

Влияние *конструктивных факторов* обычно определяют по результатам испытаний машин и агрегатов на машиноиспытательных станциях, на базе которых разрабатывают соответствующие практические рекомендации.

Например, для плугов основными конструктивными факторами, определяющими интенсивность оборота и крошения пласта, являются факторы, характеризующие форму рабочей поверхности отвала и тип всего корпуса (культурный, полувинтовой, винтовой). Факторы, характеризующие весь пахотный агрегат, обусловлены способом соединения плуга с трактором (по двухточечной или трехточечной схеме), конструкцией рамы (жесткая, шарнирно-сочлененная) и т. д.

Влияние *эксплуатационных факторов* обусловлено конкретным техническим состоянием рабочих машин и всего агрегата, включая настройку рабочих органов и всего агрегата на заданный режим работы, выбор рабочей скорости и способы движения агрегата, техническое состояние рабочих органов и систем, уровень технического обслуживания и т. д.

Из указанных ранее *природно-климатических факторов* наибольшее влияние на качество выполнения технологических операций оказывают погодные условия, угол склона и конфигурация полей, наличие препятствий, направление и сила ветра, а также календарные сроки выполнения работ.

Влияние *технологических факторов* связано с обрабатываемыми технологическими материалами (почва, семена, удобрения, урожай), включая влажность, твердость, плотность, норму внесения удобрений, урожайность, густоту и высоту растений, засоренность и др.

*Эргономические факторы* характеризуются в целом системой человек — машина. Естественно, если на агрегате не созданы благоприятные условия для работы человека (обзорность, наличие необходимых приборов, удобство управления рабочими органами и т. д.), то это обстоятельство непосредственно отражается на качестве выполнения технологических операций. Качество выполнения каждой технологической операции в итоге влияет и на урожай сельскохозяйственной культуры. Соответственно урожай сельскохозяйственной культуры в значительной степени зависит от всех перечисленных ранее факторов.

Кроме того, урожай сельскохозяйственных культур зависит от сорта и качества семян, нормы и сроков внесения удобрений, календарных сроков выполнения всех технологических операций и т. д. Закономерности влияния всех перечисленных факторов учитываются современными методами программирования урожая сельскохозяйственных культур.

Практическое применение методов программирования урожая обеспечивает получение наибольшего количества сельскохозяйственной продукции в заданных условиях.

Более подробно закономерности влияния различных факторов на качество технологических операций и урожайность сельскохозяйственных культур будут рассмотрены в последующих разделах учебника.

### ***Контрольные вопросы***

1. Чем принципиально различаются основная и вспомогательная операции? 2. Какие основные виды энергии используются в сельском хозяйстве и каковы их преимущества и недостатки? 3. По каким основным признакам классифицируют сельскохозяйственные агрегаты? 4. Какими основными особенностями характеризуется использование машин в сельском хозяйстве? 5. Какие основные факторы влияют на качество выполнения технологических операций и урожайность сельскохозяйственных культур?

## **Глава 2**

### **ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА И ПОКАЗАТЕЛИ МТА**

#### **2.1. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА МАШИН И АГРЕГАТОВ**

Они характеризуют те полезные их признаки, от которых зависят качество выполнения работы, производительность, затраты ресурсов и др.

Качественно-эксплуатационные свойства отдельных машин и агрегатов оценивают соответствующими показателями, которые подразделяют на следующие основные группы: технологические, экологические, энергетические, экономические, эргономические, надежности.

*Технологические показатели* характеризуют качество выполнения машиной технологической операции в соответствии с предъявляемыми агротехническими требованиями.

*Экологические показатели* характеризуют воздействие машин и агрегатов на окружающую среду (почву, воздух, воду, флору, фауну). Отрицательный эффект такого воздействия должен быть как можно меньше.

*Энергетические показатели* характеризуются силами сопротивления, действующими на машины и агрегаты, и развиваемой мощностью двигателя для их преодоления. При этом расход энергии на единицу объема выполненной работы должен быть как можно меньше.

*Экономические показатели* в основном выражаются производительностью агрегатов и эксплуатационными затратами (трудовыми, финансовыми) на единицу объема выполненной работы. Желательно при этом получить высокую производительность агрегатов при наименьших эксплуатационных затратах.

*Эргономические показатели* характеризуют приспособленность машин и агрегатов к биологическим, физиологическим и другим особенностям человека. При этом параметры и режимы работы машин и агрегатов выбирают такими, чтобы можно было создать наиболее благоприятные условия для длительной высокопроизводительной работы механизаторов.

*Показатели надежности* характеризуют способность машин и агрегатов работать с требуемой надежностью в заданных условиях. Показатели надежности зависят не только от конструктивных факторов, но и от режима эксплуатации. Соответственно условия эксплуатации должны обеспечивать высокий уровень надежности машин и агрегатов.

Одной из основных задач данной дисциплины является приобретение студентами глубоких теоретических знаний и практических навыков по использованию машин и агрегатов с высокими эксплуатационными показателями в зависимости от конкретных условий работы.

## **2.2. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ И РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

На всех отечественных сельскохозяйственных тракторах и самоходных машинах в качестве источника энергии используют однотипные дизельные двигатели с всережимными регуляторами.

Основные эксплуатационные показатели таких двигателей характеризуются эффективной мощностью, вращающим моментом, частотой вращения коленчатого вала, часовым и удельным расходами топлива, которые связаны между собой следующими соотношениями:

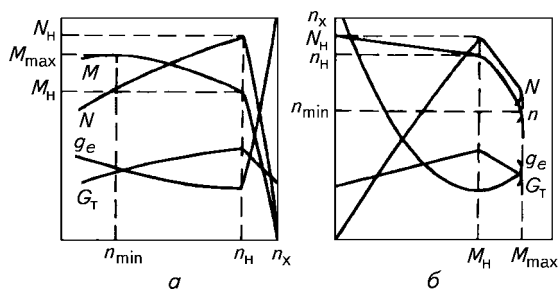
$$N = 0,105 Mn, \quad (2.1)$$

$$(2.2)$$

где  $N$  — эффективная мощность, кВт;  $M$  — вращающий момент, кН · м;  $n$  — частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>;  $g_e$  — удельный расход топлива, г/кВт · ч;  $G_t$  — часовой расход топлива, кг/ч.

Соотношения между  $N$ ,  $M$ ,  $n$ ,  $G_t$ ,  $g_e$  на всем практическом диапазоне работы двигателя можно изобразить графически на регуляторной характеристике, которую можно построить в функции частоты вращения  $n$ , вращающего момента  $M$  или мощности  $N$ .

Наиболее часто при эксплуатационных расчетах пользуются регуляторными характеристиками, построенными в функции  $n$  и  $M$  (рис. 2.1).



**Рис. 2.1. Регуляторная характеристика двигателя:**

*a* — в функции частоты вращения; *б* — в функции вращающего момента

На регуляторной характеристике различают номинальные значения мощности  $N_H$ , вращающего момента  $M_H$ , частоты вращения  $n_H$ , максимальный вращающий момент  $M_{\max}$ , соответствующую минимальную частоту вращения  $n_{\min}$ , а также максимальную частоту вращения вала двигателя  $n_x$  при холостом ходе и полной подаче топлива.

Ветви характеристик на участках от  $n_x$  до  $n_H$  и от  $n_H$  до  $n_{\min}$  называют соответственно регуляторной и корректорной, или перегрузочной.

В пределах регуляторной ветви в любой  $i$ -й точке вращающий момент  $M_i$  и соответствующую мощность  $N_i$  с учетом формулы (1.1) можно рассчитать по упрощенным формулам

$$(2.3)$$

$$N_i = 0,105 M_i n_i. \quad (2.4)$$

Эксплуатационные показатели как самого двигателя, так и трактора и МТА в целом зависят от коэффициента загрузки (степени использования мощности)

$$\epsilon_N = N_i / N_H. \quad (2.5)$$

При эксплуатационных расчетах иногда используют коэффициент загрузки двигателя по вращающему моменту, который с учетом формулы (2.3) определяют из равенства

$$(2.6)$$

Связь между  $\epsilon_N$  и  $\epsilon_M$  с учетом формул (2.4) и (2.6) принимает вид

$$(2.7)$$

Из формулы (2.7) следует, что  $\epsilon_N = \epsilon_M$  имеет место только при  $n_i = n_n$ , однако при рациональной загрузке двигателя значения  $\epsilon_N$  и  $\epsilon_M$  близки между собой.

В составе МТА для двигателя имеют место три основных режима работы: при рабочем ходе агрегата; при холостом ходе агрегата на поворотах и переездах; при холостом ходе самого двигателя во время остановки агрегата.

Имеется также режим холостого хода самого трактора (маневрирование при комплектовании агрегата, подъезд под заправку и т. д.), однако его доля небольшая в общем времени работы, поэтому им обычно пренебрегают.

Эффективность режима рабочего хода наиболее полно оценивается коэффициентом загрузки двигателя по мощности  $\epsilon_N$ , найденным по формуле (2.5).

Наилучшим или оптимальным считают такое значение  $\epsilon_{Nopt}$ , при котором удельная производительность агрегата в расчете на единицу мощности двигателя будет наибольшей при наименьшем расходе топлива на единицу объема выполненной работы.

Численное значение  $\epsilon_{Nopt}$  зависит от характера изменения сил сопротивления в процессе работы агрегата и значения соответствующего момента сопротивления  $M_c$  на валу двигателя, а также конструктивных особенностей самого двигателя.

При рабочем ходе агрегата момент сопротивления  $M_c$  может изменяться случайным (вероятностным) образом в широком диапазоне — от минимального  $M_{c\ min}$  до  $M_{c\ max}$  значения при среднем значении  $M_c$ . Основными характеристиками неравномерности  $M_c$  являются среднее квадратическое отклонение  $\sigma_M$  и коэффициент вариации  $v_M$ , которые на основании теории вероятностей упрощенно определяют из равенств

$$(2.8)$$

$$(2.9)$$

Размерность  $\sigma_M$  соответствует размерности вращающего момента, а  $v_M$  определяют в процентах.

Естественно, чем больше коэффициент вариации  $v_M$ , тем боль-

ше должен быть запас мощности двигателя для преодоления кратковременных перегрузок без переключения передач и соответственно значения  $\epsilon_N$  или  $\epsilon_M$  должны быть меньше.

Принятые значения  $\epsilon_N$  и  $\epsilon_M$  должны учитывать и тот факт, что с увеличением  $\sigma_M$  и  $v_M$  фактические (эксплуатационные) значения мощности и вращающего момента, развиваемые двигателем, меньше тех, которые имеют место при стендовых испытаниях (см. рис. 2.1).

Способность двигателя преодолевать кратковременные перегрузки без переключения передач зависит также и от характера изменения корректной ветви на участке от  $M_n$  до  $M_m$  (рис. 2.1, а). Перегрузочную способность двигателя при этом оценивают коэффициентами приспособляемости по вращающему моменту  $K_M$  и по частоте вращения  $K_n$ :

$$(2.10)$$

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

При прочих равных условиях чем больше  $K_M$  и  $K_n$ , тем лучше эксплуатационные показатели двигателя. Преимущество это выражается, в частности, в том, что меньше требуется переключений передач, соответственно повышается производительность агрегата и уменьшается износ деталей коробки передач, а также утомляемость водителя.

Например, для двигателей Д-240 трактора МТЗ-80 и СМД-62 трактора Т-150К на основании формулы (2.10) соответственно получим:

Значения  $K_M$  и  $K_n$  можно увеличить за счет совершенствования конструкции двигателя: улучшения наполнения цилиндров двигателя (применяя турбонаддув); впрыскивания облегченной топливной смеси в камеру сгорания двигателя при перегрузке; повышения уровня технического обслуживания тракторов; использования топлива высокого качества и хорошей его очистки и др.

Наибольшее значение  $K_M$  [см. формулу (1.30)] имеет двигатель постоянной мощности Д-440, устанавливаемый на новый гусеничный трактор ДТ-75Т с номинальной мощностью 69,90 кВт.

Эксплуатационные показатели двигателя в условиях неравно-

мерной нагрузки можно улучшить также за счет использования в трансмиссии трактора вместо механической муфты сцепления гидротрансформаторы и других подобных устройств, сглаживающие резкие колебания нагрузки.

На тракторах типа Т-150, 150К, К-701 эффективны трансмиссии с бесступенчатым переключением передач.

Для переключения передачи при перегрузке двигателя не требуется остановка трактора, при этом потери времени смены из-за таких переключений уменьшаются.

Для равномерной загрузки двигателя наиболее эффективны автоматические оптимизаторы загрузки. Однако такие устройства на отечественных тракторах пока, к сожалению, не устанавливают.

С учетом изложенных особенностей на основании опытных данных рекомендуются следующие оптимальные значения коэффициента загрузки двигателя  $\epsilon_{N_{opt}}$  в зависимости от коэффициента вариации момента сил сопротивления  $v_M$ , приведенные в таблице 2.1.

### 2.1. Оптимальные значения $\epsilon_{N_{opt}}$ в зависимости от $v_M$ для наиболее распространенных марок тракторов

Двигатель	Трактор	$v_M, \%$		
		10	20	30
Д-240	МТЗ-80 (82)	0,966	0,926	0,884
СМД-60	Т-150	0,978	0,948	0,913
СМД-62	Т-150К	0,979	0,952	0,919

При окончательном выборе значения  $\epsilon_{N_{opt}}$  следует учитывать также и фактическое техническое состояние двигателя и трактора в целом. Естественно, что с увеличением срока эксплуатации трактора значения  $\epsilon_{N_{opt}}$  должны уменьшаться. С учетом этих особенностей при упрощенных эксплуатационных расчетах часто принимают рациональное значение  $\epsilon_N = 0,85...0,90$ , если отсутствуют более достоверные данные.

Рассмотренные закономерности соответствуют основному режиму работы двигателя при полной подаче топлива. Однако все-режимный регулятор позволяет получить и любые другие промежуточные (частичные) режимы работы двигателя, соответствующие различным положениям рычага подачи топлива.

Регуляторные ветви для вращающего момента на рисунке 2.1, а, соответствующие промежуточным режимам работы двигателя, будут смещаться влево параллельно регуляторной ветви основного режима при общей коррекционной ветви. Поскольку коррекционная ветвь при этом укорачивается, то соответственно ухудшается перегрузочная способность двигателя.

Необходимость работы на частичных режимах возникает по соображениям экономии топлива при невозможности полной загрузки двигателя на данной работе.

Например, при работе трактора типа МТЗ-80 с одной раскосо-посадочной машиной скорость агрегата ограничивается агротехническими требованиями и двигатель часто оказывается недогруженным. Аналогичная ситуация часто складывается и на транспортных работах, особенно при перевозке легкового грузов (сено, солома).

Для контроля степени загрузки двигателя на некоторых тракторах (типа МТЗ-80 (82), Т-150, Т-150К) установлены таходоиметры, по значению  $n_i$  которых в соответствии с формулами (2.6) и (2.7) можно судить о степени загрузки двигателя.

Более перспективны устройства автоматического действия — оптимизаторы, устанавливающие оптимальный режим работы двигателя в процессе движения агрегатов.

### 2.3. БАЛАНС МОЩНОСТИ ТРАКТОРА

Баланс мощности трактора представляет собой равенство между эффективной мощностью на валу двигателя и суммой мощностей, требуемых для преодоления действующих на трактор сил сопротивления при установившейся рабочей скорости.

Задача при этом заключается в том, чтобы как можно больше мощности двигателя потреблялось на полезную работу через крюк или другой тяговый орган типа навесного механизма и через вал отбора мощности (ВОМ).

При движении агрегата с постоянной рабочей скоростью исходное выражение баланса мощности трактора имеет вид

$$(2.11)$$

где  $N_{тр}$ ,  $N_b$ ,  $N_f$ ,  $N_a$  — соответственно потери мощности в трансмиссии, на буксование, на самопередвижение трактора, на преодоление подъема;  $N_{кр}$  — тяговая (крюковая) мощность;  $N_v$  — мощность на ВОМ;  $\eta_b$  — КПД, учитывающий потери мощности в трансмиссии ВОМ ( $\eta_b \approx 0,95$ ).

Сопротивление воздуха при движении МТА со скоростью до 40 км/ч сравнительно мало, поэтому им пренебрегают.

Соотношение между отдельными слагаемыми в формуле (2.11) зависит от конкретных условий работы и может изменяться в широких пределах.



Например, для тяговых агрегатов ( $N_v = 0$ ) доля полезной (тяговой) мощности  $N_{кр}$  от  $N$  составляет примерно 68...78 % — для гусеничных тракторов, 52...62 — для колесных 4К2 и 62...70 — для колесных тракторов 4К4 (со всеми ведущими колесами). Первые цифры относятся к работам, выполняемым на стерне (вспашке, лущении стерни и др.), а вторые — к работам, выполняемым на поле, подготовленном под посев (сплошная культивация, боронование).

Из этих данных следует, что в самом тракторе теряется от 32 до 48 % мощности двигателя. Соответственно необходимо дальнейшее совершенствование конструкций тракторов и уровня их эксплуатации с целью уменьшения непроизводительных потерь мощности в самом тракторе.

Одна из задач данной дисциплины — обучение студентов методам решения подобных задач ресурсосбережения. Для этого необходимо установить закономерности влияния различных факторов на составляющие баланса мощности трактора.

Для уменьшения расхода топлива и повышения производительности агрегата желательно, чтобы слагаемые  $N_{тр}$ ,  $N_{\delta}$ ,  $N_f$ ,  $N_{\alpha}$  в формуле (2.11) были как можно меньше.

Потери мощности в трансмиссии  $N_{тр}$  связаны с преодолением сил трения в подшипниках и между зубьями шестерен, а также с взбалтыванием масла в картерах передач. У гусеничных тракторов добавляются также силы трения между деталями гусеничного хода.

$$N_{тр} = N(1 - \eta_{тр}). \quad (2.12)$$

Значение  $\eta_{тр}$  зависит от конструктивных особенностей трансмиссии и ходовой части трактора, а также от нагрузки (постоянная, переменная и т. д.). При установившейся работе агрегата можно принять усредненное значение  $\eta_{тр} = 0,86...0,88$ .

Уменьшение  $N_{тр}$  и соответствующее увеличение  $\eta_{тр}$  в определенных пределах возможно за счет конструктивного совершенствования механизмов трансмиссии трактора, улучшения качества смазки, а также системы технического обслуживания.

Мощность на буксование обусловлена в основном смятием почвы движителями трактора и соответствующей потерей скорости

$$N_{\delta} = N\eta_{тр}\delta = N_n \varepsilon_N \eta_{тр} \delta, \quad (2.13)$$

где  $N$  — реализуемая мощность.

Значение буксования  $\delta$  в формуле (2.13) определяется по результатам тяговых испытаний трактора из равенства

(2.14)

где  $n_p$ ,  $n_x$  — число оборотов ведущих колес (ведущих звездочек гусеничного трактора) при рабочем и холостом ходе на длине пути, определяемом условиями испытаний.

Предельные допустимые значения буксования  $\delta_d$  на стерне определяются агротехническими требованиями: до 0,05 (5 %) — для гусеничных тракторов; до 0,15 (15 %) — для колесных 4К4 и до 0,18 (18 %) — для колесных тракторов 4К2. Указанные ограничения на буксование обусловлены не только потерей мощности в соответствии с формулой (2.13), но в большей степени разрушением структурных частиц почвы с последующим усилением процессов, связанных с ветровой и водной эрозией.

Например, для трактора Т-150К при  $N_n = 125,5$  кВт,  $\varepsilon_N = 0,90$ ,  $\eta_{тр} = 0,88$ ,  $\delta = 0,15$  потеря мощности на буксование в соответствии с формулой (2.13) округленно составит

$$N_{\delta} = 121,5 \cdot 0,90 \cdot 0,88 \cdot 0,15 = 14,43 \text{ кВт},$$

что соответствует 13,2 % реализуемой мощности двигателя  $N$ .

Снижение потерь мощности на буксование, как следует из формулы (2.13), возможно в основном за счет уменьшения буксования  $\delta$ , повышения сцепления движителей с почвой, увеличения массы трактора, включая балластирование. Для этого же предназначены различные догружающие устройства типа гидроувеличителя сцепного веса (ГСВ).

Особенности применения указанных методов более подробно будут рассмотрены в разделе 2.5.

Следует, однако, иметь в виду, что уменьшение  $\delta$  указанными методами часто сопряжено с увеличением потерь мощности на самопередвижение  $N_f$  и на подъем  $N_{\alpha}$ . Поэтому желаемого положительного эффекта можно добиться лишь в том случае, когда общая сумма слагаемых  $N_{\delta}$ ,  $N_f$ ,  $N_{\alpha}$  в формуле (2.11) будет минимальной, рассматривая их взаимосвязанно, как это будет сделано далее.

Потеря мощности на самопередвижение согласно рисунку 2.3

$$N_f = P_f v = G f v \cos \alpha = 10^{-3} m g f v \cos \alpha, \quad (2.15)$$

где  $P_f$  — сила сопротивления движению трактора кН;  $v$  — рабочая скорость трактора в составе агрегата, м/с;  $G$  — эксплуатационный вес (сила тяжести) трактора, кН;  $f$  — коэффициент сопротивления качению трактора;  $\alpha$  — угол склона (подъема), град;  $m$  — эксплуатационная масса трактора, кг;  $g$  — ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Усредненные значения  $f$  на стерне составляют 0,08...0,10 и 0,08...0,11 соответственно для колесных и гусеничных тракторов.

На поле, подготовленном под посев, для тех же тракторов значения  $f$  рекомендуют соответственно 0,16...0,20 и 0,10...0,12.

Например,  $N_f$  для колесного трактора Т-150К на стерне при  $\alpha = 0, f = 0,10, m = 8092$  кг,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>,  $v = 2,78$  м/с

$$N_f = 8092 \cdot 10^{-1} \cdot 9,8 \cdot 2,78 = 22,07 \text{ кВт},$$

что составляет 20,1 % реализуемой мощности двигателя

$$N = 121,5 \cdot 0,9 = 109,35 \text{ кВт}.$$

В формулах и в соответствующих расчетах целесообразно пользоваться массой, поскольку вес является производной от массы величиной в соответствии с СИ.

Численное значение  $f$  зависит от многих факторов: почвенный фон, конструктивные особенности ходовой части трактора, давление в шинах и др.

Опытами установлено, что для пневматических шин в зависимости от почвенного фона оптимальным считают давление, при котором  $f$  принимает минимальное значение. Поэтому в шинах следует устанавливать указанное оптимальное давление в соответствии с имеющимися рекомендациями. Уменьшить  $f$  можно за счет выравнивания полей и удаления препятствий, включая растительные остатки, а также качественное техническое обслуживание.

Слагаемое потерь мощности на преодоление подъема  $N_\alpha$  в формуле (2.11) в соответствии с формулой (2.30) и рисунком 2.3 определяют из равенства

$$N_\alpha = P_\alpha v = Gv \sin \alpha = 10^{-3} m g v \sin \alpha, \quad (2.16)$$

где  $P_\alpha$  — сила сопротивления подъему трактора, кН.

При небольших значениях  $\alpha$  приближенно принимают по рисунку 2.3

$$\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = h/l = i$$

и формула (2.16) имеет вид

$$(2.17)$$

где  $i$  — уклон поля, %.

При практических расчетах можно пользоваться следующими соотношениями между  $\alpha$  и  $i$ .

$\alpha$ , град	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$i$ , %	1,75	3,65	5,24	7,0	8,75	10,5	12,3	14,0	15,8	17,5

В условиях Центрального района РФ наиболее часто встречается угол склона полей  $\alpha = 3^\circ$  при  $i = 5,24\%$ .

При этом для условий предыдущего примера с трактором Т-150К потери мощности на подъем составят

или 10,56 % реализуемой мощности двигателя.

Тяговая мощность трактора  $N_{кр}$  в формуле (2.11) зависит от тягового (крюкового) усилия  $P_{кр}$  (см. рис. 2.3) и рабочей скорости  $v$  в соответствии с равенством

$$N_{кр} = P_{кр}v, \quad (2.18)$$

где  $P_{кр}$  — тяговое усилие трактора, кН.

Мощность на ВОМ  $N_B$  для конкретного агрегата определяют в виде суммы

$$N_B = N_{B_x} + N_{B_T}, \quad (2.19)$$

где  $N_{B_x}$  — мощность на привод рабочих органов сельскохозяйственной машины, связанных с ВОМ при холостом ходе, кВт;  $N_{B_T}$  — мощность, требуемая непосредственно на обработку технологического материала, кВт.

Значение  $N_{B_x}$  приближенно принимают постоянным, а  $N_{B_T}$  пропорционально секундной подаче обрабатываемого технологического материала (силосной массы, хлебной массы и т. д.).

$$N_{B_T} = a_N q_n, \quad (2.20)$$

где  $a_N$  — удельная мощность, кВт/(кг/с);  $q_n$  — секундная подача, кг/с.

Часто в справочниках приводят усредненное значение общей мощности на ВОМ  $N_B$ . Поскольку в процессе работы слагаемые  $N_\delta$ ,  $N_f$ ,  $N_\alpha$  в формуле (2.11) изменяются в зависимости от условий работы, то полезные составляющие баланса мощности  $N_{кр}$  и  $N_{B_T}$  также не остаются постоянными. Наглядно это можно показать на упрощенном примере при  $N_B = 0$  и  $\alpha = 0$ .

С увеличением рабочей скорости  $v$  мощность на самопередвижение трактора  $N_f$  в соответствии с формулой (2.15) будет возрастать, а мощность на буксование согласно формуле (2.13) будет убывать, как показано на рисунке 2.2.

Уменьшение  $N_\delta$  с увеличением  $v$  вызвано тем, что коэффициент буксования  $\delta$  возрастает с повышением тягового усилия  $P_{кр}$ , которое, в свою очередь, с увеличением скорости уменьшается.

Таким образом, с увеличением рабочей скорости  $v$  одно слагаемое ( $N_f$ ) мощностного баланса трактора увеличивается, а другое слагаемое  $N_\delta$  уменьшается и соответственно имеет место оптимальная скорость  $v_{opt}$ , при которой сумма  $N_f + N_\delta$  будет минимальной, а полезная тяговая мощность  $N_{кр}$  — максимальной  $N_{кр max}$ , как показано на рисунке 2.2.

Исходя из этого, при прочих равных условиях с учетом агротехнических требований желательнее работать на рабочей скорости, равной или близкой к оптимальной  $v_{opt}$ . Более точно оптимальную скорость в последующем определяют для случая работы трактора в составе агрегата. Наиболее полную степень полезного (производительного) использования мощности двигателя выражает общий коэффициент полезного действия трактора

$$(2.21)$$

При практических расчетах используют и тяговый КПД трактора

$$(2.22)$$

который при  $N_b = 0$  примет вид

$$(2.23)$$

Из полученных ранее результатов следует, что для повышения общего  $\eta$  и тягового  $\eta_t$  КПД трактора необходимо уменьшать непроизводительные слагаемые баланса мощности  $N_{тр}$ ,  $N_\delta$ ,  $N_f$ ,  $N_\alpha$  описанными ранее способами.

Максимальные значения общего  $\eta_{max}$  и тягового КПД  $\eta_{t max}$  имеют место при оптимальной рабочей скорости  $v_{opt}$  в соответствии с рисунком 2.2.

Оптимальная скорость  $v_{opt}$  на тяговой характеристике трактора (см. рис. 2.5) примерно соответствует той передаче, на которой тяговая мощность  $N_{кр}$  имеет наибольшее значение, что существенно облегчает выбор эффективного скоростного режима трактора.

Тяговый КПД трактора можно определить также и в виде произведения

$$\eta_t = \eta_{тр} \eta_\delta \eta_f = \eta_{тр} (1 - \delta) \eta_f, \quad (2.24)$$

где  $\eta_{тр}$ ,  $\eta_\delta$ ,  $\eta_f$  — КПД, учитывающие соответственно потери мощности в трансмиссии, на буксование и на самопередвижение трактора.

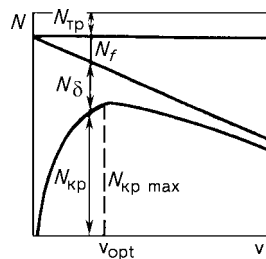


Рис. 2.2. График мощностного баланса трактора

$$\eta_f = P_{кр} / P_k,$$

где  $P_{кр}$  — тяговое усилие трактора;  $P_k$  — касательная сила тяги, определяемая по формуле (2.5).

## 2.4. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ТРАКТОР

Трактор и весь агрегат по аналогии со всеми движущимися по земле объектами движется по принципу «отталкивания» от земли (опорной поверхности). Соответствующая толкающая или движущая сила создается за счет той части мощности двигателя, которая подводится к движителям (гусеницам или ведущим колесам). Принципиальная отличительная особенность сельскохозяйственных тракторов — опорной поверхностью при выполнении полевых работ для них служит обрабатываемая почва со сравнительно небольшой плотностью и соответственно прочностью (способностью сопротивляться деформированию).

Если при этом сила воздействия движителей на почву превосходит определенные границы, то буксование превышает допустимые значения вплоть до проворачивания движителей при полной остановке трактора и всего агрегата.

Исходя из этого, основная задача заключается в обосновании такого соотношения между мощностью двигателя и соответствующей движущей силой, а также силами сопротивления, при котором трактор и весь агрегат будут двигаться в режиме допустимого буксования в заданных условиях. Для решения этой задачи на рисунке 2.3 на примере гусеничного трактора показана общая схема внешних сил, действующих на трактор в составе агрегата.

Под действием ведущего вращающего момента  $M_k$ , подводимого к ведущей звездочке, ведущая часть гусеницы (движителя), натягиваясь, воздействует на опорную поверхность (почву) с силой  $P_k$ , называемой касательной силой тяги и определяемой с учетом формулы (2.1)

$$(2.25)$$

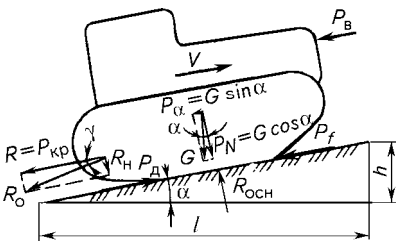


Рис. 2.3. Схема сил, действующих на трактор

где  $r$  — радиус качения (радиус начальной окружности ведущей звездочки гусеничных тракторов), м;  $i_{тп}$  — передаточное число трансмиссии трактора.

Для колесных тракторов с пневматическими шинами

$$r = r_0 + \beta_y h_{п}, \quad (2.26)$$

где  $r_0$  — радиус посадочной окружности стального обода колеса, м;  $\beta_y$  — коэффициент усадки шины;  $h_{п}$  — высота поперечного профиля шины, м.

Усредненно принимают  $\beta_y = 0,75$  на стерне и  $\beta_y = 0,80$  — на поле, подготовленном под посев.

При практических расчетах можно принять:  $r_o = 0,483$  м,  $h_{п} = 0,305$  м — для тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82;  $r_o = 0,305$  и  $h_{п} = 0,395$  — для трактора Т-150К.

Сила  $P_k$  вызывает обратную реакцию со стороны почвы  $P_d$ , которая называется движущей силой, поскольку под ее действием движутся трактор и весь агрегат.

Значение движущей силы  $P_d$  зависит не только от  $P_k$  и соответственно от эффективной мощности двигателя  $N_n$  [см. формулу (2.25)], но также и от сцепных свойств движителей трактора в заданных условиях, характеризуемых коэффициентом сцепления  $\mu$ .

Соответствующая наибольшая сила сцепления движителей трактора с почвой при допустимом буксовании, кН,

$$P_{сц} = G_{сц}\mu_d = G\lambda\mu_d = 10^{-3}mg\lambda\mu_d, \quad (2.27)$$

где  $G_{сц}$  — сцепной вес трактора, кН;  $\mu_d$  — коэффициент сцепления при допустимом буксовании;  $G$  — эксплуатационный вес, кН;  $\lambda$  — доля эксплуатационного веса трактора, приходящаяся на движители.

Значение  $\mu_d$  зависит от типа почвы, почвенного фона (стерня, поле, подготовленное под посев, и др.) и от конструктивных особенностей движителей. Для тракторов на пневматических шинах  $\mu_d$  составляет 0,65...0,80 для стерни; 0,35...0,55 — поля, подготовленного под посев, а для гусеничных тракторов — соответственно 0,75...0,85 и 0,55...0,65. На ровном поле ( $\alpha = 0$ ) приближенно можно принять: для колесных тракторов 4К2  $\lambda = 0,75$ ; а для колесных тракторов 4К4 и гусеничных тракторов  $\lambda = 1$ .

При наличии угла склона ( $\alpha > 0$ ) для колесных 4К4 и гусеничных тракторов принимают  $\lambda = \cos \alpha$ , а для колесных 4К2 приближенно  $\lambda \approx 0,66$ .

Реальное значение движущей силы  $P_d$  зависит от соотношения между  $P_k$  и  $P_{сц}$ . Если  $P_{сц} < P_k$ , то  $P_d = P_{сц}$ , сцепление недостаточное и буксование  $\delta$  может превышать допустимые пределы. При  $P_{сц} > P_k$  сцепление движителей с почвой достаточное и  $P_d = P_k$  в соответствии с формулой (2.25).

Соотношение между  $P_{сц}$ ,  $P_k$  и  $P_d$  в зависимости от  $\mu$  показано на рисунке 2.4.

Малые значения  $\mu$  соответствуют слабым почвам, а большие — более плотным.

В зоне недостаточного сцепления имеет место соотношение  $P_d = P_{сц}$ , а в зоне достаточного сцепления —  $P_d = P_k$ . При этом ширина каждой из двух зон на рисунке 2.4 зависит от выбранной передачи и соответствующего передаточного числа трансмиссии  $i_{тр}$  [см. формулу (2.25)]. При переходе на более высокую скорость касательная сила тяги  $P_k$  уменьшается и соответственно расширяется зона достаточного сцепления.

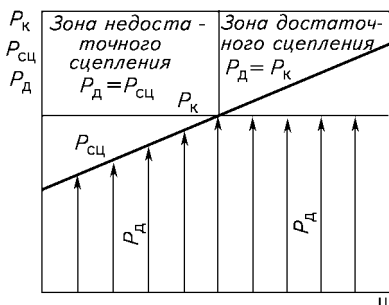


Рис. 2.4. Схема соотношения между  $P_k$ ,  $P_{сц}$ ,  $P_d$

Чтобы трактор всегда работал в зоне достаточного сцепления, должно соблюдаться условие  $P_k \leq P_{сц}$ , которое на основании формул (2.25) и (2.27) примет вид

$$(2.28)$$

а соответствующее передаточное число трансмиссии

$$(2.29)$$

При практических расчетах приближенно можно принять  $n = n_H$  в соответствии с характеристикой двигателя.

Соотношение (2.29) позволяет обеспечить рациональный режим работы трактора в пределах допустимых границ буксования при  $P_d = P_k$ .

В последующих расчетах предполагается соблюдение условия (2.29), поэтому без дополнительных пояснений принимают  $P_d = P_k$ , подразумевая под  $P_k$  в формуле (2.25) значение движущей силы  $P_d$ .

Для трактора Т-150К на стерне с двигателем СМД-62 при  $m = 8092$  кг,  $N_H = 121,5$  кВт,  $\epsilon_N = 0,90$ ,  $r = r_o + \beta h = 0,305 + 0,75 \times 0,395 = 0,60$  м,  $n \approx n_H = 2100$  мин<sup>-1</sup>,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>,  $\lambda = 1$ ,  $\mu_d = 0,72$ ,  $\eta_{тр} = 0,88$  на основании формулы (2.29) получим

При этом наибольшее допустимое значение касательной силы тяги

Под действием силы тяжести (веса) трактора  $G$  при  $\alpha > 0$  образуются силы сопротивления подъему  $P_\alpha$  и нормального давления  $P_N$ , определяемые из равенств

$$P_\alpha = G \sin \alpha = 10^{-3} m g \sin \alpha, \quad (2.30)$$

$$P_N = G \cos \alpha = 10^{-3} m g \cos \alpha. \quad (2.31)$$



Под действием нормального давления образуется реакция опорной поверхности (почвы)  $R_{\text{осн}}$ , значение которой равно величине  $P_N$ , и направлена она в противоположную сторону.

Сила сопротивления движению (передвижению) трактора  $P_f$  образуется в результате взаимодействия ходовой части трактора с опорной поверхностью и в соответствии с формулой (1.15) ее определяют из равенства

$$P_f = P_N f = G f \cos \alpha = 10^{-3} m g f \cos \alpha. \quad (2.32)$$

Силой сопротивления воздуха  $P_B$ , как указано ранее, при практических расчетах пренебрегают вследствие ее малости по сравнению с другими действующими на трактор силами при выполнении сельскохозяйственных работ.

Под  $R_0$  на рисунке 2.3 подразумевается суммарная сила тягового сопротивления рабочих машин и сцепки, которая в общем случае направлена под углом  $\gamma$  к опорной поверхности. Сила  $R_0$  при этом разлагается на составляющие  $R = P_{\text{кр}} = R_0 \cos \gamma$  и  $R_H R_0 \sin \gamma = P_{\text{кр}} t g \gamma$  соответственно параллельно и перпендикулярно опорной поверхности.

Вследствие малости угла  $\gamma$  основную долю тягового сопротивления машин и сцепки составляет сила  $R$ , для преодоления которой при установившейся скорости трактор должен развивать тяговое усилие  $P_{\text{кр}}$ , равное ей в направлении скорости. Вследствие примерного равенства  $R \approx P_{\text{кр}}$  на схемах сил обычно вместо  $R$  показывают только  $P_{\text{кр}}$ .

Составляющая  $R_H$  способствует увеличению сцепления движителей с почвой, однако это влияние незначительно и при практических расчетах ее обычно не учитывают.

На основании полученных зависимостей можно решить и обратную задачу. Так, с учетом формул (2.25), (2.29), (2.30), (2.32) для заданных условий тяговое усилие трактора

$$P_{\text{кр}} = P_k - P_f \pm P_\alpha. \quad (2.33)$$

Знак «—» перед  $P_\alpha$  принимают при движении трактора на подъем и наоборот. Практические расчеты обычно выполняют со знаком «—» для наиболее тяжелого случая движения.

## 2.5. СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА ТРАКТОРА И ПУТИ ИХ УЛУЧШЕНИЯ

Сцепные свойства трактора характеризуют способность его движителей обеспечить требуемую силу сцепления  $P_{\text{сц}}$  в заданных условиях в соответствии с равенством (2.27). Из этого равенства следует, что сила сцепления непосредственно зависит от эксплуатационного веса трактора  $G$  и его доли  $\lambda$ , приходящейся на движите-

ли, а также от коэффициента сцепления  $\mu_d$ . По физическому смыслу  $\mu_d$  приблизительно соответствует коэффициенту трения скольжения между двумя поверхностями. Соответственно  $\mu_d$  зависит от физико-механических свойств и состояния соприкасающихся поверхностей движителей, включая их геометрические формы, и опорной поверхности (почвы). Естественно, протекающие в зоне контакта движителя с почвой процессы гораздо сложнее, включая деформацию пневматической шины и самой почвы. Однако с позиций практических эксплуатационных расчетов допустимо и такое толкование, поскольку численные значения  $\mu_d$  определяют в основном экспериментально и их приводят в справочниках.

Способы улучшения сцепных свойств вытекают непосредственно из равенства (2.27). Их можно подразделить на конструктивные, конструктивно-эксплуатационные и эксплуатационные.

*Конструктивные* способы связаны с выбором таких неизменных конструктивных параметров трактора, как конструктивная масса, тип и параметры ходовой части, координаты центра масс, размеры прицепного устройства и навесной системы и др.

К *конструктивно-эксплуатационным* относят такие способы улучшения сцепных свойств трактора, которые заложены в его конструкцию, но используют их лишь при необходимости в зависимости от условий эксплуатации. Наиболее характерны из этих способов: балластирование, включая использование балластных грузов и заполнение шин водой; включение дополнительных ведущих осей; использование различных догружающих устройств, например гидроувеличителя сцепного веса трактора (ГСВ); применение позиционно-силового регулятора (ПСР); сдвигание колес; использование полугусеничного хода для колесных тракторов; использование шин низкого давления; применение третьего присоединяемого ведущего моста, называемого технологическим модулем в виде тележки с активным приводом колес; использование в качестве дополнительных движителей приводных колес сельскохозяйственных машин и др.

*Эксплуатационные* способы улучшения тягово-сцепных свойств трактора предусматривают: поддержание ходовой части трактора и особенно движителей в хорошем техническом состоянии, включая своевременное техническое обслуживание и ремонт; обеспечение требуемого давления в шинах; выравнивание полей; удаление препятствий и пожнивных остатков; правильный выбор направления движения, особенно в условиях неровного рельефа; выполнение полевых работ при требуемой влажности почвы.

Возможность применения рассмотренных способов улучшения сцепных свойств трактора определяется агротехническими требованиями, требованиями устойчивости хода, надежности и др.

Например, балластирование трактора должно осуществляться с учетом увеличения уплотняющего воздействия ходовой части трак-

тора на почву, а также изменения устойчивости и управляемости трактора и других отрицательных явлений, включая увеличение потерь мощности на самопередвижение трактора.

В связи с этим в каждом конкретном случае следует пользоваться наиболее эффективным способом улучшения сцепных свойств трактора с учетом местных условий работы.

Практическое решение рассматриваемой задачи усложняется тем обстоятельством, что на современных отечественных тракторах пока отсутствуют соответствующие оптимизаторы режима работы автоматического действия.

## 2.6. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ АГРЕГАТА. ТЯГОВЫЙ БАЛАНС ТРАКТОРА

**Уравнение движения агрегата.** Ранее предполагали, что трактор и МТА в целом движутся поступательно и равномерно с постоянной установившейся рабочей скоростью ( $v = \text{const}$ ). Однако при поступательном движении имеют место и другие режимы движения, включая разгон, торможение и холостой ход. Основные режимы поступательного движения МТА определяют из уравнения движения агрегата, основой которого является второй закон механики — закон Ньютона.

Исходное уравнение поступательного движения МТА в этом случае упрощенно можно записать в виде

$$(2.34)$$

где  $m_{a.n}$  — приведенная масса агрегата, кг;  $dV/dt$  — ускорение агрегата, м/с<sup>2</sup>;  $\Sigma P_c$  — сумма сил сопротивления движению, Н.

Приведенную массу МТА  $m_{a.n}$  определяют из условия равенства кинетической энергии сумме кинетических энергий всех движущихся масс агрегата, совершающих как поступательное, так и вращательное движение. Значение  $m_{a.n}$  приближенно можно вычислить через эксплуатационную массу агрегата  $m_a$  из равенства  $m_{a.n} \approx 1,1m_a$ .

Если передачу трактора выбирают по формуле (2.29), то следует принять  $P_d = P_k$ , определяя касательную силу тяги трактора  $P_k$  из формулы (2.25).

Сумма сил сопротивления с учетом (2.33)

$$\Sigma P_c = P_{кр} + P_f \pm P_{\alpha}. \quad (2.35)$$

Принимая перед  $P_\alpha$  знак «+» при подъеме и наоборот, развернутое уравнение движения МТА примет вид

$$(2.36)$$

Для разгона МТА до требуемой рабочей скорости необходимо соблюдать условие

$$P_k > (P_{кр} + P_f \pm P_\alpha). \quad (2.37)$$

При этом  $P_k$  находят из формулы (2.25) с учетом значений вращающего момента двигателя  $M$  (см. рис. 2.1) так, чтобы двигатель не заглох.

МТА с постоянной рабочей скоростью ( $v = v_p = \text{const}$ ) движется при  $dv/dt = 0$ , при

$$P_k = P_{кр} + P_f \pm P_\alpha. \quad (2.38)$$

Торможение агрегата происходит при

$$P_k < (P_{кр} + P_f \pm P_\alpha), \quad (2.39)$$

включая  $P_k = 0$  при выключенной муфте сцепления

Для режима поступательного холостого хода МТА в формулах (2.37...2.39) принимают  $P_{кр}$ , имеющее место при выключенных рабочих органах, а для холостого хода трактора —  $P_{кр} = 0$ .

Таким образом, уравнение движения МТА универсально и с его помощью можно определить все основные закономерности движения агрегата при выполнении полевых работ, включая время и длину пути разгона.

**Тяговый баланс трактора.** Тяговый баланс трактора определяет собой равенство между движущей силой  $P_d$  и суммой сил сопротивления, действующих на трактор. В соответствии с уравнением движения МТА [см. формулу (2.36)] различают тяговые балансы трактора для установившегося ( $dv/dt = 0$ ) и для неустановившегося ( $dv/dt \neq 0$ ) движений.

Установившееся движение имеет место при постоянной рабочей скорости ( $v = v_p = \text{const}$ ) и при достаточном сцеплении движителей с почвой. Тяговый баланс трактора при этом будет иметь вид

$$P_d = P_k = P_{кр} + P_f \pm P_\alpha. \quad (2.40)$$

При разгоне или торможении ( $dv/dt \neq 0$ ) на трактор дополни-

тельно действует сила энергии агрегата

$$P_{и} = m_{а.п}(dv/dt). \quad (2.41)$$

Принимая в формуле (2.36)  $m_{а.п}(dv/dt) = P_{и}$ , получим тяговый баланс трактора для неустановившегося движения

$$P_{д} = P_{к} = P_{кр} + P_{f} \pm P_{\alpha} \pm P_{и}. \quad (2.42)$$

Знак «+» перед силой инерции  $P_{и}$  принимают при разгоне и наоборот.

Сила инерции  $P_{и}$  в процессе работы МТА способствует плавному преодолению соответствующих кратковременных перегрузок без резких колебаний скорости. С другой стороны, чрезмерно большая сила инерции затрудняет разгон агрегата до требуемой скорости. Однако фактические рабочие скорости большинства МТА часто не превышают 10 км/ч, поэтому преодолеть силу инерции  $P_{и}$  возможно, если применить коэффициент загрузки двигателя с учетом запаса энергии кинетической энергии маховика и других движущихся частей.

Исходя из этого, в последующих практических расчетах с достаточной точностью можно пользоваться тяговым балансом трактора [формула (2.40)] для установившегося движения.

Тяговое усилие трактора  $P_{кр}$  — основной классификационный параметр отечественных тракторов, определяющий возможность их агрегатирования с различными сельскохозяйственными машинами. Тяговый класс трактора соответствует номинальному тяговому усилию  $P_{крн}$  (в тонно-силах), реализуемому на стерне нормальной плотности и влажности при допустимом буксовании.

Тяговый КПД трактора в указанных условиях близок к наибольшему значению.

Приняты следующие тяговые классы отечественных тракторов: 0,2; 0,6; 0,9; 1,4; 2; 3; 5; 6; 8. При этом современными конструкциями тракторов сельскохозяйственного назначения как отечественных, так и из стран СНГ охвачены тяговые классы в диапазоне 0,2...5 в табл. 2.2. Фактические номинальные тяговые усилия трактора  $P_{кр.н}$  часто не совпадают с округленным его значением по тяговому классу. Тракторы тяговых классов 0,2...0,6 и 0,6...2 относятся соответственно к малогабаритным и универсально-пропашным. При этом последние можно использовать на всех видах работ, включая междурядную обработку пропашных сельскохозяйственных культур. Тракторы тягового класса 3...5 относятся к тракторам общего назначения (см. табл. 2.2), так как их нельзя использовать на операциях, связанных с междурядной обработкой. Тракторы классов 6 и 8 в основном предназначены для тяжелых мелиоративных и культуртехнических работ. Например, гусеничный трактор общего назначения Т-130 класса 6, мощность двигателя 117,7 кВт, конструкционная масса 14320 кг.

**2.2. Классификационные характеристики отечественных тракторов, используемых в сельском хозяйстве**

0,2	2	0,8...5,4	АМЖК-8 (4К2)	7,3	465
			Т-08 (4К2)	5,9	550
0,6	6	5,4...8,1	Т-16МГ (4К2)	18,4	1600
			Т-25А (4К2)	18,4	1780
			Т-30 (4К2)	22,1	2270
			Т-30А (4К4)	22,1	2415
0,9	9	8,1...12,6	Т-40М (4К2)	36,78	2380
			Т-40АМ (4К4)	36,78	2610
			ЛТЗ-55 (4К2)	37,0	2380
1,4	14	12,6...18,0	МТЗ-80 (4К2)	55,16	2940
			МТЗ-82 (4К4)	55,16	3370
			ЮМЗ-6АКЛ (4К2)	44,5	3350
			МТЗ-100 (4К2)	73,5	3950
			МТЗ-102 (4К4)	73,5	3950
2	20	18...27	Т-142 (4К4)	114,0	4400
			ЛТЗ-155 (4К4)	110,0	5100
			Т-70СМ (гус.)	51,5	4040
			Т-70В (гус.)	51,5	3910
3	30	27...36	ДТ-75М (гус.)	70,0	5700
			ДТ-175С (гус.)	125,0	7420
			Т-150 (гус.)	110,0	7500
			Т-153 (гус.)	110,0	7500
			Т-150К (4К4)	121,5	7535
			Т-151К (4К4)	121,5	8200
4	40	36...45	Т-4А (гус.)	95,5	8145
5	50	45...54	К-701 (4К4)	198,6	12400
			К-701М (4К4)	224,0	13590
			Т-250 (гус.)	184	14000

В практических расчетах пользуются не конструкционной массой трактора  $m_k$ , приведенной в таблице 2.2, а эксплуатационной массой  $m$ ; трактор находится в рабочем состоянии, включая тракториста, инструменты, топливо, смазочные материалы и др. При отсутствии более достоверных данных эксплуатационную массу трактора  $m$  приближенно можно определить по конструкционной массе  $m_k$ :  $m = 1,1m_k$ .

Между эксплуатационными значениями массы  $m$  и веса  $G = mg$  трактора и его номинальным тяговым усилием  $P_{кр.н}$  имеют место следующие примерные соотношения:  $P_{кр.н} = (0,37...0,39)G$  —

для тракторов 4К2;  $P_{кр.н} = (0,40...0,45)G$  — для тракторов 4К4;  $P_{кр.н} = (0,5...0,6)G$  — для гусеничных тракторов.

В зарубежных странах, в частности в США, принята классификация тракторов по максимальной тяговой мощности  $N_{кр\ max}$ , развиваемой трактором на гладкой горизонтальной и сухой бетонированной поверхности или на горизонтальной поверхности, покрытой скошенной или нескошенной травой; классифицируют на четыре категории:  $N_{кр\ max1} = 25$  кВт;  $N_{кр\ max2} = 30...70$  кВт;  $N_{кр\ max3} = 70...135$  кВт;  $N_{кр\ max4} = 135...300$  кВт. Поскольку, как указывалось ранее, номинальное тяговое усилие трактора  $P_{кр.н}$  также находится примерно в зоне максимального тягового КПД и соответствует  $N_{кр\ max}$ , то между классами тракторов по  $P_{кр.н}$  и  $N_{кр\ max}$  имеем определенное соотношение. Так, отечественные тракторы классов 0,6 и 0,9 примерно соответствуют первой категории по международной классификации, тракторы 0,9...2 — второй категории, тракторы 2...4 — третьей категории и тракторы 5...8 — четвертой категории.

Важный обобщенный эксплуатационный параметр тракторов — коэффициент использования сцепного веса трактора

Из-за недостаточной определенности значения  $\lambda$ , полученного из формулы (2.27), при практических расчетах чаще применяют коэффициент использования эксплуатационного веса трактора

$$(2.43)$$

По значению  $\phi_{кр}$  можно определить обобщенные показатели для всех однотипных тракторов на одинаковых почвенных фонах.

Например, значение буксования можно определить по обобщенной формуле

$$(2.44)$$

где  $a$  и  $b$  — эмпирические коэффициенты.

Для однотипных тракторов численные значения их одинаковы (табл. 2.3).

### 2.3. Значения эмпирических коэффициентов $a$ и $b$ для основных типов тракторов

Тип трактора	Стерня		Поле, подготовленное под посев	
	$a$	$b$	$a$	$b$
С двумя ведущими колесами (4К2)	0,141	0,615	0,248	0,712
Со всеми ведущими колесами разного размера 4К4 (типа МТЗ-82)	0,193	0,919	0,212	0,880
Со всеми ведущими колесами одинакового размера 4К4 (типа Т-150К)	0,110	0,773	0,0834	0,609
Гусеничные	0,0089	0,777	0,0441	0,869

Задавая в формуле (2.44) допустимым значением буксования  $\delta = \delta_d$ , можно вычислить соответствующие предельные допустимые значения  $\varphi_{кр.д}$  и тягового усилия  $P_{кр.д}$

$$P_{кр.д} = \varphi_{кр.д} mg.$$

Например, для всех тракторов 4К4 типа Т-150К с колесами одного размера при  $\delta_d = 0,15$  на стерне получим  $\varphi_{кр.д} = 0,446$ . Тогда для трактора Т-150К допустимое по буксованию тяговое усилие с учетом формулы (2.43) составит

$$P_{кр.д} = 0,446 \cdot 10^{-3} \cdot 8092 \cdot 9,81 = 35,40 \text{ кН.}$$

### 2.7. ТЯГОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТРАКТОРА И ЕЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РАСЧЕТАХ

Под тяговой характеристикой трактора подразумевают представленные в графической или в табличной форме зависимости от тягового усилия трактора  $P_{кр}$  основных его эксплуатационных показателей, включая рабочую скорость  $v$ , тяговую мощность  $N_{кр} = P_{кр}v$ , часовой  $G_T$  и удельный тяговый  $g_{кр} = 10^3 \cdot G_T/N_{кр}$  расход топлива и коэффициент буксования  $\delta$ . Тяговая характеристика трактора в общем виде показана на рисунке 2.5.

Тяговые характеристики получают по результатам тяговых испытаний тракторов, проводимых по установленной методике на соответствующих почвенных фонах при ровном рельефе ( $\alpha \leq 1^\circ$ ). Для практических эксплуатационных расчетов чаще пользуются тяговыми характеристиками, полученными на двух основных почвенных фонах — на стерне зерновых колосовых культур и на поле, подготовленном под посев.

По тяговой характеристике с достаточной для практических расчетов точностью можно определить все рассмотренные ранее эксплу-



атационные показатели трактора. На всех передачах, где сцепление движителей трактора с почвой достаточно, наибольший часовой расход топлива  $G_T$  одинаковый, соответствующий номинальной мощности двигателя  $N_H$ .

Если сцепление недостаточное (обычно на более низких передачах), то двигатель не может быть нагружен до номинальной мощности  $N_H$  из-за чрезмерного буксования. Поэтому график часового расхода топлива обрывается, не достигнув наибольшего значения (см. рис. 2.5) на первой передаче. Зона практических расчетов располагается левее допустимого значения буксования  $\delta \leq \delta_d$  при  $P_{кр} \leq P_{кр.д.}$

Сцепление движителей с почвой в этой зоне достаточно, поэтому наибольшая тяговая мощность на каждой передаче  $N_{кр.и}$  соответствует полной нагрузке двигателя при номинальной мощности  $N_H$ . Тяговое усилие трактора, соответствующее  $N_{кр.и}$ , называют номинальным для  $i$ -й передачи —  $P_{кр.и}$ .

Участок тяговой характеристики на каждой  $i$ -й передаче, расположенный слева от  $P_{кр.и}$ , соответствует регулярной ветви характеристик двигателя.

Наибольшая тяговая мощность  $N_{кр.макс}$  на тяговой характеристике с учетом формулы (2.23) приближенно соответствует максимуму тягового КПД трактора  $\eta_T = \eta_{T.макс}$ . При этом удельный расход топлива  $g_{кр}$ , приходящийся на единицу крюковой мощности, будет минимальным  $g_{кр} \approx g_{кр.мин}$ .

Плавную линию, огибающую кривые тяговых мощностей на отдельных передачах, называют потенциальной тяговой характеристикой трактора (пунктирная линия на рисунке 2.5).

Она соответствует тяговым мощностям трактора с бесступенчатой трансмиссией типа ДТ-175С.

Оптимальный режим работы трактора при максимуме тягового КПД  $\eta_T \rightarrow \max$  соответствует той передаче, на которой тяговая мощность наибольшая  $N_{кр.макс}$  при оптимальном номинальном тяговом усилии  $P_{кр.н.орт.}$

При этом значении  $P_{кр.н.орт.}$  на стерне в соответствии с данными таблицы 2.2 приближенно можно определить тяговый класс трактора.

По вертикали, проведенной через точки  $N_{кр.макс}$  и  $P_{кр.н.орт.}$ , опреде-

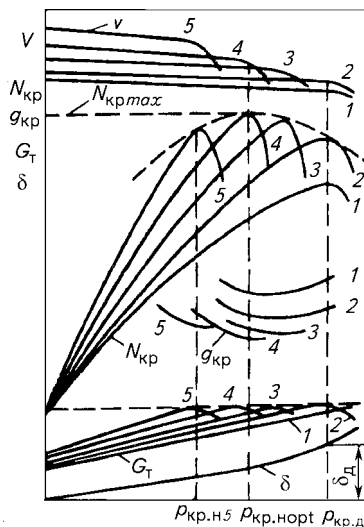


Рис. 2.5. Общий вид тяговой характеристики трактора:

1...5 — номера передач (скоростей)

ляют оптимальные по критерию  $\eta_T \rightarrow \max$  значения скорости  $v_{\text{opt}}$  удельного расхода  $g_{\text{кр. min}}$ , а также буксование  $\delta_{\text{opt}}$ .

Допустимые по буксованию значения тягового усилия трактора  $P_{\text{кр. д}}$  определяют при  $\delta \leq \delta_{\text{д}}$ .

Если учитывать потери мощности только в самом тракторе, то в соответствии с (2.11) оптимальный режим работы агрегата будет иметь место на той передаче при  $N_{\text{кр}} = N_{\text{кр. max}}$ , на которой эти потери наименьшие.

Однако, как будет показано в дальнейшем, при существенном влиянии скорости на тяговое сопротивление рабочих машин наименьшие потери мощности и энергии на единицу выполненной агрегатом работы будут иметь место при скоростях, меньших  $v_{\text{opt}}$ , соответствующих значению  $\eta_T = \eta_{T \text{ max}}$ .

Исходя из этого, в качестве рациональной зоны для практических расчетов параметров энергосберегающих агрегатов следует принять диапазон тяговых усилий трактора от  $P_{\text{кр. н. opt}}$  до тягового усилия  $P_{\text{кр. д}}$  при допустимом буксовании.

Следовательно, по тяговым характеристикам достаточно просто и наглядно можно определить практически все основные эксплуатационные показатели трактора, а также оптимальные по максимуму тягового КПД и допускаемые по буксованию скоростные режимы работы для последующего комплектования агрегатов. Комплектование МТА более подробно будет рассмотрено далее.

Тяговые характеристики широко используют в эксплуатационных расчетах как в табличной, так и в графической форме при комплектовании МТА, а также при нормировании полевых механизированных работ. При этом в общем случае используют усредненные тяговые характеристики трактора каждой марки для четырех почвенных фонов: залежь, стерня, пар, поле, подготовленное под посев.

## **2.8. СПОСОБЫ УЛУЧШЕНИЯ ТЯГОВЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРА**

Улучшение сцепных свойств одновременно способствует и улучшению тяговых свойств трактора. При наличии тяговой характеристики, применяя эти способы, необходимо свести к минимуму отрицательные явления, включая увеличение уплотнения почвы, потерю мощности на самопередвижение и др.

По тяговой характеристике, как показано ранее, четко видно, какие передачи находятся в зонах достаточного и недостаточного сцепления движителей с почвой на данном почвенном фоне. Если окажется, что работа трактора в зоне допустимого буксования с данной машиной не обеспечивается, то применяют более эффективный вариант увеличения силы сцепления трактора с почвой (балластирование, ГСВ и др.).

Необходимость применения указанных способов выявляют на-

ложением общего тягового сопротивления агрегируемых машин  $R_M$  на тяговое усилие трактора по тяговой характеристике. Если  $R_M > P_{кр,д}$ , то необходимо применить соответствующий способ увеличения силы сцепления. При этом следует иметь в виду, что любое увеличение сцепного веса  $G_{сц}$  или коэффициента сцепления движителей трактора с почвой  $\mu$  согласно формуле (2.27) приводит к смещению режима максимальной тяговой мощности  $N_{кр\ max}$  и соответственно  $\eta_{т\ max}$  в сторону меньших скоростей.

Перевод трактора в режим увеличенных тяговых усилий без необходимости может привести к отрицательному эффекту — увеличению потерь мощности в самом тракторе.

Поэтому выбор оптимального режима работы трактора с учетом условий работы, которые непрерывно изменяются в процессе движения агрегата, — сложная задача, для решения которой не всегда достаточно знаний и умений даже самого опытного тракториста.

Актуально оборудование перспективных тракторов высокоэффективными автоматическими устройствами (оптимизаторами), позволяющими выбирать наиболее эффективный режим работы непосредственно в процессе движения агрегата.

## **2.9. СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН И ПУТИ ИХ УМЕНЬШЕНИЯ**

Оставшиеся после потерь в самом тракторе тяговая мощность  $N_{кр}$  и мощность на ВОМ  $N_B$  потребляются на преодоление соответствующих сил сопротивления сельскохозяйственных машин. При этом чем меньше силы сопротивления, тем более высокопроизводительно будут использованы  $N_{кр}$  и  $N_B$ .

В этой связи важное значение имеет определение закономерностей влияния различных факторов на силы сопротивления с целью их уменьшения. Различают при этом рабочее и холостое сопротивление машин.

*Рабочее сопротивление* создается при рабочем ходе агрегата и в общем случае складывается из тягового сопротивления машин при их перемещении по полю с включенными рабочими органами и сил сопротивления на рабочих органах, приводимых в движение от ВОМ.

В состав рабочего сопротивления входят силы сопротивления перемещению масс самих машин по полю и на холостой привод рабочих органов через ВОМ, а также силы, обусловленные взаимодействием рабочих органов с обрабатываемыми технологическими материалами (почвой, растениями и т. д.).

Сопротивление машин переменное и зависит от угла склона, скорости и других факторов.

*Холостое сопротивление машин* имеет место при холостых поворотах и переездах агрегата с выключенными рабочими

органами и для каждой машины в общем случае его определяют по формуле

$$R_{M,x} = 10^{-3} m_M g (f_M \cos \alpha \pm \sin \alpha) \approx 10^{-3} m_M g (f_M \pm i/100), \quad (2.45)$$

где  $R_{M,x}$  — сила сопротивления при холостом ходе, кН;  $m_M$  — масса машины, кг;  $f_M$  — коэффициент сопротивления перемещению машины.

При практических расчетах обычно определяют рабочее сопротивление машин как тяговых, так и тягово-приводных (с приводом рабочих органов от ВОМ).

Рабочее тяговое сопротивление машин для условий ровного рельефа определяют по упрощенной формуле

$$R_M = K_M \varrho_M, \quad (2.46)$$

где  $K_M$  — удельное сопротивление, приходящееся на 1 м ширины захвата, кН/м;  $\varrho_M$  — ширина захвата машины, м.

Сопротивление перемещению машин также входит в состав  $K_M$ . Значение упрощения принимают равным конструктивной ширине захвата машины. Значения  $K_M$  для соответствующих видов работ определяют по результатам опытов.

Для тягово-приводных машин можно найти приведенную силу сопротивления на ВОМ  $R_{MB}$ , на которую уменьшается касательная сила тяги трактора и соответственно тяговое усилие  $P_{кр}$  из-за передачи части мощности через ВОМ.

$$(2.47)$$

где  $\delta_B$  — буксование при работе трактора с включенным ВОМ (приблизительно принимают  $\delta_B \approx 0,8 \delta_d$ ).

Поделив обе части уравнения (1.43) на ширину захвата машины  $\varrho_M$ , получим приведенное удельное сопротивление на ВОМ:

$$(2.48)$$

На основании формул (2.46) и (2.47) вычисляют общее сопротивление тягово-приводной машины

$$R_{MBO} = K_{MB} \varrho_M = (K_M + K_B) \varrho_M, \quad (2.49)$$

где  $K_{MB}$  — общее удельное сопротивление тягово-приводной машины, кН/м;  $K_{MB} = K_M + K_B$ .

Численные значения  $K_M$  и  $K_B$  (кН/м) принимают по обобщенным справочным данным, полученным по результатам динамометрирования соответствующих машин в полевых условиях.

С увеличением рабочей скорости агрегата значение  $K_M$  возрастает по параболической зависимости (рис. 2.6).

Обычно указанную параболическую зависимость в пределах допускаемых по аг-

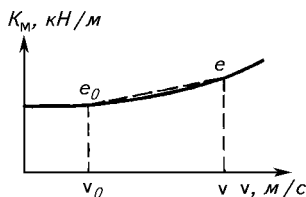


Рис. 2.6. Зависимость удельного тягового сопротивления рабочих машин от скорости

ротехническим требованиям скоростей от  $v_0$  до  $v$  заменяют (аппроксимируют) с достаточной для практических расчетов точностью прямой линией  $oe$ .

Численное значение удельного тягового сопротивления в указанном диапазоне определяют из равенства

$$K_M = K_{M_0}[1 + \Delta K(v - v_0)], \quad (2.50)$$

где  $K_{M_0}$  — удельное сопротивление при скорости до  $v_0 = 1,4$  м/с (5 км/ч), кН/м;  $\Delta K$  — относительное приращение удельного сопротивления при увеличении скорости на 1 м/с.

Для плугов имеем

$$K_{M_0} = K_0 a, \quad (2.51)$$

здесь  $K_0$  — удельное тяговое сопротивление плуга, приходящееся на  $1 \text{ м}^2$  сечения пласта, кН/м<sup>2</sup>;  $a$  — глубина вспашки, м.

Численные значения  $K_{M_0}$  и  $K_0$ , а также  $\Delta K$  для всех основных типов машин приводятся в справочной литературе. Например, при вспашке средних почв принимают  $K_0 = 50$  кН/м<sup>2</sup>,  $\Delta K = 0,18$  (если скорость определяют в км/ч, то  $\Delta K = 0,05$ ).

В условиях неровного рельефа удельное сопротивление сельскохозяйственных машин рассчитывают по формуле

$$K_M = K_{M_0}[1 + \Delta K(v - v_0)] \pm 10^{-3} m_{My} g \sin \alpha, \quad (2.52)$$

где  $m_{My}$  — удельная масса машины, приходящаяся на 1 м ширины захвата, кг/м.

Суммарное удельное тяговое сопротивление всего агрегата

$$K_a = K_M + 10^{-3} m_{cy} g (f_c \cos \alpha \pm \sin \alpha), \quad (2.53)$$

где  $m_{cy}$  — удельная масса сцепки в расчете на 1 м ширины захвата агрегата, кг/м;  $f_c$  — коэффициент сопротивления качению сцепки).

Численные значения  $m_{cy}$  и  $f_c$  приводятся в справочной литературе.

Приме р. Определить удельное тяговое сопротивление многомашинного посевного агрегата при  $K_{M_0} = 1,6$  кН/м;  $\Delta K = 0,07$ ;  $v = 2,5$  м/с (9 км/ч);  $m_{My} = 500$  кг/м;  $\alpha = 3^\circ$ ;  $m_{cy} = 89$  кг/м;  $f_c = 0,21$ .

Для случая движения агрегата на подъем согласно формулам (2.52) и (2.53) получим

$$K_a = 1,6 \cdot [1 + 0,07 \cdot (2,5 - 1,4)] + 10^{-3} \cdot 500 \cdot 9,81 \cdot 0,052 + \\ + 10^{-3} \cdot 89 \cdot 9,81 \cdot (0,21 \cdot 0,99 + 0,052) = 1,72 + 0,25 + 0,23 = \\ = 2,20 \text{ кН/м.}$$

Используя полученные общие закономерности, можно определить силы сопротивления любых типов рабочих машин, включая тяговые и тягово-приводные.

**Баланс сил сопротивления машин.** Составляющие баланса сил сопротивления сельскохозяйственных машин возникают в результате сложных взаимодействий рабочих машин с трактором, почвой и обрабатываемыми технологическими материалами, а также между отдельными деталями и узлами самих машин. Основными составляющими являются: сила сопротивления перемещению машины по полю  $R_{Mf}$ , учитывающая силы трения во втулках ходовых колес, трение колес о почву, деформацию самих пневматических колес и почвы и т. д.; силы трения скольжения  $R_{MF}$ , возникающие в результате взаимодействия между рабочими органами и обрабатываемыми технологическими материалами, включая почву, семена, удобрения и т. д.; силы сопротивления, связанные с деформированием обрабатываемого материала  $R_{Md}$  (рыхление почвы, измельчение растений и т. д.); силы сопротивления  $R_{M\kappa}$ , образующиеся при сообщении кинетической энергии частицам обрабатываемого материала; силы сопротивления  $R_{Mt}$ , вызываемые трением в передаточных механизмах машины; силы сопротивления  $R_{Mp}$  перемещению обрабатываемого материала внутри машины; сила сопротивления воздуха  $R_{Mv}$ , которой обычно пренебрегают из-за ее малости ( $R_{Mv} \approx 0$ ); сопротивление от сил инерции  $R_{Mi}$  при неравномерном движении агрегата; силы сопротивления  $R_{M\alpha}$  подъему машины; силы сопротивления  $R_{M\beta}$  на ВОМ с учетом формулы (2.47).

Общий баланс сил тяговых сопротивлений машины примет вид

$$R_M = R_{Mf} + R_{MF} + R_{Md} + R_{M\kappa} + R_{Mt} + R_{Mp} + R_{Mi} + R_{M\alpha} + R_{M\beta}. \quad (2.54)$$

Закономерности влияния множества различных факторов на составляющие баланса сил сопротивления рабочих машин имеют сложный характер, поэтому не всегда могут быть определены даже опытным путем. Однако при практических расчетах обычно нет необходимости в раздельном определении слагаемых в формуле (2.54). Их достаточно полно учитывают формулами (2.45)...(2.53), а уравнение баланса сил — формулой (2.54), которую чаще используют для общего теоретического анализа.

**Степень неравномерности сил сопротивления машин при различных условиях работы и скоростях движения.** Факторы, влияющие

на силы сопротивления рабочих машин, можно подразделить на факторы длительного и кратковременного действия.

Действие факторов первой группы (угол склона  $\alpha$ , рабочая скорость  $v$ , удельное сопротивление  $K_M$  с учетом приращения  $\Delta K$  под влиянием скорости) может длиться многие часы, и их нужно учитывать при комплектовании МТА, а также и в процессе движения.

Факторы кратковременного действия возникают непосредственно при рабочем ходе агрегата, и их длительность определяется секундами и долями секунды. Факторы имеют вероятностный (случайный) характер изменения и обусловлены микронеровностями поверхности поля, неоднородностью гранулометрического состава почвы, различной урожайностью и т. д.

Вероятностное изменение сил сопротивления рабочей машины  $R_M$  в функции времени  $t$  показано на рисунке 2.7.

Неравномерность сил сопротивления рабочих машин первоначально определяли упрощенно в зависимости от степени неравномерности по формуле

$$(2.55)$$

где  $R_{M \max}$ ,  $R_{M \min}$ ,  $R_M$  — соответственно наибольшая, наименьшая и средняя силы сопротивления машины в данных условиях.

При практических расчетах вместо  $\delta_{R_M}$  используют среднее квадратическое отклонение  $\delta_{R_M}$  и коэффициент вариации

Для этого строят кривую распределения  $f(R_M)$ , откладывая абсолютное или относительное числовое значение  $R_{M_i}$  в направлении, обратном оси  $t$ .

При достаточном числе значений  $R_{M_i}$  наибольшие отклонения  $R_M$  от среднего значения в обе стороны будут примерно одинаковыми и равными  $3\sigma_{R_M}$ . Соответственно равенство (2.55) можно написать в виде

$$(2.56)$$

Коэффициент вариации тягового сопротивления  $v_{R_M}$  для отдельных типов машин составляет: при вспашке средних почв нормальной влажности — 0,08...0,10; сухих тяжелых почв — 0,1...0,2; сплошной культивации — 0,05...0,15; посевах дисковой сеялкой — 0,03...0,10.

От  $v_{R_M}$  зависит коэффициент

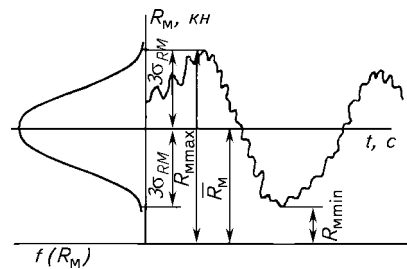


Рис. 2.7. Изменение силы сопротивления машины при рабочем ходе

вариации момента сил сопротивления на валу двигателя  $v_M$  в соответствии с формулой (2.9). При этом чем больше  $v_{RM}$  и  $v_M$ , тем меньше должен быть коэффициент загрузки двигателя  $\varepsilon_N$  (см. табл. 2.1).

**Пути снижения сил сопротивления.** Основные пути снижения сил сопротивления рабочих машин целесообразно разделить на конструктивные, конструктивно-эксплуатационные и эксплуатационные.

*Конструктивный путь* предусматривает: создание конструкций рабочих органов машин, обладающих низкими тяговыми сопротивлениями при высоком качестве работы; применение специальных покрытий для уменьшения сил трения между поверхностями рабочих органов и почвой; замена трения скольжения трением качения; создание самозатачивающихся режущих рабочих органов (лемехов плугов, лап культиваторов и т. д.); широкое использование легких металлов и пластмасс в конструкциях машин; создание машин с изменяемой шириной захвата (например, плугов) или геометрической формой рабочих органов в зависимости от условий работы; создание комбинированных машин, выполняющих несколько операций за один проход, и др.

*Конструктивно-эксплуатационный путь* связан с правильным использованием в соответствии с условиями работы тех регулировок и настроек, которые предусмотрены самой конструкцией машины, включая: расстановку рабочих органов (лап культиватора, дисковых ножей и предплужников на плуге и др.); соединение рабочих машин с трактором, особенно навесных и полунавесных; регулировку рабочих органов и соответствующих механизмов машин и др.

*Эксплуатационный путь* снижения тяговых сопротивлений обеспечивается проведением следующих мероприятий: соблюдение правил технического обслуживания машин; своевременная заточка или замена (при необходимости) режущих элементов машин (лемехов, лап культиваторов, ножей жатвенных машин и др.); выравнивание полей; удаление камней, пожнивных остатков и препятствий; качественное проведение предшествующих работ (лушение стерни перед вспашкой и др.); уничтожение сорняков (особенно важно для зерноуборочных машин); обработка почвы в состоянии механической спелости при влажности 18...24 %; правильный выбор глубины обработки почвы, особенно вспашки с учетом агротехнических требований; периодическое глубокое (глубже пахотного горизонта) рыхление (разуплотнение) почвы примерно через 3...4 года; правильный выбор способа движения и рабочей скорости агрегата и др.

Практическое применение указанных мероприятий в зависимости от условий работы позволяет существенно уменьшить тяговое сопротивление машин и соответственно снизить расход топлива и других ресурсов. Например, при работе плуга с затупленными лемехами его тяговое сопротивление может возрасти на 20...30 %, а увеличение ско-