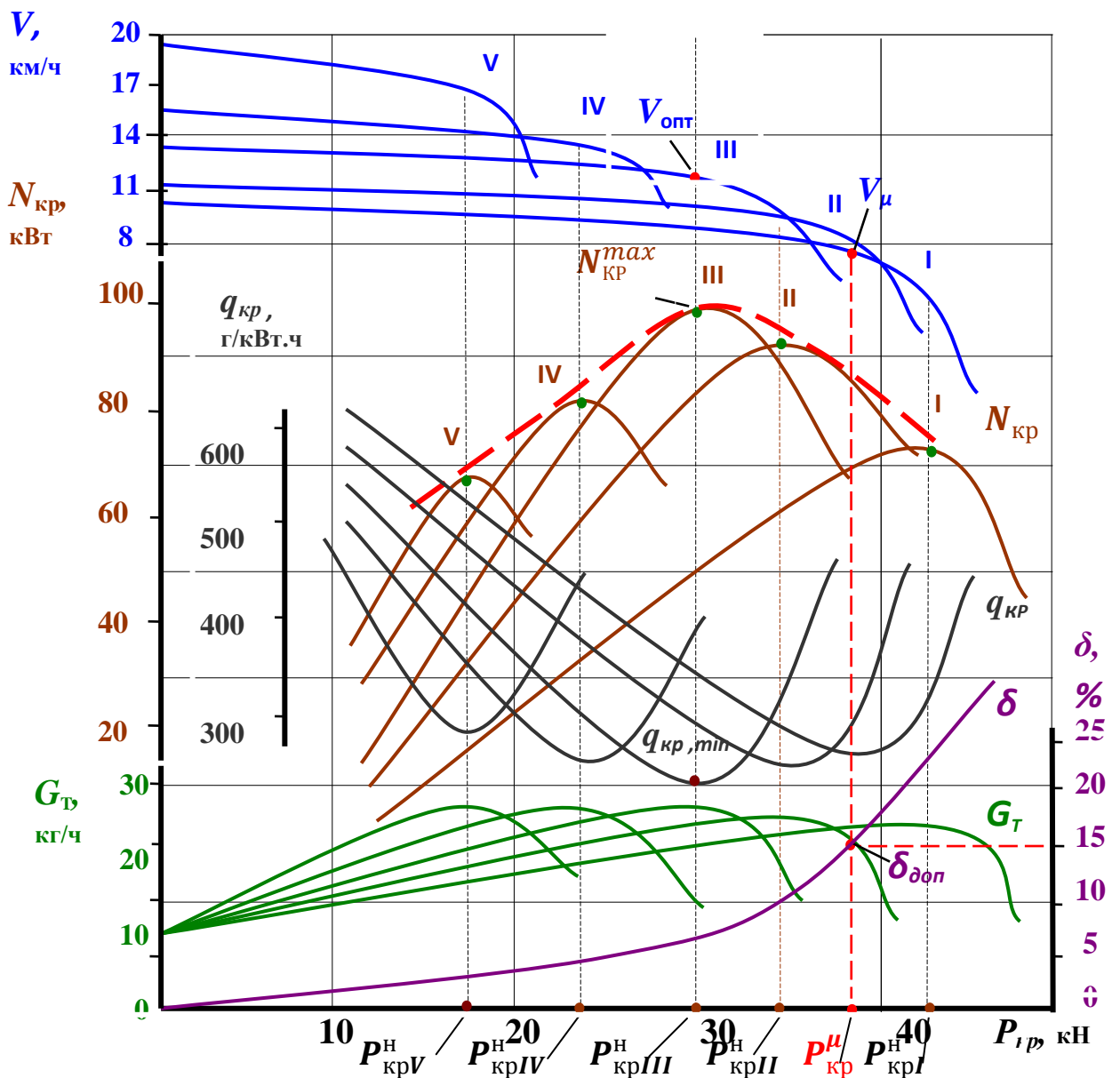


Рисунок 1.10 - Тяговая и потенциальная характеристики трактора Т-150К (I...V передачи) на стерне озимых колосовых

Максимумы тяговой мощности на каждой передаче $N_{крi}$ соответствуют полной нагрузке двигателя при номинальной мощности N_e^H . Тяговое усилие в этом режиме работы является номинальными $P_{крi}^H$ для конкретной передачи.

Оптимальный режим работы трактора по критерию $\eta_T \rightarrow \eta_{T,y}$ имеет место на той передаче, где тяговая мощность максимальная (в рассматриваемом примере это III передача). В соответствии с этим определяется и оптимальное значение скорости движения $V_{\text{опт}}$, а также удельного расхода топлива $q_{\text{кр}}^{\text{min}}$ (см. рисунок 1.10).

Допустимые по буксованию значения тягового усилия трактора $P_{\text{кр}}^{\mu}$ и рабочей скорости V_{μ} определяют при $\delta = \delta_d$.

Линия, огибающая максимальные значения тяговой мощности на всех передачах (на рисунке 1.10 пунктирная линия), называется **потенциальной тяговой характеристикой** трактора. Она характеризует условные значения максимальной тяговой мощности, которые имели бы место при бесступенчатой трансмиссии. Наиболее рациональной является такая потенциальная характеристика, максимум которой находится внутри имеющихся передач. В этом случае более низкие передачи являются резервными и работать на них следует при временном повышении сопротивления или по агротехническим требованиям. Более высокие передачи используют преимущественно для транспортных целей и в случаях, когда на основных передачах невозможно загрузить трактор имеющимися сельскохозяйственными машинами.

Таким образом, по тяговым характеристикам можно определить основные эксплуатационные показатели тракторов, а также оптимальные по тяговому КПД и допускаемые по буксованию скоростные и нагрузочные режимы работы. Тяговые характеристики тракторов широко используют при эксплуатационных расчетах по комплектованию МТА и определению технико-экономических показателей.

1.8 Пути улучшения эксплуатационных свойств мобильных энергетических средств

Основная цель улучшения эксплуатационных свойств тракторов и других мобильных энергетических средств – это получение таких параметров и

режимов работы, при которых обеспечивается оптимальное использование мощности двигателя при минимальном удельном расходе топлива и при минимальном отрицательном воздействии на окружающую среду.

Одним из направлений улучшения эксплуатационных свойств энергетических средств является создание двигателей с оптимальной для сельскохозяйственных работ регуляторной характеристикой. Запас крутящего момента в корректорной ветви характеристики должен обеспечивать высокий коэффициент приспособляемости K_m , что позволит преодолевать временно возникающие в работе агрегатов перегрузки без переключения передач трактора.

Наряду с совершенствованием конструкции самого двигателя существенного эффекта в этом направлении можно добиться за счет:

- создания тяговых трансмиссий (сцепок, навесок и т.п.), обеспечивающих сглаживание колебаний сил сопротивления рабочих машин;
- выравнивания полей, устранения различного рода препятствий;
- обеспечения высококачественного технологического и технического обслуживания используемых машин.

Повышение эксплуатационных свойств энергетических средств (при прочих равных условиях) сводится к минимизации непроизводительных потерь мощности. В условиях эксплуатации это может быть достигнуто прежде всего за счет общего высокого уровня технического обслуживания.

Кроме того, важным направлением является улучшение сцепных свойств тракторов (особенно колесных): применение арочных и сдвоенных шин, полугусеничного хода, дополнительной ведущей оси, гидродогружателей ведущих колес, балласта и т.д.

Важно также систематически повышать уровень технической квалификации механизаторов (операторов).

2 Разработка потенциальных тяговых характеристик современных тракторов и их анализ

Тяговые свойства тракторов имеют определяющее значение при формировании и использовании МТА в сельском хозяйстве. За последние годы сельскохозяйственное производство пополнилось новыми современными тракторами отечественного и зарубежного производства, не прошедшими тяговых испытаний на машиноиспытательных станциях России. В связи с этим возникла необходимость теоретической разработки тяговых характеристик тракторов, основанной на широко известной технической информации.

Для разработки потенциальных тяговых характеристик достаточно иметь следующие данные: эффективную мощность двигателя N_e^H ; эксплуатационный вес трактора G ; механический КПД трансмиссии η_m ; допустимое буксование движителей δ_d ; коэффициенты сцепления движителя трактора с почвой μ и сопротивления качению f , уклон поля i , рабочий диапазон скоростей движения трактора ($V_{min}^P \dots V_{max}^P$).

Рассмотрим тяговые возможности трактора, исходя, с одной стороны, из мощности его двигателя, а с другой – из мощности, определяемой его сцепными свойствами [3].

Как известно [2, 3, 4], номинальная эффективная мощность двигателя трактора (N_e^H) вначале теряется в трансмиссии (N_η), затем затрачивается на буксование движителя (N_δ) и самопередвижение трактора (N_f), а при наличии уклона поля тратится также на преодоление подъема (или добавляется при спуске) (N_α). Оставшаяся полезная мощность (N_n^D) может быть реализована для выполнения технологических процессов в составе МТА, т.е. для преодоления тягового сопротивления машин, включенных в состав агрегата ($N_{кр}$), и для привода их рабочих органов через вал отбора мощности ($N_{вом}$) или гидросистему ($N_{гс}$) трактора.

Исходя из баланса мощности трактора (см. подраздел 1.5), следует:

$$N_n^\delta = N_e^\mu - N_\eta - N_\delta - N_{f,\alpha}.$$

Учитывая (см. формулы 1.18-1.20), что

$$N_\eta = N_e^\mu(1 - \eta_m); \quad N_\delta = N_e^\mu \eta_m \delta; \quad N_{f,\alpha} = \frac{GV}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right),$$

после преобразований можно записать:

$$N_n^\delta = N_e^\mu \eta_m (1 - \delta) - \frac{GV \left(f \pm \frac{i}{100} \right)}{3,6}, \quad (2.1)$$

где η_m – механический КПД трансмиссии трактора, (для колесных тракторов $\eta_m=0,91 \dots 0,92$; для гусеничных – $\eta_m=0,86 \dots 0,88$);

δ – коэффициент буксования движителя трактора;

G – эксплуатационный вес трактора, кН;

f – коэффициент сопротивления качению движителя трактора;

V – скорость движения МТА, км/ч;

i – уклон поля, %.

Вместе с тем, реализация в агрегате полезной мощности зависит от способности движителя трактора, находящегося в контакте с почвой, передавать требуемую мощность для работы агрегата N^μ , т.е.

$$N^\mu = \frac{F_{max} V}{3,6},$$

где F_{max} – максимальная сила сцепления движителя трактора с почвой, кН. $F_{max} = G\lambda\mu$ (см. подраздел 1.3).

Коэффициент сцепления движителя трактора с почвой μ определяется при допус-
тимом буксовании δ_d .

Тяговая мощность $N_{кр}^\mu$, обусловленная сцепными свойствами трактора,
с учетом потерь мощности на буксование, самопередвижение и преодоление
подъема (спуска), определяется из выражения:

$$N_{кр}^\mu = N^\mu - N_\delta - N_{f,\alpha}$$

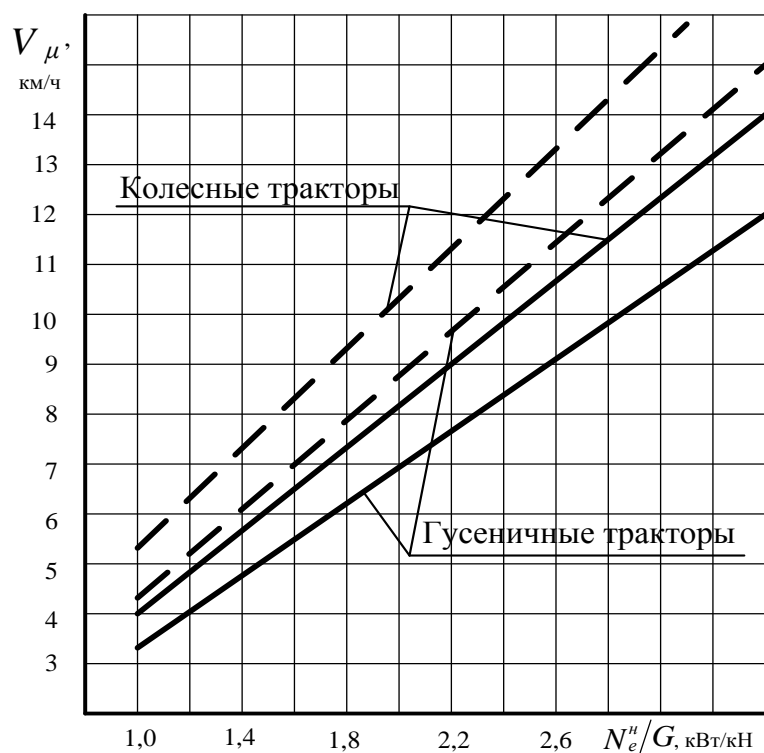
Используя выражения (1.7) и (1.8 -1.10), после преобразований получим:

$$N_{кр}^\mu = \frac{GV \left[\lambda\mu(1 - \delta_d) - \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \right]}{3,6}. \quad (2.2)$$

Анализируя формулы (2.1) и (2.2), можно заметить, что возможная для
реализации в агрегате полезная мощность двигателя трактора N_n^δ с увеличени-
ем скорости движения агрегата уменьшается, а тяговая мощность, зависящая
от сцепных свойств трактора, $N_{кр}^\mu$ увеличивается. Из равенства формул (2.1)
и (2.2) определяется пограничная скорость между недостаточным и доста-
точным сцеплением движителя трактора с конкретным почвенным фоном.
Обозначим её V_μ .

$$V_\mu = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{G\lambda \mu}. \quad (2.3)$$

Анализ характеристик современных тракторов показывает, что отно-
шение N_e^H/G (назовем его «энергонасыщенность трактора») колеблется в
пределах от 1,1 до 2,8 кВт/кН [1]. Зная значение N_e^H/G для конкретного тракто-
ра, можно определить его скорость, разграничивающую зоны достаточного и не-
достаточного сцепления движителя с почвой (рисунок 2.1).



Условные обозначения:

- - стерневое поле (для гусеничных тракторов $\mu=0,9$, для колесных тракторов $\mu=0,8$);
- - - культивируемое поле (для гусеничных тракторов $\mu=0,75$, для колесных тракторов $\mu=0,65$).

Рисунок 2.1 – График зависимости V_μ от N_e^H/G

В зоне от V_{min}^P до V_μ (недостаточное сцепление движителя трактора с почвой) тяговое усилие ограничено сцепными свойствами трактора и допустимым буксованием движителя δ_d . Здесь его величина постоянна и максимальна (см. формулу 1.12).

$$P_{кр}^{max} = G[\lambda\mu(1 - \delta_d) - (f \pm i/100)]. \quad (2.4)$$

По величине максимального тягового усилия $P_{кр}^{max}$ на стерневом поле определяют тяговый класс трактора [4].

Таблица 2.1 –Тяговые классы тракторов в диапазоне номинальных тяговых усилий

Тяговый класс	Номинальные тяговые усилия	Тяговый класс	Номинальные тяговые усилия
0,2	1,8...5,4	3	27,1...36,0
0,6	5,5...8,1	4	36,1...45,0
0,9	8,2...12,6	5	45,1...54,0
1,4	12,7...18,0	6	54,1...72,0
2	18,1...27,0	8	72,1...108,0

Максимальная тяговая мощность $N_{кр}^{max}$ достигается при оптимальной скорости V_{onm} , когда сумма потерь мощности на буксование движителей N_{δ} и самопередвижение трактора $N_{f\alpha}$ минимальна (см. подраздел 1.6), т.е.

$$N_e^H \eta_M \delta_{onm} + \frac{GV_{onm}}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \rightarrow \min,$$

где δ_{onm} - коэффициент буксования движителя трактора при V_{onm} .

Коэффициент буксования δ_{onm} с достаточной степенью точности определяется соотношением:

$$\delta_{onm} = \frac{V_{\mu}}{V_{onm}} \delta_d. \quad (2.5)$$

В связи с этим предыдущее выражение можно записать в виде:

$$N_e^H \eta_M \frac{V_{\mu}}{V_{onm}} \delta_d + \frac{GV_{onm}}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \rightarrow \min.$$

Из этого выражения, найдя первую производную и произведя преобразования, получим расчетное значение V_{onm}^P

$$V_{onm}^P = \sqrt{\frac{3,6N_e^H \eta_M V_\mu \delta_\partial}{G(f \pm i/100)}}. \quad (2.6)$$

Если оказывается, что $V_{onm}^P \leq V_\mu$ (буксование выходит за допустимые пределы), то $V_{onm} = V_\mu$, а $\delta_{onm} = \delta_d$.

Если $V_{onm}^P > V_\mu$ (коэффициент буксования меньше δ_d), то $V_{onm} = V_{onm}^P$.

Оптимальное тяговое усилие трактора $P_{кр}^{onm}$, соответствующее максимальной тяговой мощности $N_{кр}^{max}$, согласно формулы (1.11), определится из выражения:

$$P_{кр}^{onm} = \frac{3,6N_e^H \eta_M (1 - \delta_{onm})}{V_{onm}} - G(f \pm i/100). \quad (2.7)$$

Максимальная тяговая мощность $N_{кр}^{max}$ рассчитывается, исходя из формулы (2.1), по выражению:

$$N_{кр}^{max} = N_e^H \eta_M (1 - \delta_{onm}) - \frac{GV_{onm} \left(f \pm \frac{i}{100}\right)}{3,6}. \quad (2.8)$$

В зоне достаточного сцепления движителя с почвой (от V_μ до V_{max}^P) характер изменения параметров $N_{кр}^H$, $P_{кр}^H$ и δ криволинейный. Конкретные величины этих параметров определяются для различных (i -тых) скоростей движения, входящих в рассматриваемый диапазон, по формулам:

$$N_{кр}^H = N_e^H \eta_M (1 - \delta_i) - \frac{GV_i \left(f \pm \frac{i}{100}\right)}{3,6}. \quad (2.9)$$

$$P_{\text{кpi}}^H = \frac{3,6N_e^H \eta_M (1 - \delta_i)}{V_i} - G(f \pm i/100). \quad (2.10)$$

$$\delta_i = \frac{V_\mu}{V_i} \delta_d. \quad (2.11)$$

Общий вид потенциальной тяговой характеристики трактора в графическом изображении представлен на рисунке 2.2.

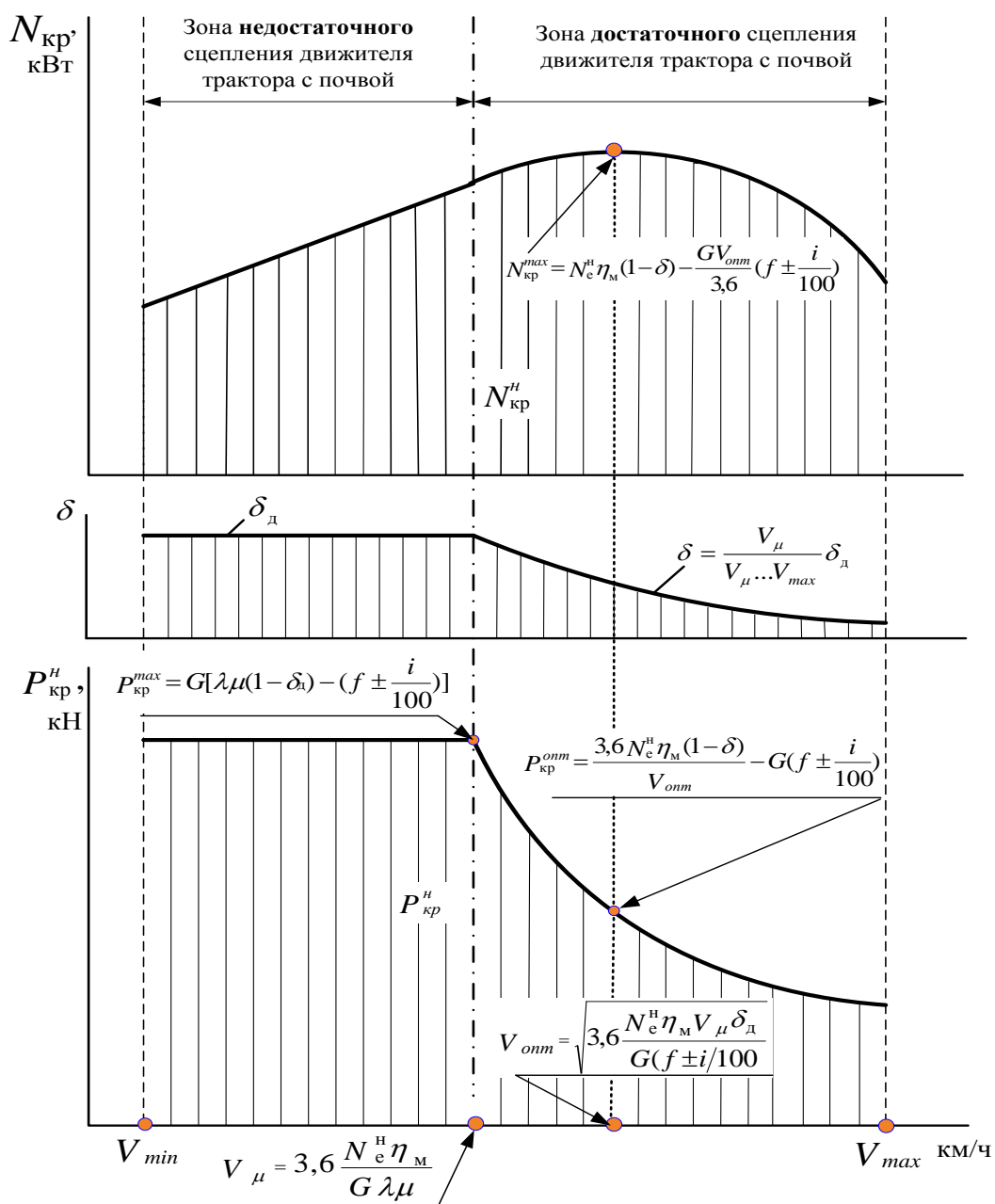


Рисунок 2.2- Общий вид потенциальной тяговой характеристики трактора

По потенциальной тяговой характеристике трактора можно определить значения $N_{кр}$ и $P_{кр}$ при любой скорости в рассматриваемом диапазоне. Если на тракторе установлена ступенчатая коробка передач, то значения $N_{кр}^H$, $P_{кр}^H$ и δ определяются по скоростям на соответствующих передачах трактора.

В качестве примера рассмотрим потенциальную тяговую характеристику трактора МТЗ-920.

Исходные данные

Почвенные условия (агрофон) – стерня зерновых колосовых культур.

Уклон поля i , % - 0.

Номинальная эффективная мощность двигателя трактора $N_e^H = 62$ кВт.

Эксплуатационный вес трактора $G=41$ кН.

Механический КПД трансмиссии трактора $\eta_m=0,915$.

Доля эксплуатационного веса трактора, приходящаяся на движитель $\lambda \approx 0,67$ (колесная формула 4К2).

Коэффициент сцепления движителя трактора с почвой $\mu=0,85$.

Коэффициент сопротивления качению трактора $f = 0,07$.

Допустимый коэффициент буксования движителя трактора $\delta_d=0,18$.

Интервал рабочих скоростей трактора $V_{min}^P \dots V_{max}^P = 1 \dots 20$ км/ч.

Расчет параметров потенциальной тяговой характеристики трактора

Определим скорость трактора V_μ , при которой достигается максимальное тяговое усилие (формула 2.3)

$$V_\mu = 3,6 \frac{56,9 \cdot 0,915}{41 \cdot 1 \cdot 0,85} = 5,38 \text{ км/ч.}$$

Определим изменения тяговой мощности $N_{кр}^\mu$ в интервале скоростей $V_{min}^P \dots V_\mu$ (зона **недостаточного** сцепления движителя трактора с почвой) .

Поскольку зависимость (2.2) прямолинейная, то достаточно рассчитать значения $N_{кр}^{\mu}$ при минимальной скорости V_{min}^p и при V_{μ} .

$$N_{кр 1}^{\mu} = \frac{41 \cdot 1}{3,6} [1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 7,4 \text{ кВт.}$$

$$N_{кр 5,38}^{\mu} = \frac{41 \cdot 5,38}{3,6} [1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 40,0 \text{ кВт.}$$

Определим максимально возможное тяговое усилие трактора $P_{кр}^{max}$.

Во всем диапазоне скоростей от V_{min}^p до V_{μ} тяговое усилие будет постоянным и рассчитывается по формуле (2.4)

$$P_{кр}^{max} = 41[1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 26,8 \text{ кН.}$$

Определим оптимальную скорость $V_{опт}$ трактора, при которой достигается максимальная тяговая мощность $N_{кр}^{max}$, по формуле (2.5)

$$V_{опт}^p = \sqrt{\frac{3,6 \cdot 56,9 \cdot 0,915 \cdot 5,38 \cdot 0,15}{41 \cdot 0,07}} = 7,3 \text{ км/ч}$$

Так как $V_{опт}^p > V_{\mu}$, то $V_{опт} = V_{опт}^p = 7,3 \text{ км/ч}$

Коэффициент буксования (формула 2.6) при оптимальной скорости $V_{опт}$ будет равен:

$$\delta_{opt} = \frac{5,38}{7,30} 0,15 = 0,11.$$

Определим оптимальное тяговое усилие трактора $P_{кр}^{opt}$ по формуле (2.7)

$$P_{кр}^{opt} = \frac{3,6 \cdot 56,9 \cdot 0,915(1 - 0,11)}{7,3} - 41 \cdot 0,07 = 20,1 \text{ кН.}$$

Максимальную тяговую мощность $N_{кр}^{max}$ рассчитываем по формуле (2.8)

$$N_{кр}^{max} = 56,9 \cdot 0,915(1 - 0,11) - \frac{41 \cdot 7,3 \cdot 0,07}{3,6} = 40,5 \text{ кВт}.$$

Другие значения коэффициентов буксования δ , тяговой мощности трактора $N_{кр}^H$, и тягового усилия трактора $P_{кр}^H$ в рабочем интервале скоростей определим по формулам 2.9 - 2.11. Результаты расчетов сведем в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры потенциальной тяговой характеристики трактора МТЗ-920 на стерне зерновых колосовых культур

Параметры	$V_{\mu} = 5,38 \text{ км/ч}; V_{\text{опт}} = 7,30 \text{ км/ч}; P_{кр}^{max} = 26,8 \text{ кН};$ $\delta_{\text{опт}} = 0,11; P_{кр}^{\text{ном}} = 20,1 \text{ кН}; N_{кр}^{max} = 40,5 \text{ кВт}.$						
$V, \text{ км/ч}$	1,00	5,38	8,00	10,00	13,00	16,00	20,00
δ	0,15	0,15	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04
$N_{кр}^H, \text{ кВт}$	7,4	40,0	40,4	39,9	38,5	36,7	34,0
$P_{кр}^H, \text{ кН}$	26,8	26,8	18,2	14,4	10,7	8,3	6,1

Отообразим результаты расчетов в графической форме (рисунок 2.3).

Произведем анализ тяговых свойств трактора МТЗ-920.

При работе трактора МТЗ-920 в составе агрегата в рассматриваемых условиях скорость $V_{\mu} = 5,38 \text{ км/ч}$ является границей между зонами достаточного и недостаточного сцепления движителя с почвой. В интервале скоростей от 1 до 5,38 км/ч (зона недостаточного сцепления движителя с почвой) тяговые свойства ограничены сцепными свойствами трактора. Величина тягового усилия трактора в этом интервале скоростей постоянна и является максимальной ($P_{кр}^{max} = 26,8 \text{ кН}$). $N_{кр}^{max} = 40,5 \text{ кВт}$

Как видно из графика (рисунок 2.3), максимальная тяговая мощность ($N_{кр}^{max} = 40,5 \text{ кВт}$) достигается при оптимальной скорости ($V_{\text{опт}} = 7,30 \text{ км/ч}$).

При этом будет достигнут максимальный (условный) КПД трактора (см. формулу 1.25).

$$\eta_{т.у} = \frac{40,5}{56,9} = 0,71 .$$

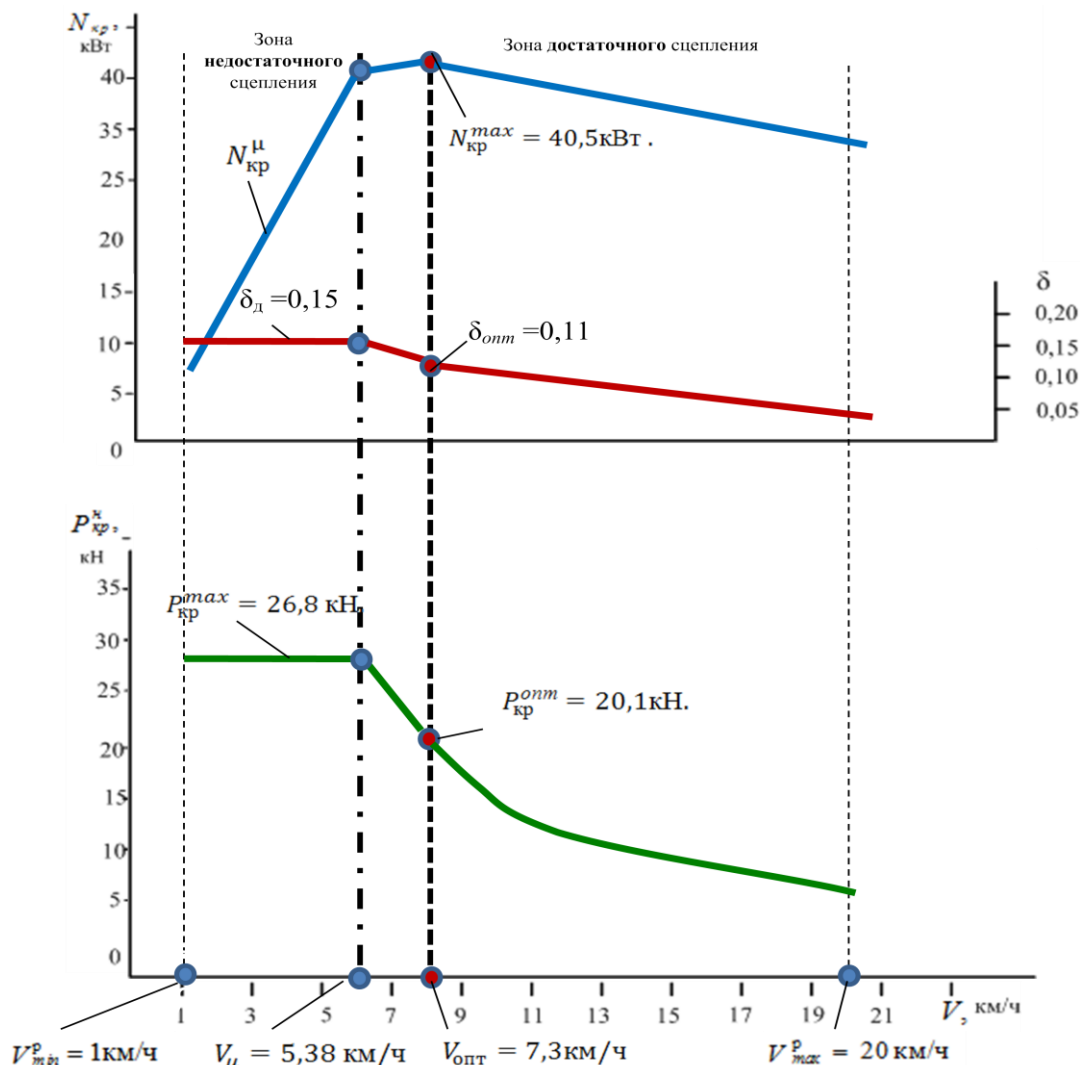


Рисунок 2.3 - Потенциальная тяговая характеристика трактора МТЗ-920 (агрофон - стерня зерновых колосовых культур, рельеф ровный)

В зоне скоростей выше 5,38 км/ч (зона достаточного сцепления движителя с почвой) по графику можно определить значения номинальной тяговой мощности $N_{кр}^н$, номинального тягового усилия $P_{кр}^н$ и коэффициента буксования δ при любой скорости в рассматриваемом диапазоне. При ступенчатой коробке передач значения этих параметров определяются на скоростях, соответствующих каждой передаче трактора.

3 Расчет (моделирование) машинно-тракторных агрегатов

Расчет (моделирование) энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов преследует цель создания таких агрегатов, которые обеспечат в конкретных условиях работы требуемое качество выполняемой технологической операции, максимальную производительность, минимальный расход топлива и минимальные энергетические затраты. Эта цель может быть достигнута в том случае, когда тяговый (или полный) КПД трактора, работающего в составе агрегата, будет близок к максимально возможному в заданных условиях, т.е.

$$\eta_T = \frac{N_{ag}}{N_e^H} \rightarrow \eta_{T,y} = \frac{N_{кр}^{max}}{N_e^H} . \quad (3.1)$$

где N_{ag} – мощность, необходимая для работы агрегата в заданных условиях, кВт;

N_e^H – номинальная эффективная (или, в зависимости от имеющейся информации, эксплуатационная) мощность двигателя трактора, кВт;

$\eta_{T,y}$ – максимальный (условный) тяговый КПД трактора в заданных условиях работы;

$N_{кр}^{max}$ – тяговая мощность трактора, максимально возможная в рассматриваемых условиях работы агрегата, кВт.

Критерию 3.1 соответствуют следующие критерии:

$$\eta_{ум} = \frac{N_{ag}}{N_{кр}^{max}} \rightarrow 1, \quad (3.2)$$

где $\eta_{ум}$ – коэффициент использования максимальной тяговой мощности;

$$\eta_u = \frac{R_{ae}}{P_{kpi}^H} \rightarrow \eta_u^{opt} \quad (3.3)$$

где η_u - коэффициент использования тягового усилия трактора;

R_{ae} – тяговое сопротивление агрегата, кН;

P_{kpi}^H - номинальное тяговое усилие трактора в заданных условиях при i -той скорости, кН;

η_u^{opt} - оптимальный коэффициент использования тягового усилия трактора (в среднем можно принимать $\eta_u^{opt} = 0,90$ [2, 4]).

Основными параметрами, определяющими рациональность выбранного (смоделированного) агрегата, являются его ширина захвата B и скорость движения V . Методика расчета этих параметров зависит от поставленной задачи и имеет несколько направлений.

3.1 Методика решения задач первого направления

При известном тракторе необходимо подобрать машину для выполнения конкретной сельскохозяйственной работы (вспашки, рыхления, дискования, культивации, боронования, прикатывания почвы, посева и т.п.).

Исходные данные формируют на основании справочных материалов, представленных в приложении или по материалам из других надежных источников.

3.1.1 Определяют параметры потенциальной тяговой характеристики заданного трактора в рассматриваемых условиях работы и строят график (см. раздел 2).

3.1.2 Определяют интервал скоростей движения агрегата, разрешенных при выполнении рассматриваемой сельскохозяйственной работы (технологически допустимые скорости) $V_{min} \dots V_{max}$ (таблица ПЗ). Если нижний предел не определен, то V_{min} условно ограничивают (например, 3 км/ч).

3.1.3 Определяют номинальное тяговое усилие трактора $P_{кpi}^H$, возможное для использования в агрегате при заданных условия работы.

Если максимально возможная по агротехническим требованиям скорость V_{max} меньше V_μ (диапазон скоростей входит в зону недостаточного сцепления движителя трактора с почвой), то $P_{кpi}^H = P_{кр}^{max}$ (рисунок 3.1).

$$P_{кpi}^H = P_{кр}^{max} = G[\lambda\mu(1 - \delta_d) - (f \pm i/100)]. \quad (3.4)$$

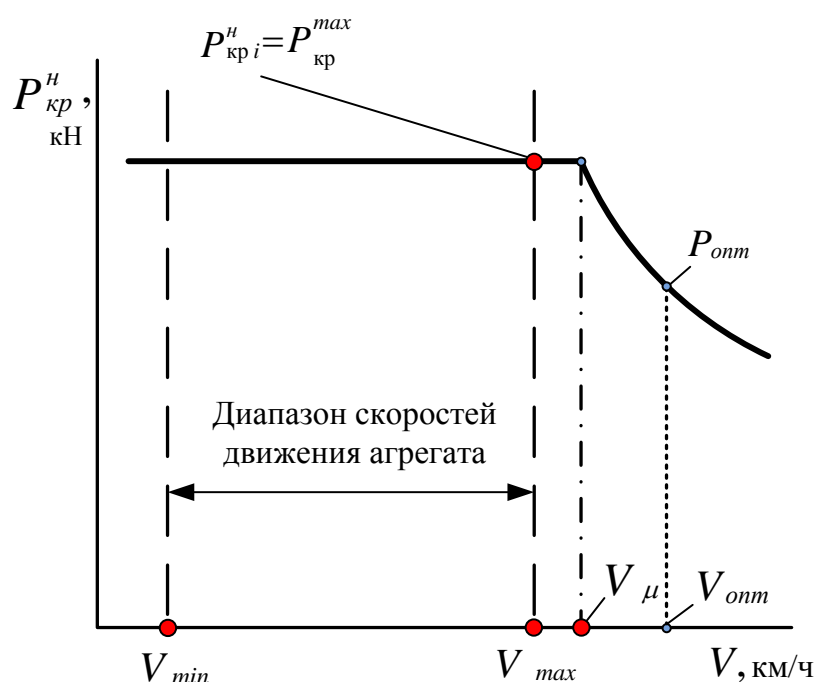


Рисунок 3.1 - Графическое определение $P_{кpi}^H$ при $V_\mu > V_{max}$

Если оптимальная скорость V_{onm} находится внутри диапазона скоростей (рисунок 3.2), т.е., $V_{min} \geq V_{onm} < V_{max}$, то $P_{кpi}^H = P_{кр}^{onm}$

$$P_{кpi}^H = P_{кр}^{onm} = \frac{3,6N_e^H \eta_M (1 - \delta_{onm})}{V_{onm}} - G(f \pm i/100). \quad (3.5)$$

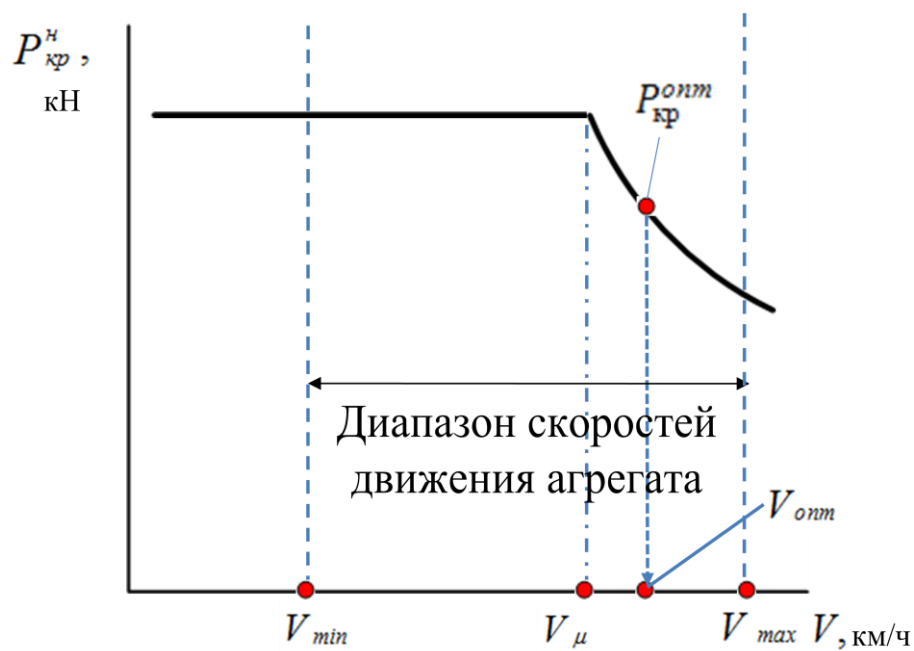


Рисунок 3.2 - Графическое определение P_{kpi}^H при $V_{min} \geq V_{opt} < V_{max}$

Если V_{opt} меньше V_{min} (рисунок 3.3), то P_{kpi}^H равно номинальному тяговому усилию трактора при скорости V_{min} .

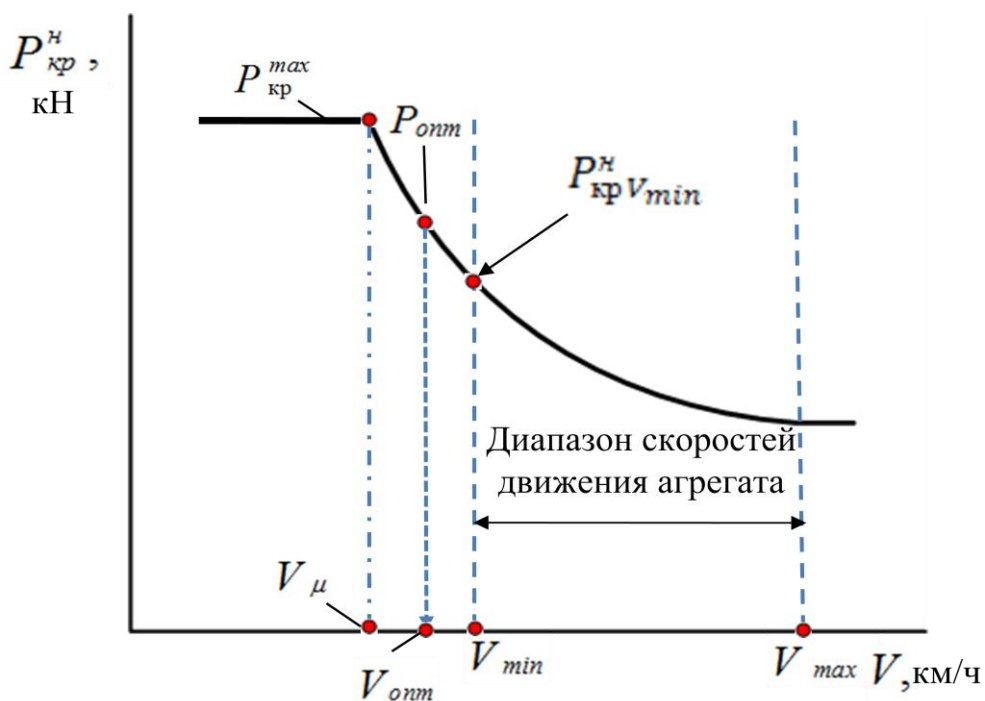


Рисунок 3.3 - Графическое определение P_{kpi}^H при $V_{opt} < V_{min}$

$$P_{kpi}^H = P_{kpV_{min}}^H = \frac{3,6N_e^H \eta_m (1 - \delta_{V_{min}})}{V_{min}} - G(f \pm i/100). \quad (3.6)$$

где $\delta_{V_{min}}$ – коэффициент буксования движителя трактора при V_{min} .

С достаточной степенью точности [2] этот коэффициент можно определить по соотношению

$$\delta = \frac{V_\mu}{V_{min}} \delta_d.$$

3.1.4 Далее определяют максимально возможную ширину захвата агрегата B_{ag}^{max} (м)

$$B_{ag}^{max} = \frac{P_{kpi}^H}{k_M}, \quad (3.7)$$

для пахотных агрегатов

$$B_{пл}^{max} = \frac{P_{kpi}^H}{k_{пл} a}, \quad (3.8)$$

где $k_M, k_{пл}$ - удельное тяговое сопротивление соответственно машины необходимого назначения (кН/м) и плуга (кН/м²), (таблицы ПЗ, П4).

Для комплексных или комбинированных агрегатов k_M определяется путем суммирования удельных тяговых сопротивлений отдельных машин (рабочих органов), входящих в состав агрегата;

a - глубина обработки почвы, м (задается).

3.1.5 Используя справочные материалы (таблица П6), выбирают конкретную сельскохозяйственную машину (или машины) для выполнения заданной работы по условию:

$$B_{ag} \leq B_{ag}^{max} \quad (3.9)$$

Если выбирается несколько однотипных машин, то определяется их число

$$n_M = B_{\text{аг}}^{\text{max}} / b_M, \quad (3.10)$$

где n_M - количество однотипных машин, округленное до целого меньшего числа;

b_M - ширина захвата одной машины, м (таблица П6).

Ширина захвата многомашинного агрегата определится как произведение числа машин на ширину захвата одной машины, т.е., $B_{\text{аг}} = n_M b_M$.

Для составления агрегата в этом случае необходимо подобрать сцепку.

Расчетный фронт сцепки $A_{\text{сц}}^p$ определяют по формуле

$$A_{\text{сц}}^p = (n_M - 1) b_M. \quad (3.11)$$

Выбирают сцепку (таблица П6). Фронт выбранной сцепки $A_{\text{сц}}$ должен удовлетворять условию:

$$A_{\text{сц}} \geq A_{\text{сц}}^p. \quad (3.12)$$

Тяговое сопротивление сцепки $R_{\text{сц}}$ рассчитывают по формуле

$$R_{\text{сц}} = G_{\text{сц}} (f_{\text{сц}} \pm i/100), \quad (3.13)$$

где $G_{\text{сц}}$ – вес сцепки, кН (таблица П6);

$f_{\text{сц}}$ - коэффициент сопротивления качению сцепки (таблица П2).

3.1.6 Тяговое сопротивление агрегата $R_{\text{аг}}$ вычисляют по формуле

$$R_{\text{аг}} = B_{\text{аг}} k_M + G_M n_M i/100 + R_{\text{сц}}, \quad (3.14)$$

где G_M – вес выбранной сельскохозяйственной машины, кН (таблица П6).

Тяговое сопротивление пахотных агрегатов определяют по формуле

$$R_{пл} = B_{пл} k_{пл} a + G_{пл} i / 100 , \quad (3.15)$$

где $G_{пл}$ - вес плуга, кН (таблица Пб).

3.1.7 Рациональная скорость $V_{рац}$ выбранного агрегата рассчитывается по-разному.

Если $V_{\mu} > V_{max}$ (рисунок 3.4) (диапазон скоростей находится в зоне недостаточного сцепления движителя трактора с почвой), то

$$V_{рац} = V_{max} , \quad (3.16)$$

так как при этом достигается максимальная производительность агрегата.

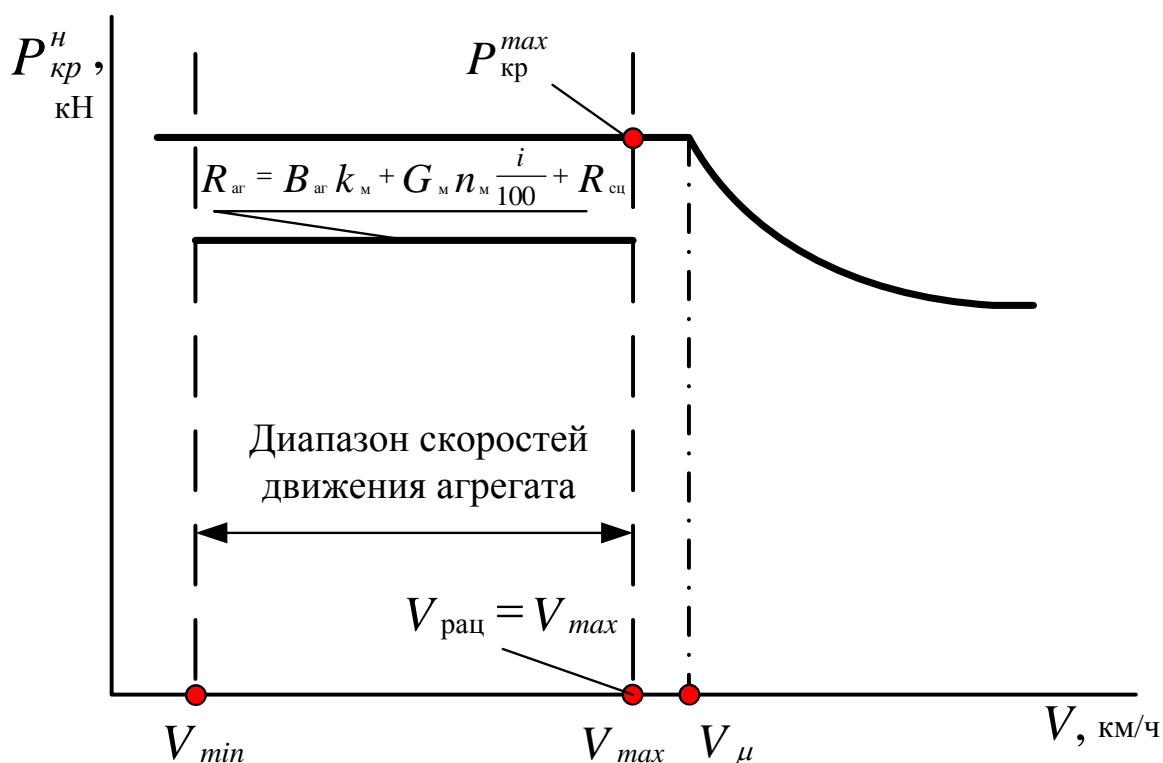


Рисунок 3.4 – Графическое определение $V_{рац}$ при $V_{\mu} > V_{max}$

Если V_{opt} находится внутри диапазона скоростей (рисунок 3.5), т.е. $V_{min} \leq V_{opt} < V_{max}$, то расчетное значение рациональной скорости $V_{рац}^p$ определится по формуле

$$V_{рац}^p = \frac{3,6N_e^H \eta_m (1 - \delta_{V_{рац}^p})}{R_{аг} + G(f \pm i/100)}, \quad (3.17)$$

где $\delta_{V_{рац}^p}$ - коэффициент буксования при скорости $V_{рац}^p$

$$\delta_{V_{рац}^p} = \frac{V_{\mu}}{V_{рац}^p} \delta_d. \quad (3.18)$$

Для упрощения дальнейших математических преобразований, введем обозначения: $M = 3,6N_e^H \eta_m$; $C = R_{аг} + G(f \pm i/100)$.

Решая совместно уравнения (3.17) и (3.18), с учетом введенных обозначений, получим

$$V_{рац}^p = \frac{M + \sqrt{M(M - 4CV_{\mu}\delta_d)}}{2C} \quad (3.19)$$

Далее следует сравнить расчетное значение скорости с допустимым интервалом скоростей движения агрегата.

При $V_{рац}^p \leq V_{max}$ (рисунок 3.5) рациональная скорость равна расчетной величине, т.е. $V_{рац} = V_{рац}^p$.

При $V_{рац}^p > V_{max}$ (рисунок 3.6) рациональная скорость ограничивается максимально допустимой скоростью движения агрегата, т.е. $V_{рац} = V_{max}$.

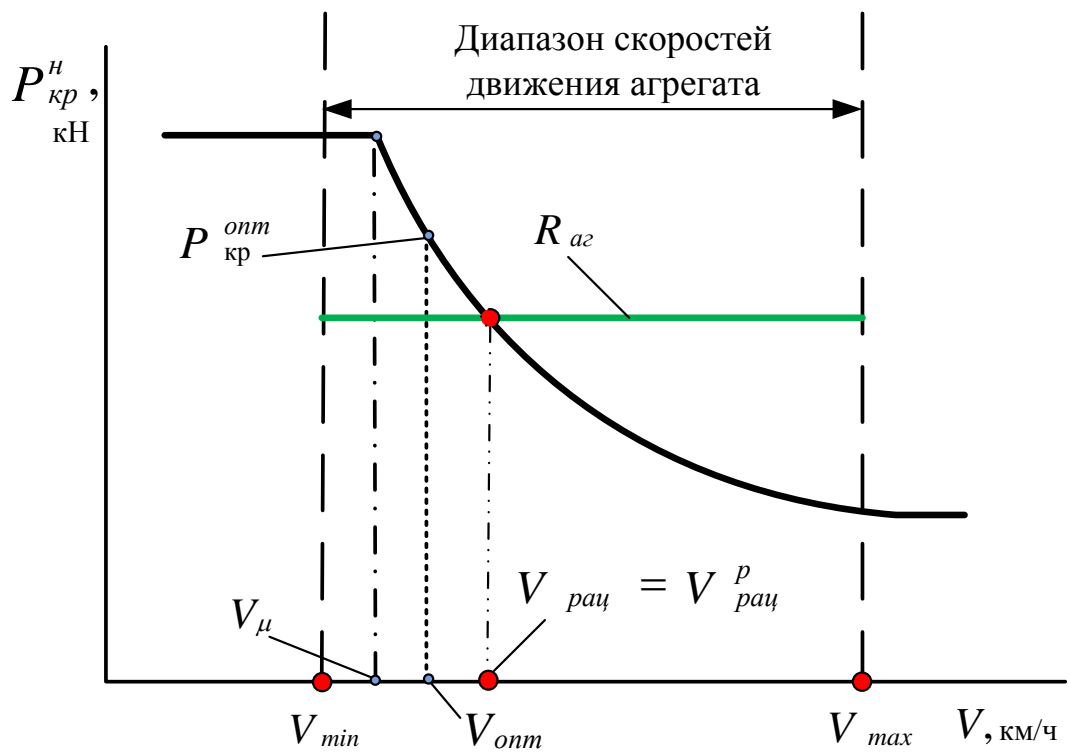


Рисунок 3.5 – Графическое определение $V_{рац}$ при $V_{min} \leq V_{опт} < V_{max}$
 и $V_{рац}^p \leq V_{max}$

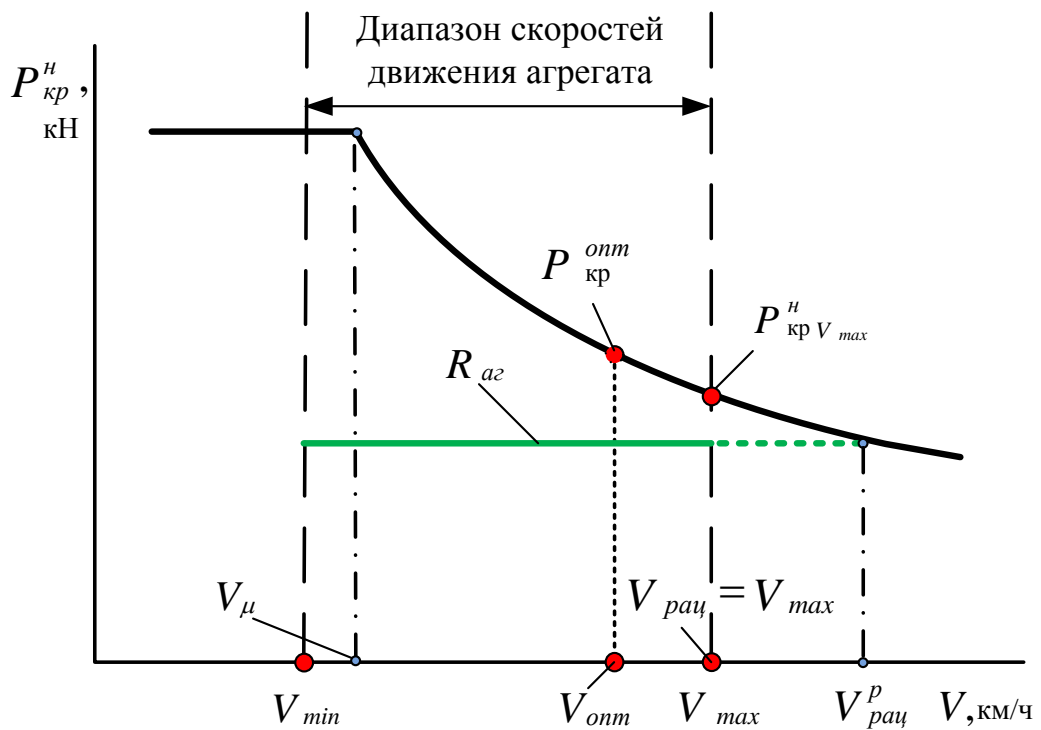


Рисунок 3.6 – Графическое определение $V_{рац}$ при $V_{min} \leq V_{опт} < V_{max}$
 и $V_{рац}^p > V_{max}$

Если $V_{onm} < V_{min}$, то расчетная рациональная скорость определяется также по формуле (3.19). И в этом случае при $V_{рац}^p \leq V_{max}$ (рисунок 3.7) рациональная скорость равна расчетной величине, т.е. $V_{рац} = V_{рац}^p$, а при $V_{рац}^p > V_{max}$ (рисунок 3.8) рациональная скорость ограничивается максимально допустимой скоростью движения агрегата, т.е. $V_{рац} = V_{max}$.

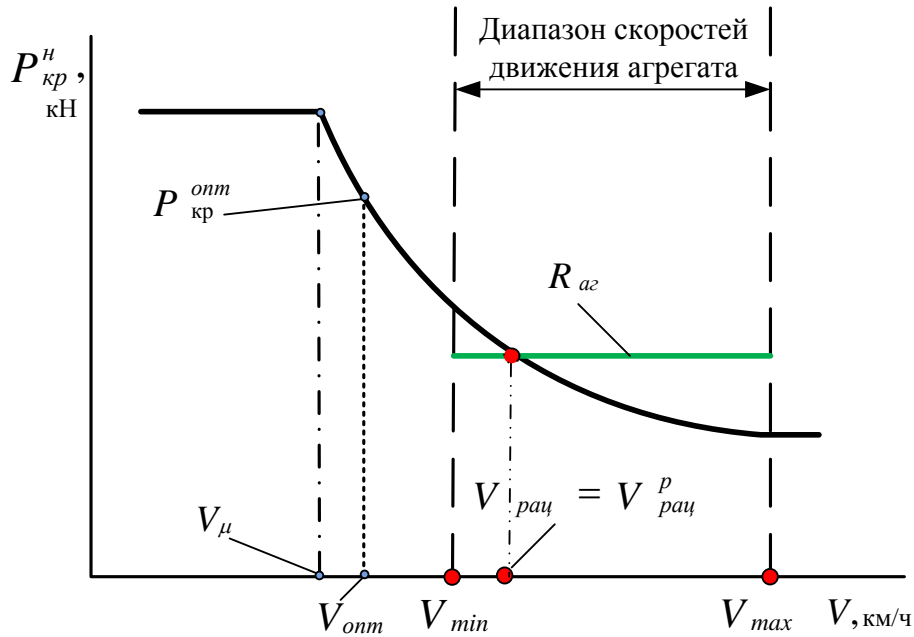


Рисунок 3.7 – Графическое определение $V_{рац}$ при $V_{onm} < V_{min}$ и $V_{рац}^p \leq V_{max}$

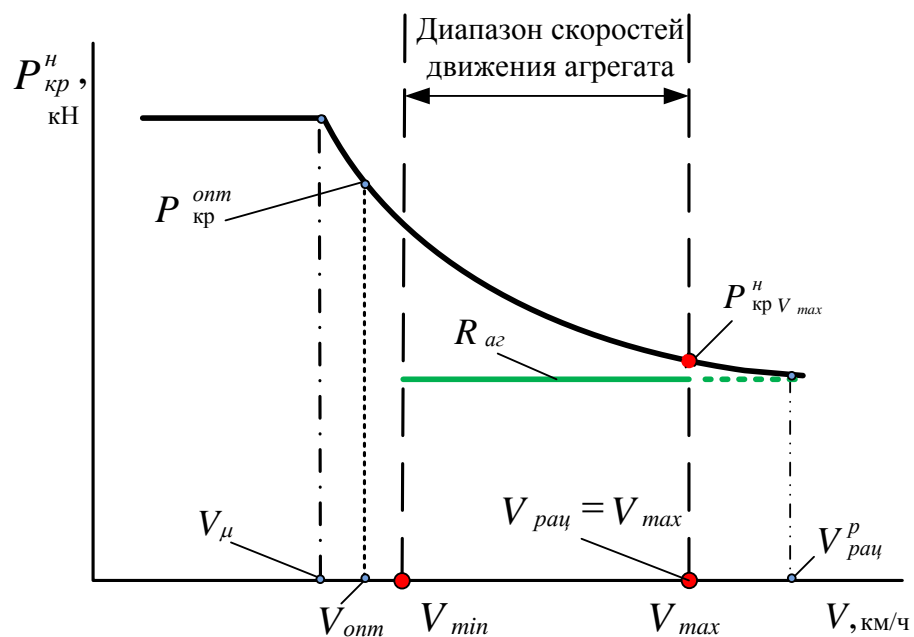


Рисунок 3.8 – Графическое определение $V_{рац}$ при $V_{onm} < V_{min}$ и $V_{рац}^p > V_{max}$

3.1.8 Мощность, необходимую для работы агрегата в заданных условиях $N_{aг}$, определяют по формуле

$$N_{aг} = \frac{R_{aг} V_{рац}}{3,6}. \quad (3.20)$$

Если у рассматриваемого трактора ступенчатая коробка передач, то в качестве основной рабочей передачи принимается та, скорость на которой наиболее близка к $V_{рац}$. В этом случае требуется уточнение расчетов по формуле (3.20).

3.1.9 Далее определяют тяговый КПД трактора η_T , коэффициенты использования максимальной тяговой мощности $\eta_{ум}$ и номинального тягового усилия η_u трактора по формулам:

$$\eta_T = \frac{N_{aг}}{N_e^n}; \quad \eta_{ум} = \frac{N_{aг}}{N_{кр}^{max}}; \quad \eta_u = \frac{R_{aг}}{P_{кр}^n}. \quad (3.21)$$

3.1.10 Результаты расчетов оценивают по критериям (3.1 - 3.3) и, для наглядности, представляют в графической форме (см. примеры в разделе 4).

3.2 Методика решения задач второго направления

Для известной сельскохозяйственной машины (машин) выбирается трактор, обеспечивающий максимальную производительность агрегата при выполнении заданной технологической операции с минимальными энергетическими затратами. При этом руководствуются критериями (3.1 - 3.3).

Исходную информацию формируют на основании справочных материалов, представленных в приложении.

3.2.1 Определяют интервал скоростей движения агрегата, разрешенных при использовании заданной сельскохозяйственной машины $V_{min} \dots V_{max}$

(таблица П6). Если нижний предел не определен, то V_{min} можно условно ограничить (например, 3км/ч).

3.2.2 Рассчитывают тяговое сопротивление агрегата по формуле (3.14) (для пахотных агрегатов – по формуле 3.15).

3.2.3 Определяют требуемую мощность для работы агрегата с известной сельскохозяйственной машиной (машинами) при максимально возможной скорости V_{max} .

$$N_{a2}^{max} = \frac{V_{max} R_{a2}}{3,6}, \quad (3.22)$$

3.2.4 Рассчитывают требуемую эффективную мощность двигателя трактора при максимально возможной скорости V_{max} по выражению, полученному в результате преобразований формулы баланса мощности трактора (1.17).

$$N_{e\ max}^p = \frac{N_{a2}^{max}}{\eta_m (1 - \delta_d - \frac{f \pm i/100}{\lambda \mu})}, \quad (3.23)$$

где N_e^p - расчетная максимальная эффективная мощность двигателя трактора, кВт.

Значения коэффициентов η_m , δ_d , f , λ , μ , i принимаются в зависимости от предполагаемого вида трактора (тип движителя, колесная формула) и условий его использования (агрофон, уклон поля). Исходные данные выбираются из справочных материалов (таблица П2).

3.2.5 Далее, преобразуя формулу (2.3), определяют расчетный вес трактора G_{max}^p , обеспечивающий достаточные сцепные свойства в рассматриваемых условиях при V_{min} .

$$G_{max}^p = \frac{3,6 N_e^p \eta_m}{V_{min} \lambda \mu}. \quad (3.24)$$

3.2.6 По известным техническим характеристикам (таблица П1) выбирают трактор, который удовлетворяет расчетным значениям $N_{e\max}^p$ и G_{\max}^p . Здесь возможен многовариантный путь, из которого, в конечном итоге, по критериям (3.1 – 3.3) выбирается лучший вариант.

3.2.7 Дальнейшие расчеты и оценку выполненного решения поставленной задачи производят согласно указаниям пунктов 3.1.7 – 3.1.10.

3.3 Методика решения задач третьего направления

При необходимости использования имеющегося трактора с конкретной сельскохозяйственной машиной задача сводится к определению рациональной скорости движения агрегата, при которой наиболее полно используются тяговые возможности трактора в рассматриваемых условиях. Исходные данные для расчетов формируются по справочным материалам приложения (см. приложения).

3.3.1 Для заданного трактора определяют параметры потенциальной тяговой характеристики и строят график.

3.3.2 Определяют технологически допустимые скорости движения заданной сельскохозяйственной машины (таблица П6).

3.3.3 Вычисляют тяговое сопротивление агрегата (формула 3.14 или, для пахотных агрегатов, 3.15).

3.3.4 Определяют рациональную скорость движения агрегата $V_{\text{рац}}$, руководствуясь указаниями пункта 3.1.7.

3.3.5 Дальнейшие расчеты и оценку выполненного решения поставленной задачи производят согласно указаниям пунктов 3.1.8 – 3.1.10.

Примечания.

1. Для повышения достоверности расчетов по определению параметров машинно-тракторных агрегатов желательно в формулах использовать эксплуатационную мощность двигателя трактора, вместо номинальной. При отсутствии таких данных можно паспортные значения номинальной эффективной мощности двигателя рассматриваемого трактора уменьшить примерно на 10%.

2. При расчетах тягово-приводных агрегатов следует учесть, что часть мощности двигателя реализуется через вал отбора мощности. Поэтому в формулах параметр N_e^H , следует заменять на

$$N_e^H - \frac{N_{\text{ВОМ}}}{\eta_{\text{ВОМ}}},$$

где $N_{\text{ВОМ}}$ - мощность, затрачиваемая на привод рабочих органов сельскохозяйственной машины (таблица П5);

$\eta_{\text{ВОМ}}$ - КПД вала отбора мощности трактора ($\eta_{\text{ВОМ}} = 0,95$).

4 Примеры расчетов по определению параметров энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов

4.1 **Пример первый.** Выбор сельскохозяйственной машины при известном энергетическом средстве

Задача – Требуется составить машинно-тракторный агрегат для дискования стерни тяжелыми боронами на глубину 0,06 – 0,08м на базе трактора New Holland (Т-7030).



Рисунок 4.1 – Трактор New Holland (Т-7030)

Исходная информация.

Для решения задачи формируем исходную информацию из справочных материалов, представленных в приложении.

По трактору New Holland: - колесная формула 4К4; эффективная мощность двигателя при номинальной частоте вращения коленчатого вала ($n_n=2200$ мин⁻¹) $N_e^H = 121$ кВт; эксплуатационный вес $G=66$ кН (таблица П1); механический КПД трансмиссии $\eta_m = 0,915$; допустимый коэффициент буксования $\delta_d=0,15$ [2].

По заданной работе.

При дисковании стерни тяжелыми боронами на глубину 0,06 ... 0,08м среднее значение удельного тягового сопротивления составляет: $k_m=5,0$ кН/м. Технологически допустимые скорости движения ($V_{min}...V_{max}$) для таких агрегатов находятся в пределах 5...12км/ч (таблица П3).

Условия работы агрегата:

агрофон – стерня колосовых культур, коэффициент сцепления движителя трактора с почвой $\mu=0,80$, коэффициент сопротивления качению трактора $f=0,10$ (таблица П2), уклон поля $i=0\%$.

Решение задачи.

4.1.1 Определим параметры потенциальной тяговой характеристики трактора New Holland в заданных условиях работы (см. раздел 2).

4.1.1.1 Определим скорость трактора V_μ , при которой достигается максимальное тяговое усилие (формула 2.3)

$$V_\mu = 3,6 \frac{121 \cdot 0,915}{66 \cdot 1 \cdot 0,80} = 7,55 \text{ км/ч.}$$

4.1.1.2 Определим максимальное тяговое усилие трактора по формуле (2.4).

$$P_{кр}^{max} = 66 [1 \cdot 0,8(1 - 0,15) - 0,10] = 38,3 \text{ кН.}$$

4.1.1.3 Рассчитаем оптимальную скорость трактора V_{opt}^p , при которой достигается максимальная тяговая мощность $N_{кр}^{max}$, (формула 2.5)

$$V_{onm}^p = \sqrt{\frac{3,6 \cdot 121 \cdot 0,915 \cdot 7,55 \cdot 0,15}{66 \cdot 0,1}} = 8,27 \text{ км/ч} .$$

Поскольку $V_{onm}^p > V_{\mu}$, то $V_{onm} = V_{onm}^p = 8,27 \text{ км/ч}$.

4.1.1.4 Определим коэффициент буксования при оптимальной скорости по формуле (2.6)

$$\delta_{V_{onm}} = \frac{7,55}{8,27} 0,15 = 0,137.$$

4.1.1.5 Оптимальное тяговое усилие $P_{кр}^{onm}$ определим по формуле (2.7)

$$P_{кр}^{onm} = \frac{3,6 \cdot 121 \cdot 0,915(1 - 0,137)}{8,27} - 66 \cdot 0,1 = 35,0 \text{ кН}.$$

Максимальная тяговая мощность $N_{кр}^{max}$ (формула 2.8) при этом составит:

$$N_{кр}^{max} = 121 \cdot 0,915(1 - 0,137) - \frac{66 \cdot 8,27 \cdot 0,10}{3,6} = 80,4 \text{ кВт}.$$

4.1.2 Максимально возможную ширину захвата агрегата определим по формуле (3.7)

$$B_{ag}^{max} = \frac{35,0 \cdot 0,9}{5,0} = 6,3 \text{ м}.$$

По справочным данным (таблица П6), для рассматриваемой сельскохозяйственной работы наиболее близко подходит дисковая борона БДМ-6х4ПК с конструктивной шириной захвата $B = 5,7 \text{ м}$ и весом $G_M = 57,9 \text{ кН}$.

4.1.3 Тяговое сопротивление агрегата вычислим по формуле (3.14)

$$R_{ag} = 5,0 \cdot 5,7 = 28,5 \text{ кН}.$$



Рисунок 4.2 – Дисковая борона БДМ-6х4ПК

4.1.4 Определим рациональную скорость движения выбранного агрегата. Так как оптимальная скорость трактора находится внутри диапазона допустимых скоростей движения агрегата, т.е., $V_{min} < V_{opt} < V_{max}$, то рациональная скорость определяется по формуле (3.19).

Вначале рассчитаем параметры М и С (см. раздел 3)

$$M = 3,6 \cdot 121 \cdot 0,915 = 398,6; \quad C = 28,5 + 66 \cdot 0,1 = 35,1.$$

Тогда

$$V_{рац} = \frac{398,6 + \sqrt{398,6(398,6 - 4 \cdot 35,1 \cdot 7,55 \cdot 0,15)}}{2 \cdot 35,1} = 10,08 \text{ км/ч.}$$

Коэффициент буксования при этой скорости (формула 3.18) будет равен:

$$\delta_{рац} = \frac{7,55}{10,08} 0,015 = 0,11.$$

4.1.5 Необходимая для работы агрегата тяговая мощность трактора, согласно формулы (3.20), составит:

$$N_{az} = \frac{28,5 \cdot 10,08}{3,6} = 79,8 \text{ кВт.}$$

4.1.6 Тяговый КПД трактора (формулы 3.21) при этом будет равен:

$$\eta_T = \frac{79,8}{121,0} = 0,659,$$

а максимально возможный (условный) тяговый КПД трактора в рассматриваемых условиях работы агрегата (см. формулу 3.1) составит:

$$\eta_T^{max} = \frac{80,4}{121,0} = 0,664.$$

4.1.7 Коэффициенты использования максимальной тяговой мощности $\eta_{ум}$ и оптимального тягового усилия η_u определим по формулам (3.21)

$$\eta_{ум} = \frac{79,8}{80,4} = 0,99.$$

$$\eta_u = \frac{28,5}{35,0} = 0,81.$$

4.1.8 Анализ выполненных расчетов.

В рассматриваемых условиях работы агрегата значение тягового КПД трактора (η_T) близко к максимально возможному (η_T^{max}). Значения коэффициентов использования тяговой мощности ($\eta_{ум}$) и тягового усилия (η_u) также удовлетворяют критериям энергосбережения (см. формулы 3.1-3.3). Поэтому можно заключить, что агрегат, состоящий из трактора New Holland T-7030 и дисковой бороны БДМ-6х4ПК, работающий со скоростью 10,08км/ч, обеспечит в рассматриваемых условиях требования энергосбережения.

4.1.9 Графоаналитическое решение задачи представим на рисунке 4.3.

Для этого рассчитаем значения параметров потенциальной тяговой характеристики трактора New Holland T-7030 в рассматриваемом диапазоне скоростей по формулам (2.9-2.11).

Таблица 4.1 – Значения параметров потенциальной тяговой характеристики

Параметры	$V_{\mu} = 7,55 \text{ км/ч}$ $V_{\text{опт}} = 8,27 \text{ км/ч}$ $\delta_{\text{опт}} = 0,137$		$P_{\text{кр}}^{\text{max}} = 38,3 \text{ кН}$		$P_{\text{кр}}^{\text{опт}} = 35,0 \text{ кН}$		$N_{\text{кр}}^{\text{max}} = 80,4 \text{ кВт}$	
	5,00	7,55	8,00	9,00	10,00	11,00	12,00	13,00
δ	0,150	0,150	0,142	0,126	0,113	0,103	0,094	0,087
$N_{\text{кр}}^{\text{н}}$, кВт	53,2	80,3	80,4	80,3	79,8	79,2	78,3	77,2
$P_{\text{кр}}^{\text{н}}$, кН	38,30	38,3	36,2	32,1	28,7	25,9	23,5	21,4

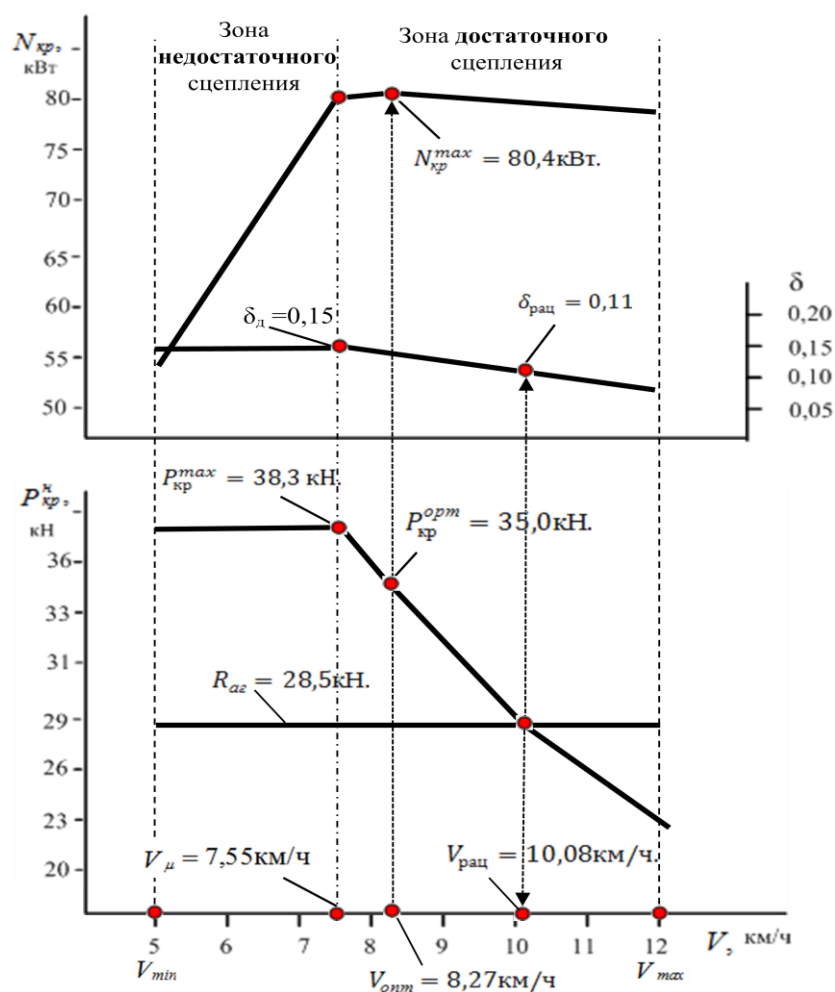


Рисунок 4.3 – Графическое отображение расчета агрегата New Holland T-7030 + БДМ-6х4ПК

4.2 Пример второй. Выбор трактора для работы с известной сельскохозяйственной машиной

Задача – Требуется составить машинно-тракторный агрегат для «гладкой» вспашки почвы на глубину 0,25м полунавесным оборотным плугом Квернеланд PN – 100 по дискованной стерне на поле с уклоном 5%.



Рисунок 4.4- Плуг Квернеланд PN – 100

Исходная информация.

Плуг Квернеланд PN – 100 (7+1) со ступенчатой регулировкой ширины захвата корпусов (0,35; 0,40; 0,45м) и возможностью изменения их количества (7+1). Эксплуатационный вес базовой модели плуга $G_{пл} = 36,4 \text{ кН}$, технологически допустимые рабочие скорости движения ($V_{min} \dots V_{max}$) находятся в пределах от 4 до 7 км/ч (таблица П6), удельное тяговое сопротивление плуга (тяжелые почвы) $k_{пл} = 60 \text{ кН/м}^2$ (таблица П4).

Условия использования трактора:

предполагается использовать трактор, имеющий гусеничный движитель, у которого механический КПД трансмиссии $\eta_m=0,87$; допустимый коэффициент буксования $\delta_d=0,05$; коэффициент использования сцепного веса $\lambda=1$, коэффициент сцепления движителя трактора с почвой $\mu=0,85$, коэффициент сопротивления качению трактора $f=0,10$ (таблица П2).

Решение задачи.

4.2.1 Рассмотрим восьмикорпусной вариант плуга с шириной захвата одного корпуса 0,4м. Конструктивная ширина захвата в этом случае будет равна $B_{пл}=3,2$ м. Тяговое сопротивление плуга определим по формуле (3.15)

$$R_{пл} = 3,2 \cdot 60 \cdot 0,25 + 36,4 \cdot 5/100 = 49,8 \text{ кН.}$$

4.2.2 Мощность, необходимую для работы пахотного агрегата при V_{max} , определим по формуле (3.22)

$$N_{ар}^{max} = 49,8 \cdot \frac{7}{3,6} = 96,8 \text{ кВт.}$$

4.2.3 Требуемую максимальную эффективную мощность двигателя трактора рассчитаем по формуле (3.23)

$$N_{е max}^p = \frac{96,8}{0,87(1 - 0,05 - \frac{0,1 + 5/100}{1 \cdot 0,85})} = 144,5 \text{ кВт}$$

4.2.4 Определим расчетный вес трактора G_{max}^p , обеспечивающий достаточные сцепные свойства в рассматриваемых условиях при V_{min} , по формуле (3.24)

$$G_{max}^p = \frac{3,6 \cdot 144,5 \cdot 0,87}{4 \cdot 0,85} = 133,1 \text{ кН.}$$

4.2.5 Ориентируясь на технические характеристики тракторов (таблица П1), остановим свой выбор на тракторе тягового класса 5 Алтайского тракторного завода Т-501, у которого номинальная эффективная мощность двигателя $N_e^H = 147,2$ кВт, эксплуатационный вес - $G = 114$ кН.



Рисунок 4.5 – Трактор Т-501

4.2.6 Рассчитаем параметры потенциальной тяговой характеристики этого трактора.

Вначале определим скорость V_μ , при которой достигается максимальное тяговое усилие по формуле (2.3)

$$V_\mu = 3,6 \frac{147,2 \cdot 0,87}{114 \cdot 0,85} = 4,76 \text{ км/ч.}$$

Далее рассчитаем оптимальную скорость V_{opt}^p , при которой достигается максимальная тяговая мощность (формула 2.5)

$$V_{opt}^p = \sqrt{\frac{3,6 \cdot 147,2 \cdot 0,87 \cdot 4,76 \cdot 0,05}{114(0,1 + 0,05)}} = 1,06 \text{ км/ч.}$$

Поскольку $V_{opt}^p < V_{\mu}$, то принимаем $V_{opt} = V_{\mu} = 4,76 \text{ км/ч.}$

Так как $V_{opt} = V_{\mu}$, то $P_{kpi}^H = P_{kp}^{max}$ (формула 2.4)

$$P_{kpi}^H = P_{kp}^{max} = 114[1 \cdot 0,85(1 - 0,05) - (0,10 + 5/100)] = 75,0 \text{ кН.}$$

Коэффициент буксования в этом случае будет равен допустимому, т.е., $\delta_{opt} = \delta_d = 0,05$.

Максимальную тяговую мощность трактора определим по формуле (2.8)

$$N_{kp}^{max} = 147,2 \cdot 0,87(1 - 0,05) - \frac{114 \cdot 4,76(0,10 + 0,05)}{3,6} = 99,06 \text{ кВт.}$$

Для построения графика потенциальной тяговой характеристики трактора вычислим промежуточные значения ее параметров в диапазоне рассматриваемых скоростей движения по формулам (2.9-2.11). Результаты расчетов сведем в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Значения параметров потенциальной тяговой характеристики

Параметры	$V_{opt} = V_{\mu} = 4,76 \text{ км/ч}; P_{kp}^{opt} = P_{kp}^{max} = 75,0 \text{ кН}; N_{kp}^{max} = 99,06 \text{ кВт}$					
$V, \text{ км/ч}$	3,00	4,76	5,00	6,00	7,00	8,00
δ	0,050	0,050	0,048	0,040	0,034	0,030
$N_{kp}^H, \text{ кВт}$	62,46	99,06	98,22	94,49	90,46	86,26
$P_{kp}^H, \text{ кН}$	75,0	75,0	70,7	56,7	46,5	38,8

4.2.7 Определим рациональную скорость пахотного агрегата .

Так как оптимальная скорость находится внутри рассматриваемого диапазона скоростей, т.е., $V_{min} < V_{opt} < V_{max}$, то рациональную скорость $V_{рац}$ рассчитаем по формуле (3.19). Вначале вычислим параметры М и С.

$$M=3,6 \cdot 147,2 \cdot 0,87=461; \quad C=49,8+114(0,1+5/100)=66,9$$

Тогда

$$V_{рац}^p = \frac{461 + \sqrt{461(461 - 4 \cdot 66,9 \cdot 4,76 \cdot 0,05)}}{2 \cdot 66,9} = 6,64 \text{ км/ч.}$$

Поскольку $V_{рац}^p < V_{max}$, то $V_{рац} = V_{рац}^p = 6,64 \text{ км/ч.}$

4.2.8 Требуемая для работы агрегата мощность (формула 3.20) при скорости $V_{рац}$ составит:

$$N_{аз} = \frac{49,8 \cdot 6,64}{3,6} = 91,8 \text{ кВт.}$$

4.2.9 Тяговый КПД трактора (формулы 3.21) будет равен:

$$\eta_T = \frac{91,8}{147,2} = 0,62,$$

а максимально возможный (условный)тяговый КПД трактора в рассматриваемых условиях работы агрегата (формула 3.1) составит:

$$\eta_T^{max} = \frac{99,06}{147,2} = 0,67.$$

Коэффициент использования максимальной тяговой мощности (формулы 3.21) будет равен:

$$\eta_{им} = \frac{91,8}{99,06} = 0,93.$$

Коэффициент использования номинального тягового усилия трактора составит:

$$\eta_u = \frac{49,8}{75,0} = 0,66$$

4.2.10 Представим решение рассматриваемой задачи в графоаналитической форме (рисунок 4.6)

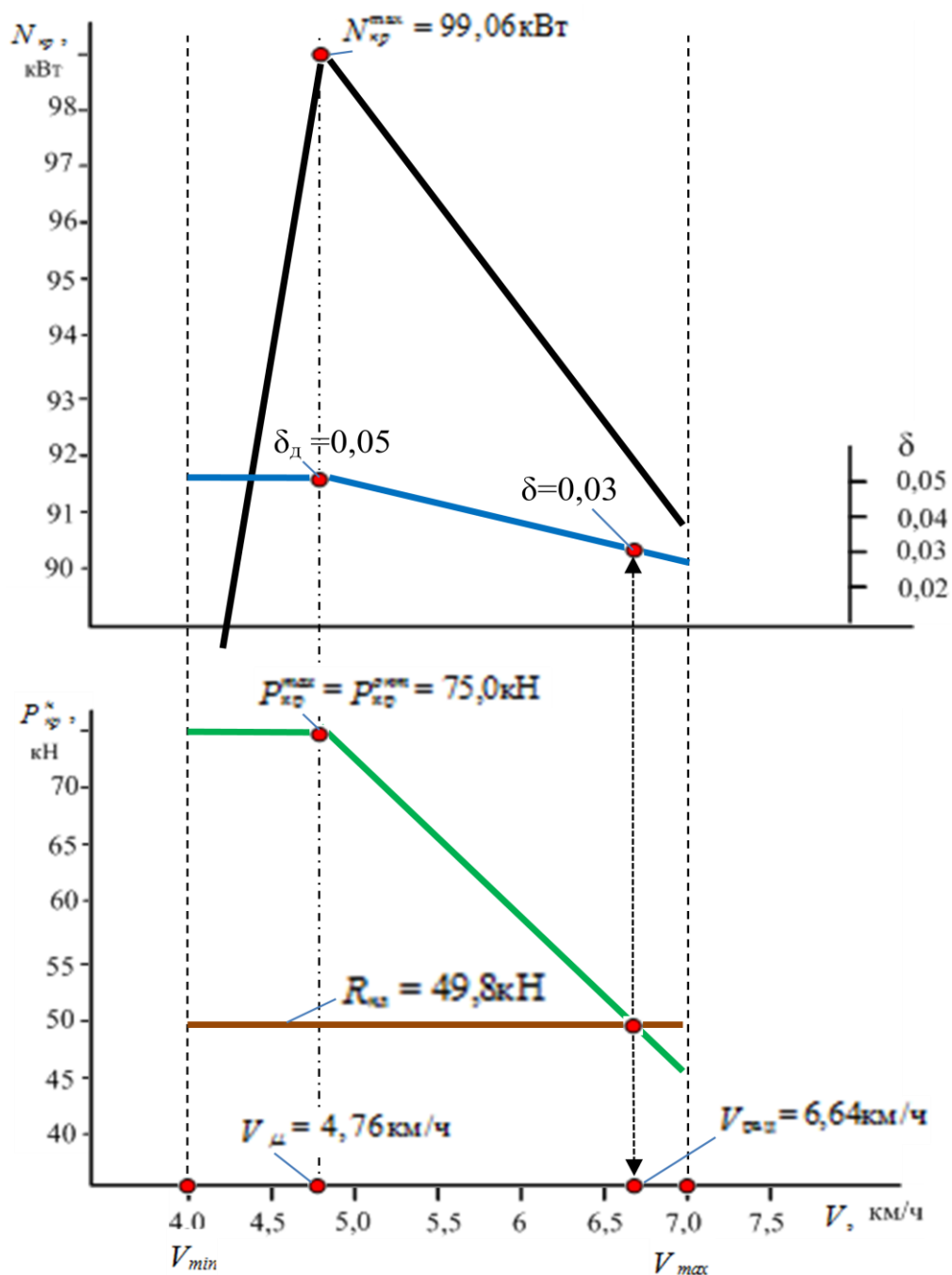


Рисунок 4.6 – Графическое отображение расчета агрегата Т-501+ РН-100

Пересечение линий, характеризующих изменения номинальных тяговых усилий трактора и тягового сопротивления плуга в установленном диапазоне скоростей движения, определяет рациональную скорость выбранного агрегата.

4.2.11 Анализ результатов расчетов.

Как видно из полученных результатов, выбранный трактор Т-501 для работы с плугом РН-100 (7+1) (восьмикорпусной вариант с шириной захвата корпуса 0,4м) при рабочей скорости 6,64км/ч в заданных условиях удовлетворяет условиям энергосбережения (критерии 3.1-3.3).

В тоже время, для нахождения оптимального решения следует рассмотреть и другие варианты агрегатов. Например, выбрать другую марку трактора, отвечающую требованиям, определенным в пунктах. 4.2.3, 4.2.4, или рассмотреть иную комплектацию плуга РН-100 (7+1) с меняющейся рабочей шириной захвата. Оптимальным, при заданных условиях работы, будет тот вариант агрегата, при котором достигается максимальная производительность и минимальный расход топлива на единицу выполняемой работы.

4.3 Пример третий. Определение рационального скоростного режима работы агрегата известного состава

Задача – Определить рациональный скоростной режим работы агрегата, состоящего из трактора ХТЗ-150К-09 и дискового комбинированного агрегата ДАКН-3,3Н.



Рисунок 4.7 Трактор ХТЗ-150К-09



Рисунок 4.8 Комбинированный агрегат ДАКН-3,3Н

Исходная информация.

Сельскохозяйственная работа – предпосевная обработка почвы на глубину 0,14м.

Условия работы: агрофон – поле, мульчированное пожнивными остатками; рельеф ровный ($i=0\%$).

Необходимые для расчетов данные по рассматриваемому агрегату формируем из справочных материалов, представленных в приложении:

- по трактору **ХТЗ-150К-09** – колесная формула 4К4; номинальная эффективная мощность двигателя $N_e^H=128,8\text{кВт}$; эксплуатационный вес трактора $G=83,5\text{ кН}$; коэффициент использования сцепного веса $\lambda=1$; механический КПД трансмиссии $\eta_m=0,915$; коэффициент сцепления движителя с почвой $\mu=0,75$; коэффициент сопротивления качению $f=0,12$; допустимый коэффициент буксования $\delta_d=15\%$;

- по агрегату **ДАКН-3,3Н** – навесной комбинированный агрегат, включающий в себя дисковую борону с удельным тяговым сопротивлением $k_d=3,6\text{кН/м}$, два ряда ножевых борон ($k_b=1,2\text{кН/м}$), планчатый каток ($k_k=0,7\text{кН/м}$). Конструктивная ширина захвата агрегата $B_{ар}=3,3\text{м}$, агротехнически допустимые скорости движения $V_{min} \dots V_{max} = (9 \dots 15)\text{км/ч}$.

Решение задачи.

Решение поставленной задачи сводится к определению рациональной скорости движения агрегата, при которой выполняются критерии (3.1 –3.3).

4.3.1 Определим параметры потенциальной тяговой характеристики трактора в заданных условиях.

4.3.1.1 Скорость V_μ , при которой достигается максимальное тяговое усилие $P_{кр}^{max}$, определим по формуле (2.3)

$$V_\mu = 3,6 \frac{128,8 \cdot 0,915}{83,5 \cdot 0,75} = 6,77 \text{ км/ч.}$$

4.3.1.2 Рассчитаем оптимальную скорость V_{opt}^p , при которой достигается максимальная тяговая мощность $N_{кр}^{max}$, по формуле (2.6)

$$V_{opt}^p = \sqrt{\frac{3,6 \cdot 128,8 \cdot 0,915 \cdot 6,77 \cdot 0,15}{83,5 \cdot 0,12}} = 6,58 \text{ км/ч.}$$

Поскольку $V_{opt}^p < V_{\mu}$, то $V_{opt} = V_{\mu} = 6,77 \text{ км/ч.}$

4.3.1.3 Максимальную тяговую мощность трактора определим по формуле (2.8)

$$N_{кр}^{max} = 128,8 \cdot 0,915 (1 - 0,15) - \frac{83,5 \cdot 6,77 \cdot 0,12}{3,6} = 81,3 \text{ кВт.}$$

4.3.1.4 Номинальное тяговое усилие $P_{кри}^H$ в этом случае определяется по формуле (3,6), т.к. $V_{opt} < V_{min}$. Коэффициент буксования при V_{min} будет равен:

$$\delta_{V_{min}} = \frac{6,77}{9,0} 0,15 = 0,11.$$

$$P_{кри}^H = P_{крV_{min}}^H = \frac{3,6 \cdot 128,8 \cdot 0,915 (1 - 0,11)}{9} - 83,5 \cdot 0,12 = 31,9 \text{ кН.}$$

4.3.1.5 Определим промежуточные значения параметров тяговой характеристики трактора в установленном диапазоне скоростей по формулам (2.9-2.11) и занесем их в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Значения параметров потенциальной тяговой характеристики трактора ХТЗ-150К в рассматриваемом диапазоне скоростей

Параметры	$V_{opt} = V_{\mu} = 6,77 \text{ км/ч}; P_{кр}^H = 31,9 \text{ кН}; N_{кр}^{max} = 81,3 \text{ кВт}$					
$V, \text{ км/ч}$	6,77	9,00	10,00	11,00	13,00	15,00
δ	0,15	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07
$N_{кр}^H, \text{ кВт}$	81,3	79,5	78,0	76,3	72,5	68,1
$P_{кр}^H, \text{ кН}$	43,2	31,8	28,1	25,0	20,1	16,3

4.3.2 Определим тяговое сопротивление агрегата по формуле (3.14), учитывая, что удельное тяговое сопротивление комбинированного агрегата складывается из отдельных удельных тяговых сопротивлений его рабочих органов

$$R_{az}=3,3 (3,6+1,2+0,7)=18,8\text{кН.}$$

4.3.3 Рациональную скорость движения агрегата определим по формуле (3.19), так как $V_{onm} < V_{min}$. Для этого вначале вычислим значения параметров М и С: $M=3,6 \cdot 128,8 \cdot 0,915=424,3$; $C=18,8+83,5 \cdot 0,12=28,8$

$$V_{рац}^p = \frac{442,3 + \sqrt{442,3(442,3 - 4 \cdot 28,8 \cdot 6,77 \cdot 0,15)}}{2 \cdot 28,8} = 13,6 \text{ км/ч.}$$

Так как $V_{рац}^p < V_{max}$, то $V_{рац} = V_{рац}^p = 13,6\text{км/ч.}$

4.3.4 Необходимую тяговую мощность для работы агрегата при рациональной скорости определим по формуле (3.20),

$$N_{az} = \frac{18,8 \cdot 13,6}{3,6} = 71,0\text{кВт.}$$

4.3.5 Тяговый КПД трактора (формулы 3.21) составит:

$$\eta_T = \frac{71,0}{128,8} = 0,55,$$

при максимально возможном (условном) для данного трактора в рассматриваемых условиях работы (формула 3.1) –

$$\eta_{т.у} = \frac{81,3}{128,8} = 0,63.$$

4.3.6 Коэффициент использования максимальной тяговой мощности (формулы 3.21) будет равен:

$$\eta_{um} = \frac{71,0}{81,3} = 0,87.$$

Коэффициент использования тягового усилия трактора составит:

$$\eta_u = \frac{18,8}{31,9} = 0,59.$$

4.3.7 Графическое отображение решаемой задачи представим на рисунке 4.9.

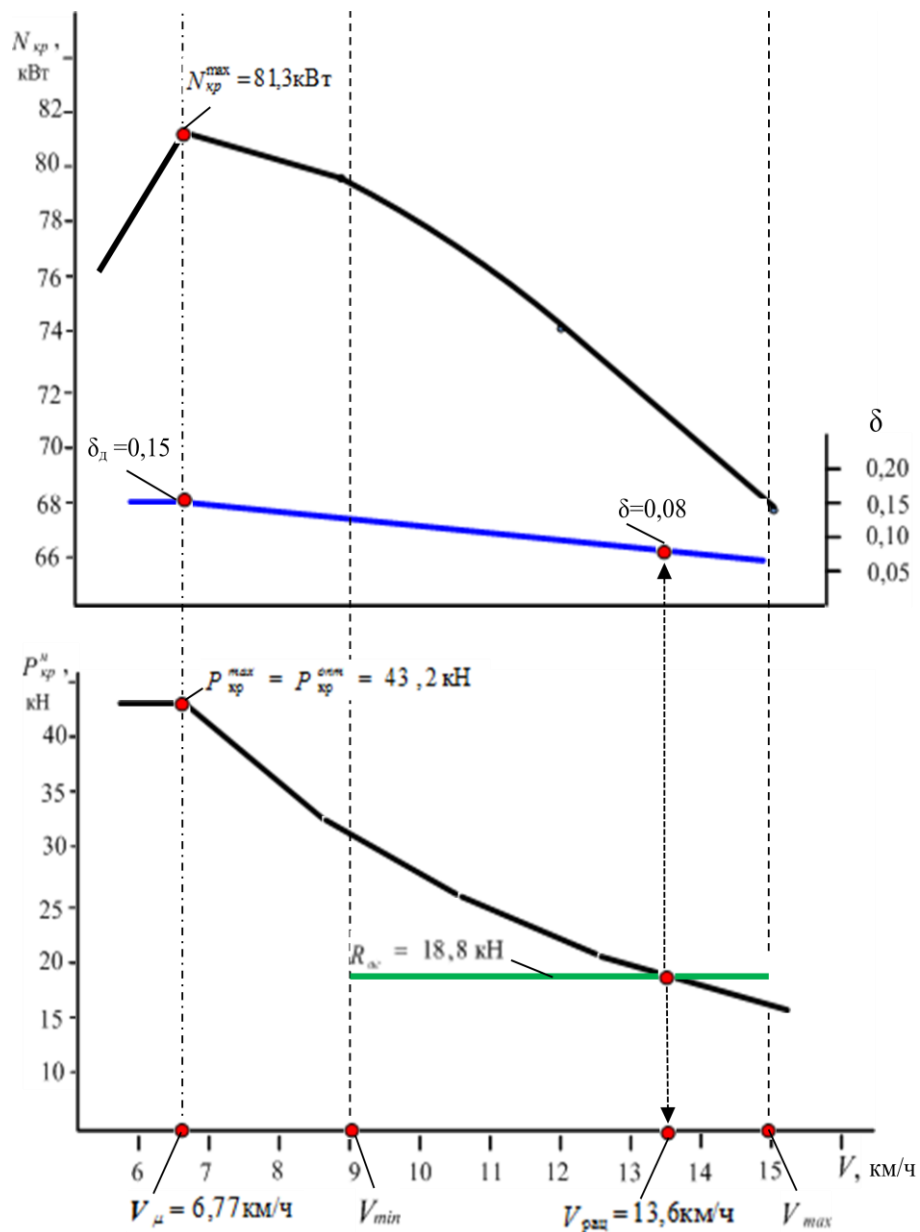


Рисунок 4.9 – Графическое отображение расчета агрегата ХТЗ-150К+ДАКН-3,3Н

4.3.8 Анализируя результаты расчетов, можно сделать вывод, что при работе рассматриваемого агрегата со скоростью 13,6км/ч будут наиболее полно использоваться тяговые возможности трактора.

Однако следует отметить, что рассматриваемый состав агрегата нельзя назвать оптимальным. Так коэффициент использования тягового усилия почти в 2 раза меньше оптимального, а тяговый КПД меньше условного на 16%.

Для работы с агрегатом ДАКН-3,3Н в заданных условиях целесообразно использовать трактор меньшего тягового класса, например, МТЗ-1221.

5 Расчет технико-экономических показателей работы машинно-тракторных агрегатов

Основными технико-экономическими показателями работы машинно-тракторных агрегатов являются производительность W , расход топлива на единицу выполняемой работы q , удельные затраты тепловой энергии \mathcal{E} и удельные затраты труда Z_r .

5.1 Производительность агрегата за 1 час сменного времени рассчитывают по формуле

$$W = 0,1 B_p V_p \tau, \quad (5.1)$$

где B_p - рабочая ширина захвата агрегата, м;

V_p - рабочая скорость движения агрегата, км/ч;

τ - коэффициент использования времени смены.

$$B_p = \beta B_{ag}, \quad (5.2)$$

где B_{ag} - конструктивная ширина захвата агрегата, м; (см. раздел 3);

β - коэффициент использования ширины захвата (таблица П7).

Рабочую скорость агрегата можно принять равной рациональной, т.е. $V_p = V_{рац}$ (см. раздел 3). Если трактор, работающий в агрегате, имеет ступенчатую коробку передач, то рабочую скорость определяют по потенциальной тяговой характеристике на той передаче, где скорость наиболее близка к $V_{рац}$ (см. раздел 2).

Коэффициент использования времени смены определяют по формуле

$$\tau = \frac{T_p}{T_{см}}, \quad (5.3)$$

где T_p – чистое рабочее время смены, ч;

$T_{см}$ – время смены, ч (в расчетах принимают $T_{см} = 7ч$.

Чистое рабочее время определяется из баланса времени смены

$$T_p = T_{см} - T_x - T_{тех} - T_{ето} - T_{физ}, \quad (5.4)$$

где T_x – затраты времени на повороты и переезды агрегата, ч;

$T_{тех}$ – затраты времени на технологическое обслуживание агрегата, ч;

$T_{ето}$ – затраты времени на ежесменное обслуживание агрегата, ч;

$T_{физ}$ – затраты времени на физиологические потребности механизатора, ч.

Точные значения составляющих баланса времени смены определяют по «фотографии рабочего дня» экспериментально в конкретных производственных условиях. При отсутствии таких сведений для ориентировочных расчетов принимаются средние значения.

Коэффициент τ выбирают из таблицы П8. Тогда из формулы (5.3) имеем:

$$T_p = \tau T_{см}. \quad (5.5)$$

Затраты времени на технологическое и техническое обслуживание агрегата можно приближенно определить по выражению

$$T_{тех} + T_{ето} = t_0 T_{см}, \quad (5.6)$$

где t_0 – доля времени остановок агрегата на техническое и технологическое обслуживание, приходящаяся на 1 час сменного времени, ч

Для агрегатов с технологической емкостью (сеялки, подкормщики, машины для внесения удобрений и средств защиты растений) можно принять $t_0 = 0,25$; для агрегатов без технологической емкости (плуги, дискаторы, бороны, культиваторы, жатки, косилки, грабли и др.) - $t_0 = 0,1$. Значения t_0 приняты на основании обобщения производственного опыта.

Затраты времени на физиологические потребности механизатора (по данным нормативных служб России) составляют

$$T_{\text{физ}} = 0,05T_{\text{см}} \quad (5.7)$$

Затраты времени на повороты и переезды агрегата определяются из формулы (5.4). С учетом (5.5-5.7), после преобразований можно записать:

$$T_x = T_{\text{см}}(0,95 - \tau - t_o) \quad (5.8)$$

5.2 Сменную производительность агрегата (норму выработки) определяют по формуле

$$W_{\text{см}} = WT_{\text{см}} \quad (5.9)$$

5.3 Расчетный расход топлива на единицу выполняемой работы q вычисляют по формуле

$$q = \frac{G_p T_p + G_x T_x + G_o T_o}{W_{\text{см}}}, \quad (5.10)$$

где q - расчетный расход топлива на единицу выполняемой работы, кг/га;

G_p, G_x, G_o - часовой расход топлива, соответственно, при рабочем ходе, при холостом ходе и при остановках агрегата с работающим двигателем, кг/ч;

T_p, T_x, T_o - затраты времени, соответственно, на рабочий ход, на холостой ход и на остановки агрегата с работающим двигателем, ч.

Часовой расход топлива при рабочем ходе (при номинальной загрузке двигателя трактора) вычисляется по формуле

$$G_p = 10^{-3} \cdot 0,9N_e^H q_e^H \quad (5.11)$$

где N_e^H - номинальная эффективная мощность двигателя трактора, кВт;

q_e^H - удельный расход топлива двигателем трактора, г/кВт·ч (таблица П1).

Часовой расход топлива при холостом ходе и при остановках агрегата с работающим двигателем, на основании обобщения известных данных [5, 6,7], можно приближенно определить по соотношениям:

$$G_x = 0,67G_p; \quad G_o = 0,12G_p \quad (5.12)$$

Затраты времени на остановки агрегата с работающим двигателем складываются из суммы затрат времени на технологическое и техническое обслуживание агрегата, а также затрат времени на физиологические потребности механизатора [5], т.е.

$$T_o = t_o T_{cm} + 0,05 T_{cm} = T_{cm} (t_o + 0,05). \quad (5.13)$$

С учетом выражений (5.5, 5.8, 5.9, 5.11-5.13) после преобразований формулу (5.10) можно представить в виде:

$$q = \frac{10^{-3} \cdot 0,9 N_e^H q_e^H (0,33\tau - 0,55t_o + 0,64)}{W}. \quad (5.14)$$

5.4 Удельные затраты тепловой энергии определяют по формуле

$$\mathcal{E} = 42,7q, \quad (5.15)$$

где \mathcal{E} - удельные энергетические затраты, кДж/га;

42,7 – низшая теплотворная способность дизельного топлива, кДж/кг.

5.5 Удельные затраты труда определяют по формуле

$$Z_T = \frac{n_M + n_{B.P.}}{W}, \quad (5.16)$$

где Z_T - удельные затраты труда, чел.-ч/га;

$n_m, n_{в.р.}$ – число, соответственно, механизаторов и вспомогательных рабочих, обслуживающих агрегат.

5.6 Пример расчета технико-экономических показателей агрегата New Holland T-7030 + БДМ-6х4, рассмотренного в подразделе 4.1.

5.6.1 Исходные данные: конструктивная ширина захвата агрегата $B_{аг} = 5,7$ м; коэффициент использования ширины захвата $\beta = 0,96$ (таблица П7); рациональная скорость движения $V_{рац} = 10,08$ км/ч; эффективная мощность двигателя трактора $N_e^H = 121$ кВт; удельный расход топлива двигателем трактора $q_e^H = 205$ г/кВт · ч (таблица П1); агрегат обслуживает один механизатор; коэффициент использования времени смены $\tau = 0,80$ (таблица П8).

5.6.2 Определим рабочую ширину захвата агрегата (формула 5.2)

$$B_p = 0,96 \cdot 5,7 = 5,47 \text{ м.}$$

5.6.3 Определим производительность агрегата за 1 час сменного времени (формула 5.1)

$$W = 0,1 \cdot 5,47 \cdot 10,08 \cdot 0,80 = 4,41 \text{ га/ч}$$

5.6.4 Сменная производительность агрегата составит

$$W_{см} = 4,41 \cdot 7 = 30,9 \text{ га/см.}$$

5.6.5 Расход топлива на единицу выполняемой работы определим по формуле (5.14). При этом будем иметь в виду, что агрегат без технологической емкости и доля времени остановок агрегата с работающим двигателем от одного часа сменного времени составляет $t_o = 0,1$ (см. пункт 5.1).

$$q = \frac{10^{-3} \cdot 0,9 \cdot 121 \cdot 205(0,33 \cdot 0,8 - 0,55 \cdot 0,1 + 0,64)}{4,41} = 4,30 \text{ кг/га.}$$

5.6.6 Удельные затраты тепловой энергии определим по формуле (5.15)

$$\mathcal{E} = 42,7 \cdot 4,3 = 183,4 \text{ кДж/га.}$$

5.6.7 Удельные затраты труда будут равны (формула 5.16)

$$z_{\text{т}} = \frac{1}{4,41} = 0,23 \text{ чел. -ч/га.}$$

Полученные результаты расчетов позволяют установить нормы выработки и расхода топлива, а также удельные затраты труда и тепловой энергии на выполнение рассматриваемой работы конкретным машинно-тракторным агрегатом. Эти данные являются ориентировочными и требуют уточнения в производственных условиях.

Список использованных источников

1. Автоматизированная справочная система «Сельхозтехника» [Электронный ресурс] / АГРОБИЗНЕС. КОНСАЛТИНГ. – Электрон. дан. info@agrobase.ru. – Режим доступа: [http //www\ agrobase.ru](http://www.agrobase.ru), свободный. – Загл. с экрана.
2. Карабаницкий А. П. Теоретические основы производственной эксплуатации МТП / А. П. Карабаницкий, Е. А. Кочкин. – М.: КолосС, 2012. – 86 с.
3. Карабаницкий А. П. Комплектование энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов / А. П. Карабаницкий, М. И. Чеботарев. – Краснодар: КубГАУ, 2013. – 97 с.
4. Зангиев А. А. Практикум по эксплуатации машинно-тракторного парка / А. А. Зангиев, А. Н. Скороходов . – М.: КолосС, 2006. – 317 с.
5. Практикум по эксплуатации машинно-тракторного парка / Г. Г. Маслов [и др.]. – Краснодар: КубГАУ, 2010. – 326 с.
6. Нормативно-справочные материалы по планированию работ в сельскохозяйственном производстве: сборник. – М.: ФГНУ «Росинформгротех», 2008. – 316 с.
7. Справочник инженера-механика сельскохозяйственного производства. В 2 ч. Ч. 1. / под ред. С. М. Бунина. – М.: ФГНУ «Росинформгротех», 2003. – 340 с.
8. Эксплуатационные показатели новых технических средств для растениеводства (рекомендации) / А. Т. Табашников [и др.]. – Краснодар: Куб ГАУ, 2005. – 60 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Справочные материалы

(Сформированы на основе обобщения данных,
представленных в вышеуказанных источниках)

Таблица П1 - Техническая характеристика тракторов

Марка (модель)	Модельный ряд	Колесная формула	Эффективная мощность двигателя N_e , кВт	Эксплуатационный вес G , кН	Номинальная ча- стота вращения к/в, мин ⁻¹ .	Удельный расход топлива q , /кВт·ч	Кинематическая длина l_r , м
Гусеничные тракторы							
Тяговый класс 2							
New Holland TDK	80	гусени- чный	58,5	41,0	2500	213	1,6
	100		69,0	49,5		201	
Т-70	С, СМ-4	то же	51,5	42	2100	262	1,8
	СМ-В4			39			
Тяговый класс 3							
ВТЗ	ДТ-75М	то же	66,2	61,1	1750	238	2,3
	ВТ-100Д		88,0	77,0		234	2,4
ХТЗ	Т-150	то же	110,4	69,8	2000	240	2,6
	Т-150-05-09		128,7	81,5	2100	220	
	ХТЗ-181(07)		139,7	90,5			2,8
Тяговый класс 4							
МТЗ	2102	то же	156,0	108,0	2100	227	3,0
Алтайский трактор	Т-4-01	то же	95,7	80,8	2000*	224	2,4
	Т-402А(01)		117(110)	88,3	1850*		
	Т404		110,0	109,5	2100*	238	3,1
	Т-501		147,2	114,0		234	
Тяговый класс 5 и выше							
ВТ	200	то же	158,0	92,0	2000	210	2,9
Challenger	MF-700	то же	200	117,6	2100	210*	3,5
	MF-800		260	>130			
John Deere 9020Т	9320Т	то же	280	176,9			
	9420Т		317	н/д			
	9520Т		336	н/д			

Продолжение таблицы П1

Марка (модель)	Модельный ряд	Колесная формула	Эффективная мощность двигателя N_e , кВт	Эксплуатационный вес G , кН	Номинальная частота вращения n , мин ⁻¹	Удельный расход топлива q , г/кВт·ч	Кинематическая длина l_T , м
Колесные тракторы							
Тяговый класс 0,9							
ВТЗ	Т-25А	2К4	18,4	17,8	1800	247	1,0
	Т-30А-80	4К4	22,1	24,9	200	245	1,8
Тяговый класс от 0,9 до 1,4							
МТЗ-500	510	2К4	42,0	34,3	1700	225	1,1
	522	4К4	46,0	36,4	1800	220	2,0
ЛТЗ	60А	4К4	42,3	30*	2000	245	2,0
Тяговый класс от 1,4 до 2,0							
Беларус	МТЗ-80	2К4	60,0	38,7	2200	220	1,2
	82.1	4К4	60,0	40,0	2200	220	2,0
	920	4К4	62,0	41,0	1800	220	1,2
	1021	4К4	77,0	51,9	2200	226	2,2
ЛТЗ	65Б	4К4	65	43,8	1800	230*	2,3
	120Б		91	44,3			
ЮМЗ	6АКМ	4К4	47,8	38,0	1800	235	2,3
	10240		74,0	45,3		239	
New Holland	TND-A	2К4	66,0	32,5	2300	220*	1,4
	T6000	4К4	93,0	50	2200		2,2
Тяговый класс от 2,0 до 3,0							
Беларус	1221	4К4	96	53	2100	226	2,5
	1523		60,0	40,0	2200	220	2,4
ЛТЗ	ЛТЗ-155.4	4К4	110	59,81	1850	230	2,6
John Deere	620	4К4	66	44	2200*	210*	2,4

Продолжение таблицы П1

Марка (модель)	Модельный ряд	Колесная формула	Эффективная мощность двигателя N_e , кВт	Эксплуатационный вес G , кН	Номинальная частота вращения n , мин ⁻¹	Удельный расход топлива q , г/кВт·ч	Кинематическая длина l_k , м
New Holland	N-7500	4К4	104	63,9	2100	210*	2,4
Challenger	WT-500	4К4	107,5	75,0	2300	220*	2,8
Agrotrac	125	4К4	92,4	49,4	2350	220*	2,3
Тяговый класс от 3,0 до 5,0							
ХТЗ	150К	4К4	128,8	83,5	2100	234	3,1
	17021		132,4	87,0		217	3,4
МТЗ	2022	4К4	156	55	2100	227	3,3
Кировец	К-3140АТМ	4К4	103	61	2100	200	2,6
Challenger	MT-600В	4К4	158	90,4	2200	210*	2,7
New Holland	T-7030	4К4	121	66	2200	205	н/д
Тяговый класс от 5,0 и выше							
МТЗ	2522(Д)	4К4	184	108	2100	240	3,1
Кировец	К-701	4К4	221	125	2200	240*	3,6
	К744(Р)		184	134	1900	237	
	К-9000		250	140	2000	213	3,8
Claas	Axion 850	4К4	171	120	2200*	230	2,9
	Atles 946		202				2,6
	Xerion 3800		253		2100		3,5
New Holland	T-8000	4К4	182	134	2200	210	н/д
	T-9000		286	207	2000		
Challenger	MT-900	4К4	425	140	2000	200*	4,2
John Deere	9030	4К4	390	255	2100	205*	3,8

Примечания

1. Справочные материалы подготовлены на основе информации Автоматизированной Справочной Системы «Сельхозтехника» (Выпуск 3) [1].

2. В таблицы включены основные марки и модели тракторов как отечественных, так и зарубежных производителей. Все представленные тракторы поступают на рынок России.

3. «Звездочкой» (*) отмечены неуточненные (приблизительные) значения параметров.

4. При необходимости уточнения данных по сельскохозяйственной технике следует обратиться по адресу: info@agrobases.ru.

Таблица П2 - Обобщенные значения коэффициентов сцепления μ , сопротивления качению тракторов f и сельскохозяйственных машин (сцепок) f_m .

Агрофон	μ		f		f_m
	Колесный трактор	Гусеничный трактор	Колесный трактор	Гусеничный трактор	
Залежь, пласт многолетних трав, уплотненная стерня	0,90	1,00	0,05	0,07	0,05
Стерня зерновых колосовых и однолетних трав	0,85	0,95	0,07	0,08	0,08
Поле после уборки кукурузы и подсолнечника	0,80	0,90	0,08	0,09	0,09
Дискованная (взлущенная) стерня	0,75	0,85	0,10	0,10	0,10
Поле, подготовленное под посев	0,70	0,80	0,15	0,10	0,16
Культивированное поле, дискованная пашня	0,65	0,75	0,16	0,10	0,18
Слежавшаяся, уплотненная пашня	0,60	0,70	0,18	0,11	0,20
Свежевспаханное поле	0,55	0,65	0,20	0,12	0,25

Таблица ПЗ - Обобщенные данные по видам сельскохозяйственных работ (удельные тяговые сопротивления машин – k_m , средний удельный вес машин – q_m , интервал технологически допустимых скоростей движения – $V_{min} \dots V_{max}$).

Вид сельскохозяйственной работы	Глубина обработки, см	k_m , кН/м	q_m , кН/м	$V_{min} \dots V_{max}$, км/ч
Лушение стерни дисковыми орудиями типа ЛДГ	6-8	2,0-2,2	2,5	8-12
	8-10	2,3-2,4		
Дискование стерни боронами типа БД	6-8	3,0-3,2	4,1	8-11
Лемешное лушение стерни	10-12	7,5-8,0	4,8	6-10
	12-14	10,0-10,2		
Дискование стерни тяжелыми боронами типа БДТ	6-8	4,4-5,1	10-12	6-12
	8-10	6,5-6,7		
	10-12	6,7-6,9		
Дискование зяби боронами типа БД	8-10	3,5-3,8	4,8	6-10
Дискование зяби тяжелыми боронами типа БДТ	8-10	4,5-4,6	10-12	6-12
Обработка почвы комбинированными агрегатами типа АКП, АКВ, КМ	8-10	9,0-9,1	8-10	6-12
	10-12	9,5-9,7		
	12-14	10,0-10,5		
	16-18	11,0-11,3		
Рыхление почвы без оборота пласта агрегатами типа ОПО-4,25	6-8	3,6-3,7	6-7	5-10
	14-16	7,1-7,2		
Выравнивание почвы агрегатами типа ВП	–	3,2-3,3	2-4	5-9
Прикатывание почвы: гладкими катками, кольчато-шпоровыми	-	0,8-1,2	4,0	7-12
	-	0,6-0,9	3,0	9-13

Продолжение таблицы ПЗ

Вид сельскохозяйственной работы	Глубина обработки, см	k_M , кН/м	q_M , кН/м	$V_{\min} \dots V_{\max}$, км/ч
Боронование почвы: сетчатыми боронами; зубовыми боронами; ножевыми боронами; пружинными боронами	3-4	0,4-0,6	0,2-0,4	9-12
	3-4	0,7-0,9	0,4-0,6	до 12
	6-8	1,1-1,3	0,8	9-15
	4-6	1,2-1,5	0,5	7-12
Сплошная культивация почвы культиваторами типа КТП, КТС, КПЭ, КШУ	6-8	2,0-2,1	3,0-4,0	6-12
	8-10	2,9-3,1		
	10-12	3,5-3,7		
	12-14	4,4-4,5		
	14-16	5,0-5,5		
Обработка почвы плоскорезами типа КПШ	8-10	4,0-5,0	2,5-3,0	6-10
	10-12	4,0-5,4		
Обработка почвы плоскорезами типа КПГ, ПГ	25-27	10,0-11,5	2,0-3,3	6-10
	28-30	12,4-13,0		
Глубокое рыхление почвы агрегатами типа ПРПВ	27-30	12,8-13,0	5,0-5,5	6-10
	30-35	13,0-13,5		
	40-43	14,0-14,5		
Чизельное рыхление почвы агрегатами типа ПЧНК, ПЧ	14-16	7,8-8,0	4,0-4,5	5-8
	30-35	11,0-14,0		
	35-40	16,0-18,0		
Посев зерновых колосовых сеялками типа СЗ: без внесения удобрений	3-4	1,7-1,9	3,7-5,0	до 12
	с внесением удобрений	3-4		

Продолжение таблицы ПЗ

Вид сельскохозяйственной работы	Глубина обработки, см	k_m , кН/м	q_m , кН/м	$V_{\min} \dots V_{\max}$, км/ч
Посев зерновых колосовых по стерне комбинированными агрегатами типа АУП	6-8	4,8-4,9	8,0-9,0	до 11
Посев кукурузы и подсолнечника сеялками типа СУПН	4-6	1,2-1,4	2,2-2,5	до 10
Посев сахарной свеклы (сои) сеялками типа ССТ	4-6	1,0-1,2	2,0-2,5	4-9
Прикатывание посевов	-	1,2-1,4	2,5-3,0	9-13
Боронование до и после всходов	-	0,7-1,0	0,4-0,6	3-9
Междурядная культивация без внесения удобрений	4-6	1,5-1,8	2,7-3,5	6-13
	6-8	1,6-1,9		
	8-10	2,2-2,3		
	10-12	2,4-2,5		
Междурядная культивация с внесением удобрений	4-6	1,7-1,9	2,7-3,5	6-13
	6-8	1,8-2,0		
	8-10	2,5-2,6		
	10-12	2,6-2,9		
	12-14	2,7-2,9		

Таблица П4 - Обобщенные данные по пахотным агрегатам

Вид сельскохозяйственной работы	Тип почв	$k_{пл}$, кН/м ²	$Q_{пл}$, кН/м	$V_{min} \dots V_{max}$, км/ч
Вспашка почвы прицепными плугами	легкие	до 35	8-9	4,5-8,5
	средние	35-50		
	тяжелые	50-85		
	весьма тяжелые	свыше 85		
Вспашка почвы навесными и полунавесными плугами	легкие	до 30	5-8	7,0-12,0
	средние	30-42		
	тяжелые	42-72		
	весьма тяжелые	свыше 72		

Таблица П5 – Мощность $N_{вом}$, необходимая для привода рабочих органов сельскохозяйственных машин

Тип сельскохозяйственной машины	$N_{вом}$, кВт
Комбайн кормоуборочный	20-25
Косилка-измельчитель	13-17
Разбрасыватель органических удобрений, опрыскиватель	10-15
Разбрасыватель минеральных удобрений	8-12
Ботвоуборочная машина	9-12
Опрыскиватель штанговый	10-12
Опыливатель	9-10
Жатка валковая	5-9

Таблица П6 - Техническая характеристика сельскохозяйственных машин

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч	
Плуг лемешный отвальный	ПЛН-3-35П	1,05	4,8	7-10	
	ПЛН-4-35	1,40	7,4	7-10	
	ПЛН-5-35	1,75	9,0	6-8	
	ПЛП-6-35	2,1	12,3	6-8	
	ПЛП-7-35	2,45	26,5	7-9	
	ПН-8-35У	2,80	21,0	7-9	
	ПТК-9-35	3,15	33,85	7-11	
	ПНТК-10-35	3,5	26,45	7-11	
	ПН-3-40	1,2	4,8	6-8	
	ПНА-4-40	1,6	6,8	7-9	
	ПКМ-5-40Р	1,5-2,5	18,5	7-9	
	ПКМ-6-40Р	1,8-3,0	20,5	7-9	
	ПГБ-7-40Б-2	2,8	24,55	7-10	
	ПНУ-8-40	3,2	23,15	5-12	
	ПГУ-4-45	1,8	13,2	7-10	
	ПГУ-5-45	2,25	15,9	7-10	
	ПРК-7-45	3,05	20,0	6-10	
	ПРК-8-45	3,50	22,0	6-10	
	Плуг скоростной комбинированный	ПСК-4	2,4	8,7	5-10
ПСК-5		3,0	9,8	5-10	
ПСК-6		3,6	13,5	5-10	
ПСК-8		1,6-3,6	17,5	4-9	

Продолжение таблицы П6

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Плуг лемешный оборотный	ПГПО-2-35	0,7	Н.Д	6-7
	ПОН-3-35П	1,05	8,85	5-7
	ПГПО-4-35	1,40	Н.Д	6-7
	ПГПО-5-35	1,75	Н.Д	6-7
	ПО-3-40	1,05-1,35	9,6	5-9
	ПО-4-40	1,40-1,8	13,1	5-9
	ПОН-5-40	1,75-2,40	22,3	5-9
	ПОН-7-40	2,45-3,50	26,0	5-9
	ППО-(4+1)-40К	1,6-2,4	24,8	7-10
	РН-100(7+1)	2,45-3,60	36,4	4-7
	Евро-Титан 10 8/3+1	2,64 -6,5	52,8	5-9
	Корморан 160 VII	2,67-3,46	32,2	4-9
Плуг чизельный	ПЧН-2,3	2,3	7,7	до 12
	ПЧН-3,2	3,2	15,4	7-10
	Артиглио-400	3,6	28,2	4-7
	ПЧН-4,5	4,5	18,6	до 12
Глубоко-рыхлитель	КГ-2,5	2,25	20,5	8-10
	ПРБ-3А	3,0	20,2	7-10
	ГЩ-4М	3,9	17,5	2,5-7,0
	КНГ-6	4,0	25-30	до 7
	ПРБ-4А	4,0	20,2	7-10
	РН-4	4,4	20,0	7-8
	ГЧН-4,5Б	4,5	22,8	5-10

Продолжение таблицы П6

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Борона дисковая	БД-1,8	1,8	19,7	8-12
	БД-2,8	2,8	25,0	8-12
	БДК-3,0	3,0	43,0	10-13
	БДК-4,0	4,0	51,0	10-13
	БД-4,2	4,2	41,7	8-12
	БДК-5,4	5,4	71,0	10-13
	БД-6,6	6,6	65,0	9-12
	БД-10Б	10	44,5	до 12
Борона дисковая тяжелая	БДТ-3	3,0	17,5	до 12
	ДАКН-3,3Н	3,3	22,8	9-15
	БДТМ-3,8В	3,8	43,0	6-10
	БДТМ-4х4	4,0	27,8	до 12
	БДТ-5/810ЭТМ	5,0	76,5	6-10
	БДТМ-5,5Б	5,5	60,1	7-12
	БДМ-6х4ПК	5,7	57,9	7-13
	БДТ-6х3	5,5	60,1	до 15
	БДТ-7К	7,0	38,0	до 12
	«Рубин Гигант» 800	8,0	70,2	9-12
	«Карриер-820»	8,2	70,6	10-15
Мульчировщик дисковый	ДМ-3,2	3,2	31,1	до 15
	ДМ-4	4,0	39,5	до 15
	ДМ-5х2	5,0	51,0	12-20
	ДМ-5,2	5,2	51,0	10-15
	ДМ-6	6,2	63,8	12-15

Продолжение таблицы Пб

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Агрегат комбинированный дисковый	ДАКН-2,3П	2,3	15,0	10-15
	ДАКН-3,3П	3,3	23,0	10-15
	ДАКН-4	4,0	28,0	10-15
	ДА-4-2П	4,0	29,0	10-15
	ДАКТ-4П	4,0	32,0	10-15
	ДА-7,2П	7,2	34,3	10-15
Агрегат комбинированный	КАО-2М	1,4	10,8	7-11
	АЧУ-2,8	1,6	12,0	до -12
	КНК-2300	2,3	9,3	8-14
	АПК-2,5	2,5	19,8	7-10
	АПК-3	3,0	14,0	7-10
	Агро-3	3,0	53,8	до-9
	АПУ-3,5	3,5	16,0	7-10
	АПК-4	4,0	15,0	7-9
	АКСО-4	4,0	35,0	до-10
	КУМ-4	4,0	18,8	7-8
	УНС-5	4,5	29,0	9-12
	АКП-5	5,0	14,0	до-10
	КПК-5,4	5,4	17,2	7-10
	АКШ-6Г	6,0	35,0	до-10
	КНК-6000	6,0	29,5	9-12
	АПУ-6,5	6,5	33,0	7-10
	АКП-7,4	7,4	30,0	7-10
	ОПО-8,25	8,25	30,5	6-9

Продолжение таблицы П6

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Борона зубовая	БЗСС-1	1,0	0,34	до-12
	БЗТС-1	1,0	0,40	до-12
	ЗБП-0,6А	1,8	0,49	до-7
	З-ОР-0,7	2,2	0,36	до-8
	БЗШ-21	21,0	31,5	до-10
	АБ-24	24,4	39,9	до-12
Борона пружинная	БП-8	8,4	8,5	7-12
	БПП-8730	12,0	15,0	10-12
Борона ножевая	KUOSA-3,3В	3,3	9,0	до-12
	KUOSA-4,4В	4,4	13,6	до-12
Борона игольчатая	БИГ-3А	3,0	10,1	до-13
Каток	ЗКВГ-1,4	4,0	8,3	7-12
	ККЗ-6	6,0	24,5	до-13
	ЗККШ-6А	6,1	19,4	7-12
	ККЗ-10	10,0	55,0	до-12
Выравниватель почвы	ГН-4А	4,3	8,8	до-7
	ВПН-5,6А	5,6	7,7	до-8
	МРН-8,4	8,4	16,5	до-12
	ВП-8А	9,7	13,9	6-8,5
	БМШ-15	14,8	66,7	7-12
Сцепка	СП-10	Фронт 10,0	11,3	до-12
	СП-11	Фронт 7,2	9,1	
	СП-16	Фронт 13,5	17,6	
	СГ-21	Фронт 21	18,0	

Продолжение таблицы Пб

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Культиватор паровой	КПС-4	4,0	7,8	10-12
	КСПС-6	6,0	8,0	до 12
	КПС-8Ш	8,0	18,5	8-12
	ШККС-8	8,0	26,9	8-12
	ШККС-10	10,0	32,1	8-12
	ШККС-12	12,0	32,6	8-12
	КШУ-12	12,0	32,6	до 12
Культиватор стерневой тяжелый	КСТ-2,2	2,2	9,8	6-10
	КСТ-3,8	3,8	18,5	6-10
	КСТ-5,5	5,5	26,0	6-10
Культиватор стерневой комбинированный	КСКН-3Н	3,0	20,0	10-12
	КС-4	4,0	22,0	10-12
	КСКН-4	4,0	24,5	10-12
	КСКН-6	6,0	46,0	10-12
Культиватор комбинированный	КНК-4	4,0	22,2	до 12
	КУК-4	4,1	9,0	8-12
	КНК-6	6,0	26,5	до 12
	КПН-8	8,0	22,5	6-12
	ККШ-11,3АМ	11,3	41,9	7-13
Культиватор для глубокой обработки почвы	PEGASUS 3000	3,0	13,5	9-12
	КЕ 403	4,0	19,0	7-12
	ПБО-4,4	4,4	12,8	7-12
	КРГ-6,0	6,1	56,8	7-9
	СМАРАГД 1000	10,0	69,8	6-12

Продолжение таблицы П6

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Культиватор плоскорез	КПШ-5	4,8	9,0	6-10
	КПШ-9	9,0	18,5	6-10
	КПШ-11	9,8	25,0	6-10
Культиватор пртивоэрозийный	КПЭ-3,8	3,9	10,2	до 10
Культиватор для междурядной обработки сахарной свеклы, сои	УСМК-5,4Б	5,4	11,2	7-9
	КГС-4,8А-01	5,4	26,9	5-9
	КФ-5,4	5,4	11,0	до 7,5
	КРШ-8,1	8,1	30,7	6-8
Прореживатель	УСМП-5,4А	5,4	7,7	до 8
	ПСА-5,4-01	5,4	14,9	2-6
	ПСА-2,7	2,7	10,0	3-6
Культиватор для междурядной обработки овощных культур	КОР-1,8	1,8	5,0	5-7
	КЧН-2,7	2,7	9,5	до 9
	КУП-2,8	2,8	9,9	до 10
	КОР-4,2	4,2	10,9	до 9
	КОР-5,4	5,4	25,0	6-10
Культиватор фрезерный для междурядной обработки овощных культур	КВС-1,4	1,4	5,0	до 9
	КФО-1,8	1,8	5,5	5-7
	ФПУ-4,2	4,2	9,3	5-7
	КФО-4,2	4,2	13,9	5-7
Культиватор для междурядной обработки пропашных культур	КРН-4,2Б	4,2	11,9	6-10
	КРН-5,6Б	5,6	15,2	6-10
	КРН-8,4	8,4	21,0	до 9

Продолжение таблицы П6

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Зернотуковая сеялка	СЗНТ-1,8	1,8	2,5	до 10
	СЗРС-2,1	1,9	15,0	5-15
	СЗТС-2	2,05	16,2	5-10
	СЗ-3,6А	3,6	14,4	до 15
	Rapid RDA400S	4,0	37,0	до 12
	СМП-4,2	4,2	29,0	до 8
	Rapid RDA450S	4,5	40,0	до 12
	«Виктория»	4,6	43,0	9-12
	СЗ-5,4	5,4	25,5	9-12
	СТВ-100 Аист	5,4	12,2	4-9
	«Мультикорн»	5,6	10,3	до 10
	СЗМ-201	6,0	20,0	10-12
	СЗП-8	7,8	56,6	до 12
	СТВ-110 Аист	8,4	15,2	4-9
	СЗПЦ-12	12	51,6	10-12
	«Казачка»	12,0	72,2	9-15
Посевные комплексы	Обь-4	4,0	21,0	до 10
	Обь-8	7,4	45,0	до 10
	Лидер-С	8,0	45,0	10-12
	ППК-8,2	8,2	150,0	8-13
	ППК-12,4	12,4	184,0	8-13
Посевные агрегаты	АУП-18	4,5	31,6	до 10
	«Топмастер»	12,2	119,0	до 9
	«Конкорд-4012/2000»	12,2	115,4	до 10

Продолжение таблицы П6

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Сеялка для пропашных культур	СУПН-6	4,2	8,0	до-10
	СПЧ-6ФС	4,2	8,2	до-10
	СУПН-8А	5,6	12,9	7-9
	Тс-М8000	5,6	Н.д	7-9
	Моносем NG	5,6	Н.д	7-9
	СТВ-107 Аист	5,6	Н.д	7-9
	СКПП-12	8,4	46,0	до-12
	СУПН-12А	8,4	21,6	6-7
Свекловичная сеялка	ССТ-12В	5,4	11,9	до 7
	СЛС-5,4	5,4	25,0	5-8
	ССТ-18Б	8,1	20,6	4-8
	СПС-24	10,8	66,2	до 10
Сеялка для овощных культур	АГП-2,8	2,8	6,2	2,5-3,5
	АТВ-6	4,2	9,0	2,5-3,5
	СОЛ-4,2	4,2	10,0	До-9
	СУПО-9А-01	1,8-5,4	9,6	2,5-3,5
	СУ-12 Оризон	5,4	10,0	3-4
Рассадопосадочная машина	МРП-1,8	1,8	5,2	0,9
	МРУ-2	2,8	6,0	до 1,8
	МРУ-6	4,2	11,0	до 1,8
	МРГ-6	4,2	8,0	до 5
	МПР-5,4	5,4	17,4	0,16-1,0

Продолжение таблицы Пб

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Машина для внесения минеральных удобрений	МВУ-1200	Зависит от вида удобрений	3,1	до-12
	Vikon-RS-M		3,2	
	СУ-12М		6,7	
	ССТ-10		24,5	
	МВУ-5		21,7	
	МВУ-8Б		31,3	
Машина для внесения жидких удобрений	ПЖУ-2,5	4-22	20,0	до-12
	ПЖУ-5	7-22	48,0	
	ПЖУ-9	18-22,5	44,9	
	ПОМ-630-1	2,8-16,2	7,2	
	МЖТ-6	-	30,4	до-15
	МЖТ-10		40,2	до-10
	МЖТ-16		57,0	до-10
	МЖТ-19		73,6	7-12
Машина для внесения твердых органических удобрений	МТТ-4	5-8	21,2	до-10
	МТТ-7		34,0	до-12
	МТТ-8		35,0	до-12
	МТТ-Ф-10		82,0	до-10
	МТТ-13		59,0	до-13
	МТТ-19		82,0	до-5
	ПРТ-7А	6-8	28,5	до-10
	ПРТ-10		40,0	до-10
	ПРТ-11		39,0	до-12
	ПРТ-16М		53,3	2,8

Продолжение таблицы П6

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Косилка с беспальцевым рабочим органом	К-1,2	1,2	0,60	6-9
	К-1,5	1,5	0,78	2,5-6,3
	К-1,6	1,6	0,80	6-9
	КТБ-2,1	2,1	1,95	до -12
Косилка с сегментопальцевым рабочим органом	КТС-1,4	1,4	1,50	6-7
	КНТ-1,8	1,8	1,77	6-12
	КБН-2,1	2,1	2,10	до -15
	КС-Ф-2,1М	2,1	2,05	до -12
Косилка с ротационным рабочим органом	КР-1,5	1,5	2,6	до -15
	КРН-2,1	2,1	5,1	
	КДН-210	2,1	5,3	
Косилка-плющилка	КПРН-3А	3,0	14,5	до -4,5
	КПП-3,1	3,1	15,0	до -12
	ПН-530 «Простор»	3,6	21,5	2,8
	КПП-4,2	4,2	32,2	до -7
	КПН-5	4,95	18,0	до -10
Грабли гидравлические	ГПГ-4,2	4,2	2,1	до -12
	ГПГ-6	6,0	3,1	
	ГПГ-10	10,0	7,0	
Грабли-ворошилки	ГВР-420	4,2	6,5	до -12
	ПН-600	3,8-4,2	6,0	
	ГВД-Ф-6,0	6,0	10,8	
	ГВР-630	6,3	11,0	
Сеноворошилка	МВС-4,2	4,2	5,4	8-11

Продолжение таблицы П6

Наименование машины	Марка	Ширина захвата, м	Вес, кН	Допустимая рабочая скорость, км/ч
Машина ботвоуборочная	ОГД-6М	2,7	8,95	до 9
	МБШ-6		Н.д	5-7
	MRF-6		12,5	7-9
	МБП-6		35,0	6-8
	БМ-6Б		30,5	5-8
Машина корнеуборочная	РКМ-6	2,7	108,5	1,4-2,8
	МКП-6		50,9	4-7
	MRS-6		12,5	до -6
	КНБ-6		41,5	до -6
	КБ-6		115,0	2,9-3,7
Комбайн кормоуборочный прицепной	КИР-1,5М	1,5	8,5	до -6
	ИР-1,5 «Енисей»	1,5	17,0	до -10
	«Дон-1,8»	1,8	8,5	до -8
	КИР-1,85	1,85	12,0	до -10
	КП-Ф-2	2,0	12,5	до -8
	«Енисей-720»	2,1	17,0	до -8
	КПИ-Ф-2,4А	2,4	17,7	до -10
	КИН-2,7	2,7	13,0	до -8
	КДП-3000 «Полесье»	3,0	Н.д	до -12

Примечание: при необходимости уточнения данных по сельскохозяйственной технике следует обратиться по адресу:

info@agrobases.ru.

Таблица П7 – Усредненные значения коэффициентов использования ширины захвата агрегатов β

Назначение агрегата	β
Вспашка отвальными плугами лемешное лушение стерни	1,02...1,10
Скашивание кукурузы (подсолнечника) на силос кормоуборочными комбайнами	1,08...1,16
Посев и посадка с.-х. культур, междурядная обработка пропашных культур	1,0
Боронование зубowymi боронами, прикатывание	0,96...0,98
Обработка почвы дисковыми орудиями и чизелями, сплошная культивация,	0,96
Скашивание растений жатками и косилками	0,93...0,96

Таблица П8 – Усредненные значения коэффициентов использования времени смены τ при выполнении сельскохозяйственных работ

Вид сельскохозяйственной работы	Значения τ при длине гона, м				
	200 - 400	400 - 800	800 - 1000	1000- 1500	более 1500
Вспашка отвальными плугами, лемешное лушение стерни, обработка почвы дисковыми орудиями, чизелями, плоскорезами и комбинированными агрегатами.	0,70	0,75	0,80	0,83	0,85
Прикатывание и выравнивание почвы,	0,75	0,81	0,85	0,88	0,90
Боронование зубowymi боронами, сплошная культивация	0,70	0,74	0,78	0,79	0,80
Скашивание растений жатками и косилками, сгребание и ворошение сена	0,75	0,79	0,83	0,86	0,88
Посев зерновых и пропашных культур	0,58	0,63	0,68	0,72	0,75

Продолжение таблицы П8

Вид сельскохозяйственной работы	Значения τ при длине гона, м				
	200 - 400	400 - 800	800 - 1000	1000- 1500	более 1500
Междурядная культивация с подкормкой растений	0,55	0,63	0,69	0,75	0,78
Посадка рассады, картофеля	0,40	0,48	0,55	0,58	0,60
Химическая обработка растений штанговыми опрыскивателями	0,35	0,45	0,53	0,58	0,60
Внесение минеральных удобрений	0,52	0,60	0,65	0,69	0,70
Внесение органических удобрений кузовными разбрасывателями	0,40	0,45	0,48	0,52	0,57
Уборка зерновых культур	0,41	0,46	0,50	0,53	0,55
Уборка кукурузы	0,50	0,55	0,57	0,59	0,60
Уборка сахарной свеклы, картофеля	0,42	0,46	0,49	0,51	0,52

Учебное издание

Карабаницкий Анатолий Петрович

Левшукова Ольга Анатольевна

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ
ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ**

Учебное пособие

Дизайн обложки – Н. П. Лиханская

В авторской редакции.

Подписано в печать 30.06.2014. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. – 6,0. Уч.-изд. л. – 4,7.

Тираж 100 экз. Заказ № ____

Типография Кубанского государственного
аграрного университета.
350044, г. Краснодар, ул. Калинина, 13